

УДК [622.481+621.515+622.794.4]:[622.993+621.57]

№ держреєстрації 0110U000527

Інв. №

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет»
(Державний ВНЗ «НГУ»)

49005, м. Дніпропетровськ, пр. К. Маркса, 19; тел/факс (0562)47-32-09
факс 744-62-14; телекс 143457 «AGAT SU», E-mail: Shevchsergey@gmail.com

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи,
д-р техн. наук, член-кор. НАН України

_____ О.С. Бешта

“ ___ ” _____ 2012 р.

З В І Т

ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З
КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТА ТЕПЛОАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ВИКОРИСТАННЯ ВИКИДНОГО ТЕПЛА НА ГІРНИЧИХ
ПІДПРИЄМСТВАХ

(заключний)

ГП-434

Начальник НДЧ,
канд. техн. наук, доцент

Р.О. Дичковський

Зав. кафедри гірничої механіки,
науковий керівник, д-р техн. наук, професор

В.І. Самуся

2012

Рукопис закінчено 10 грудня 2012 р.

Результати роботи розглянуто науково-технічною радою,
протокол № 3 від 14 грудня 2012 р.

СПИСОК АВТОРІВ

Науковий керівник, головний науковий співробітник д-р техн. наук, професор	В.І. Самуся (розділи 1,2,4)
Провідний науковий співробітник, канд. техн. наук, доцент	Ю.І. Оксень (вступ, розділи 1,2,4, висновки)
Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доцент	В.І. Кривощоків (розділ 3)
Провідний науковий співробітник, канд. техн. наук	Ю.П. Карпинський (розділи 1,2)
Науковий співробітник, канд. техн. наук	С. С. Ільїна (розділ 1)
Старший науковий співробітник	Ю.О. Комісаров (розділ 1)
Старший науковий співробітник	О.О. Бобришов (розділ 2)
Науковий співробітник	М.В. Радюк (розділ 4)
Науковий співробітник	О. М. Воробйова (розділ 2)
Науковий співробітник	В.С. Петрусь (розділ 4)
Молодший науковий співробітник	О.О. Гук (розділ 1)
Молодший науковий співробітник	Т.О. Чечель (розділ 2)
Молодший науковий співробітник	С.В. Козачок (оформлення звіту)
Провідний інженер	Т. С. Озерянський (оформлення звіту)
Нормоконтроль	Л.С. Шломіна

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 133 с., 23 рис., 10 табл., 4 додатки, 41 джерело.

Об'єкт дослідження – процеси формування теплових режимів установок для сушіння вугільного концентрату на основі труб-сушарок в комплексі з установками, що утилізують тепло сушильного агента за когенераційною технологією.

Метою роботи є удосконалення технологічного процесу підготовки сушильного агента установок для сушіння вугільного концентрату на вуглезбагачувальних фабриках для підвищення ефективності використання теплоти згорання палива.

Методи дослідження – аналітичний, математичне моделювання.

Розроблено технічні рішення з використання високо- та низькопотенційного тепла сушильного агента – димових газів. Перше полягає в тому, що зниження їх температури перед подачею в труби-сушарки досягається за рахунок відведення тепла від них в цикл водо-парової теплосилової установки, в якій це тепло перетворюється на електричну енергію і тепло опалювального потенціалу, а друге – в перетворенні тепла димових газів, що виходять з труб-сушарок, на електричну енергію і тепло потенціалу гарячого водопостачання з допомогою теплосилової установки, що працює на низькокиплячому робочому тілі.

Розроблено математичні моделі формування теплових режимів труби-сушарки та теплоутилізаційних установок. Математичним моделюванням доведена висока енергетична і економічна ефективність розроблених технічних рішень.

Економічний ефект від їх впровадження складає відповідно 15800 і 5340 тис. грн на рік, а строк окупності капітальних затрат – 2,7 і 3,5 років.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ГІДРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ,
СУШІННЯ ВУГІЛЛЯ, ТРУБА-СУШАРКА, ЕНЕРГОЗАОЩАДЖЕННЯ,
ТЕПЛОСИЛОВА УСТАНОВКА, ЕКСЕРГІЯ

ЗМІСТ

Вступ	6
1 Концепції підвищення енергетичної ефективності процесу сушіння вугільного концентрату	11
2 Обґрунтування параметрів теплосилової установки, що використовує тепло димових газів при сушінні вугілля	13
2.1 Постановка завдання	13
2.2 Математична модель формування і розрахунок теплового режиму сушильної установки при існуючій технології підготовки сушильного агента	15
2.3 Математична модель формування і розрахунок теплового режиму сушильної установки при використанні тепла димових газів в теплосиловій установці	24
2.4 Вибір і обґрунтування параметрів водяної пари перед турбіною	26
2.5 Розрахунок енергетичних показників теплосилової установки	30
2.6 Вибір устаткування теплосилової установки	31
2.7 Ексергетичний аналіз схем підготовки сушильного агента	32
2.8 Порівняння запропонованої технології з існуючою технологією сушіння, вироблення електроенергії і тепла	39
2.9 Економічна ефективність запропонованого технічного рішення з утилізації високопотенційного тепла димових газів	41
2.10 Висновки	47
3 Модернізація технології сушіння вугільних концентратів на основі вдосконалення пиловловлювальних пристроїв для очищення газів.....	49
3.1 Особливості сушіння та аналіз конструкцій сушильних апаратів.....	49
3.2 Дослідження пневмосепаратора нового типу для очищення газів....	51
3.3 Висновки.....	89

4 Обґрунтування параметрів теплосилової установки на низькокиплячому робочому тілі, що використовує низькопотенційне тепло димових газів	91
4.1 Постановка завдання	91
4.2 Математична модель формування режиму роботи теплосилової установки на низькокиплячому робочому тілі, яка утилізує тепло димових газів	95
4.3 Економічна ефективність запропонованого технічного рішення з утилізації низькопотенційного тепла димових газів	104
4.4 Висновки	108
Висновки	110
Перелік посилань	113
Додаток А Звіт про патентні дослідження	115
Додаток Б Витяг з протоколу засідання кафедри гірничої механіки	128
Додаток В Витяг з протоколу засідання секції ради за науковим напрямом «Механіка та машинобудування»	130
Додаток Г Рецензія	132

ВСТУП

Даний звіт є звітом з заключного етапу науково-дослідної роботи ГП-434, який виконувався в 2012 році. На попередніх етапах виконано проміжні звіти:

"Аналіз та обґрунтування технічних рішень з використання тепла вихідного вентиляційного струменя", інвентарний №0211U000816 (2010 рік);

"Аналіз та обґрунтування технічних рішень з використання тепла, що відводиться від стиснутого повітря на компресорних станціях гірничих підприємств", інвентарний № 0212U001495 (2011 рік).

Метою виконання етапу 2012 року є удосконалення теплових режимів і використання викидного тепла одного з найбільш енергоємних процесів на вуглезбагачувальних фабриках – сушіння вугільного концентрату.

Сушіння вугільного концентрату є завершальним процесом перед відправкою його споживачам. Підвищена вологість концентрату, що коксується, негативно позначається на технології і економіці виробництва коксу. У зимовий час створюються додаткові труднощі, пов'язані з транспортуванням і розвантаженням змерзлого вугілля. Особливо великого значення збезводнення вугільних концентратів набуло у зв'язку з широким розвитком на збагачувальних фабриках методу флотації збагачення шламів, які раніше скидалися в зовнішні відстійники, а потім збувалися за ціною низькокалорійного енергетичного палива.

Як сушильні установки на вуглезбагачувальних фабриках України найбільшого поширення набули труби-сушарки [1,2].

Перевагою цього способу сушіння є дуже проста конструкція сушарки, порівняно невисокі капітальні витрати, велика швидкість сушіння, яка обумовлюється інтенсивністю передачі тепла від газів до зважених в їх потоці вугільних частинок.

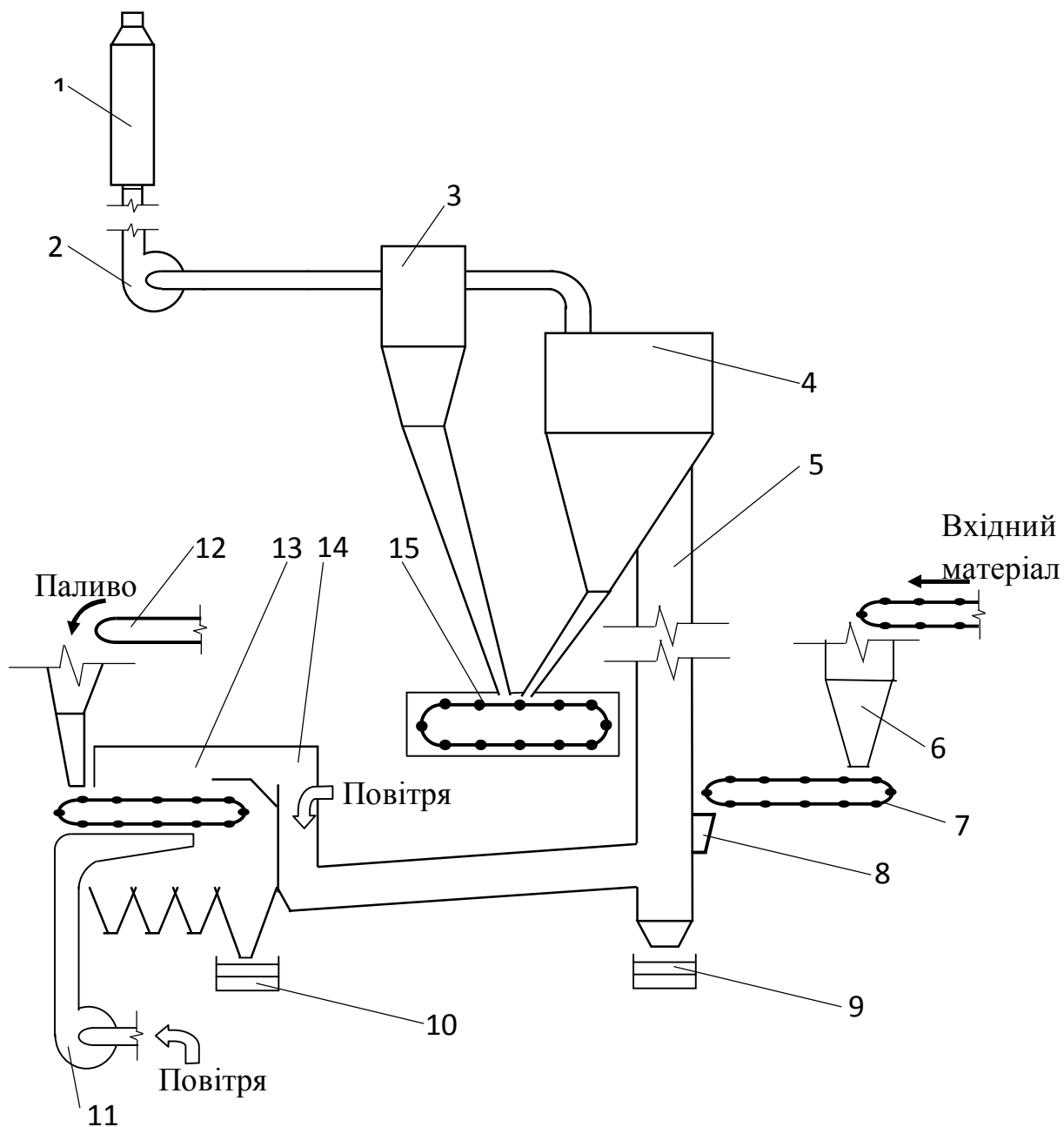
Недоліком є висока енергоємність процесу, значні витрати паливних ресурсів на вироблення і підготовку сушильного агента, в якості якого

зазвичай використовується суміш продуктів згорання палива з атмосферним повітрям.

Труби-сушарки застосовуються для сушіння продуктів збагачення або вугілля перед брикетуванням розміром частинок до 15 мм.

Метод сушіння полягає в наступному: сушильний агент (зазвичай гарячі димові гази) поступає знизу вгору по вертикальній трубі і підхоплює матеріал, що сушиться, який поступає через спеціальний живильник, і, захоплюючись потоком сушильного агента, проходить разом з ним увесь шлях по трубі, віддаючи при цьому частину своєї вологи сушильному агенту. Швидкість руху сушильного агента залежить від розміру частинок продукту, що сушиться, і коливається в межах від 10 до 40 м/с. Пройшовши по трубі, сушильний агент поступає в пиловловлюючу систему, де від нього відділяється продукт, після чого викидається в атмосферу. Підсушений продукт транспортується до місця використання.

На рис. 1 наведена схема ланцюга апаратів типових для вуглезбагачувальних фабрик Донбасу установок з трубами-сушарками для сушіння вугільного концентрату класу 0 – 15 мм після збагачення. Початковий матеріал (концентрат 0 – 15 мм) з бункера 6 поступає на конвеєр 7, що передає його в шлюзовий живильник 8, з якого він вводиться в трубу-сушарку 5. Гази, що утворюються в топці 13 після згорання палива, розбавляються в камері 14 атмосферним повітрям і з температурою 500-600°C поступають в трубу, підхоплюючи частинки концентрату. При повороті потоку газової суміші з вугіллям в камері розвантаження 4 відбувається відділення великих частинок концентрату, які по жолобу скачуються під власною вагою через шлюзові живильники на конвеєр підсушеного продукту 15. Уловлювання іншого підсушеного концентрату здійснюється в блоці циклонів 3, звідки він також поступає по жолобу через шлюзові живильники на конвеєр 15. Знепилений газ димососом 2 подається в апарат мокрого знепилювання, де з нього за допомогою дощової завіси відділяється залишок пилу.



1 – апарат санітарного очищення; 2 – димосос; 3 – блок циклонів для очищення газів від пилу; 4 – розвантажувальна камера; 5 – труба-сушарка; 6 – бункер початкового матеріалу; 7 – конвеєр; 8 – вузол живлення труби-сушарки; 9 – вузол провалу; 10 – конвеєр транспорту шлаку; 11 – дуттьовий вентилятор; 12 – конвеєр подачі палива; 13 – топка; 14 – камера змішування; 15 – конвеєр

Рисунок 1 – Схема сушильної установки

Паливо (рядове вугілля) подається в топку по конвеєру 12. Для подачі повітря в шар спалюваного палива встановлено дуттьовий вентилятор 11. Великі куски вугілля, що випали з потоку газу в трубі-сушарці, збираються в нижній частині її і видаляються конвеєром 9. Шлак з топки видаляється конвеєром 10.

Ефективність процесу сушіння залежить від температури газів на вході в трубу-сушарку і, чим вище ця температура, тим ефективніше процес. Проте підвищення температури газів обмежується можливістю займання і вибуху дрібних пилових частин вугільного концентрату, що підсушується, і жароміцністю металів, з яких виготовляються труби-сушарки. З цієї причини температура газів на вході в труби-сушарки зазвичай не перевищує 500-600°C. Температура ж димових газів на виході з топки складає 950-1150°C. Необхідне зниження температури газів досягається за рахунок підмішування до них третинного повітря в камері змішення (первинним є повітря, що подається під шар спалюваного вугілля, а вторинним – в простір над шаром).

Змішення газів з різною температурою є необоротним термодинамічним процесом, що супроводжується втратою їх працездатності [3].

З більшою ефективністю температуру димових газів можна знизити, перетворивши частину їх внутрішньої енергії в механічну роботу або електричну енергію за допомогою теплосилової установки (ТСУ). Ще одним резервом підвищення енергетичної ефективності сушильних установок є використання викидного тепла газів, що виходять з установки. Тут необхідно відмітити, що температура газів на виході з димососа дорівнює 120-130°C, але на виході з апаратів мокрого очищення від пилу вона складає лише 55-60°C. Щоб зберегти температуру вихідних газів після очищення від пилу на початковому рівні для подальшої утилізації їх тепла, необхідно застосувати апарати сухого очищення газів від пилу, наприклад циклонні сепаратори. У

даний час такі апарати промисловістю не виготовляються, тому їх розробка потребує спеціальних досліджень.

Таким чином, не дивлячись на те, що технологічні схеми сушильних установок з трубами-сушарками, які нині використовуються на вуглезбагачувальних і вуглебрикетних фабриках, мають багаторічну історію і багаторазово перевірені і відпрацьовані на практиці [1, 2, 4-9], питанню комплексного використання теплоти згорання палива при підготовці сушильного агента досі не приділялося належної уваги.

В той же час, необхідно відмітити, що ці установки є дуже енергоємними, вимагають великих витрат паливних ресурсів, тому підвищення їх ефективності дозволить істотно підвищити показники ефективності вуглезбагачувальних і вуглебрикетних фабрик в цілому.

У зв'язку з цим, метою даного етапу роботи є вдосконалення технологічного процесу підготовки сушильного агента і теплового режиму установок для сушіння вугільного концентрату на вуглезбагачувальних фабриках для підвищення ефективності використання теплоти згорання палива.

Для досягнення цієї мети в роботі вирішуються наступні основні завдання:

розробка технічних рішень з ефективного використання теплоти згорання палива при підготовці сушильного агента і використання викидного тепла газів, що виходять з установки;

обґрунтування параметрів теплосилової установки, що використовує високопотенційне тепло димових газів сушильної установки;

розробка та обґрунтування параметрів ефективних циклонних очищувачів газів від пилу;

обґрунтування параметрів теплосилової установки, що використовує низькопотенційне тепло газів, що виходять з сушильної установки.

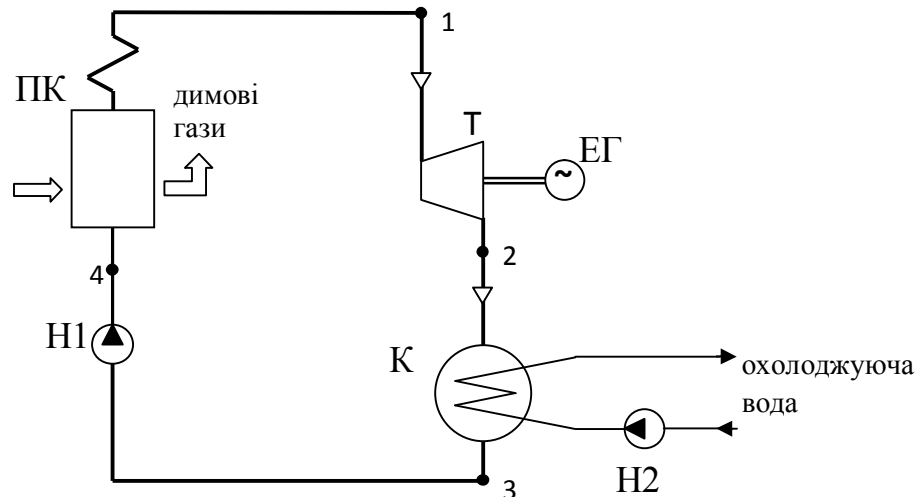
1 КОНЦЕПЦІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ ВУГІЛЬНОГО КОНЦЕНТРАТУ

Аналіз недоліків існуючої технології підготовки сушильного агента і теплового режиму установок для сушіння вугільного концентрату на основі труб-сушарок дозволяє сформулювати наступні концепції підвищення енергетичної ефективності сушильних установок.

Перша полягає у зниженні температури димових газів, які використовуються за сушильний агент, перед входом в трубу-сушарку за рахунок перетворення частини їх внутрішньої енергії в механічну роботу, а потім в електричну енергію. З цією метою димові гази, що виходять з топки, з температурою 1000-1150°C направляємо в паровий котел-утилізатор, що є парогенератором ТСУ, що перетворює тепло, отримане від димових газів, в електричну енергію. У парогенераторі гази охолоджуються до 550-600°, після чого прямують в трубу-сушарку. Таким чином, в цьому технічному рішенні термодинамічно неефективний процес зниження температури димових газів шляхом підмішування холодного атмосферного повітря замінюється більш ефективним процесом перетворення частини внутрішньої енергії газів в роботу і електроенергію.

Схема ТСУ наведена на рис. 1.1.

Пара, що виробляється в паровому котлі ПК, поступає в турбіну Т, де, розширюючись, здійснює роботу, яка перетворюється на електричну енергію за допомогою електрогенератора ЕГ. Відпрацювавши в турбіні, пара прямує в конденсатор, де конденсується, віддаючи тепло охолоджуючій воді. Передбачається, що тепло, яке віддається охолоджуючій воді, має температурний потенціал, достатній для використання води в мережі опалювання і гарячого водопостачання підприємства. В цьому випадку конденсатор одночасно буде підігрівачем мережевої води. Конденсат подається в котел циркуляційним насосом Н1. Циркуляція мережевої охолоджуючої води здійснюється насосом Н2.



ПК – паровий котел; Н1 – циркуляційний насос; Н2 – насос охолоджуючої води; К – конденсатор; Т – турбіна; ЕГ – генератор електричного струму

Рисунок 1.1 – Принципова теплова схема теплосилової установки

Оскільки це технічне рішення не передбачає підсосів третинного повітря, то для того, щоб не змінити газодинамічний режим труби-сушарки, тобто швидкість і об'ємну витрату сушильного агента в трубі-сушарці, необхідно збільшити витрату димових газів, і, відповідно витрату палива. Отже, витрата палива на тону висушеного продукту в нашому випадку зросте, проте ці додаткові витрати призведуть до вироблення електроенергії, що, в результаті зумовить загальний позитивний ефект від застосування запропонованого технічного рішення.

Друга концепція полягає в утилізації низькопотенційного тепла димових газів, що виходять з установки. Принципово можлива утилізація цього тепла з метою отримання гарячої води і використання її потім в цілях гарячого водопостачання (ГВП) або опалення підприємства, а також з метою отримання електричної енергії на основі ТСУ, що працюють на низькокиплячих робочих тілах (НРТ). Другий шлях уявляється раціональнішим, оскільки потреба підприємств в теплі і опалюванні носить сезонний характер, а в електроенергії – цілорічний.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОСИЛОВОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ВИКОРИСТОВУЄ ТЕПЛО ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ СУШІННІ ВУГІЛЛЯ

2.1 Постановка завдання

До основних параметрів теплосилової установки відносяться тиск і температура робочого тіла (водяної пари) в характерних точках термодинамічного циклу і енергетичні показники: утилізована теплова потужність димових газів Q_1 , електрична потужність $N_{\text{эл}}$, що виробляється, теплова потужність конденсатора Q_2 .

Утилізована теплова потужність димових газів і залежне від неї вироблення електроенергії визначаються необхідним тепловим і газодинамічним режимом роботи труби-сушарки, тобто витратою, температурою і вологовмістом газів у вхідному її перерізі.

При обґрунтуванні параметрів теплосилової установки виходитимемо з умови необхідності забезпечення того ж газодинамічного і температурного режиму труби-сушарки, який має місце при існуючій технології підготовки сушильного агента.

У зв'язку з цим, завданнями досліджень даного розділу є:

розробка математичної моделі формування і розрахунок теплового режиму газового тракту сушильної установки при існуючій технології підготовки сушильного агента;

розробка математичної моделі формування і розрахунок теплового режиму газового тракту сушильної установки при використанні тепла димових газів в теплосиловій установці;

вибір і обґрунтування тиску і температури робочого тіла теплосилової установки (водяної пари) в характерних точках термодинамічного циклу;

розрахунок енергетичних показників існуючої і запропонованої технологій підготовки сушильного агента.

За початкові дані для порівняння технологій приймемо дані, які є типовими для сушильних установок вуглезбагачувальних фабрик Донбасу :

тип труби-сушарки –	ТС-11;
діаметр –	1100 мм;
робоча довжина –	19,9 м;
об'єм –	20,8 м ³ ;
продуктивність	
по початковому продукту –	від 80 до 90 т/год.;
по випаруваній волозі –	від 7,7 до 8,7 т/год.;
температура газів	
в топці –	від 1000 до 1150°С;
перед трубою-сушаркою –	від 550 до 600°С;
початковий продукт – суміш дрібного концентрату (60%) і флотоконцентрату (40%);	
вид палива –	рядове вугілля марки "Г";
зольність палива –	від 20 до 40%;
вологість палива –	8%;
подача дугтьового вентилятора, приведена до нормальних умов (НУ) – тиску 101325 Па і температури 0°С, –	35000 м ³ /год.;
подача димососу, приведена до НУ, –	80000 м ³ /год.

Для конкретизації результатів розрахунків приймемо, що паливом є вугілля марки "Г", що має наступний склад робочої маси:

- вологість $W^P=8,0\%$;
- зольність $A^P=23,0\%$;
- сірка колчеданна $S_k^P=2,0\%$;
- сірка органічна $S_{op}^P=1,2\%$;
- вуглець $C^P=55,2\%$;
- водень $H^P=3,8\%$;

азот $N^P=1,0\%$;

кисень $O^P=5,8\%$.

Вихід летких на горючу масу $V^T=40\%$; нижча теплота згорання $Q_H^P=22,0$ МДж/кг.

Для спалювання вугілля в котельній установці використовується топка з ланцюговими решітками.

Параметри атмосферного повітря :

температура $t_0=20,0^\circ\text{C}$;

вологівміст $d_0=0,010$;

тиск $p_0=100$ кПа.

Температура газів на виході з топки $t_1=1050^\circ\text{C}$.

2.2 Математична модель формування і розрахунок теплового режиму сушильної установки при існуючій технології підготовки сушильного агента

В основі математичної моделі формування теплового режиму сушильної установки лежать рівняння матеріального і теплового балансу горіння палива, змішення продуктів згорання палива з всмоктуваним повітрям і сушіння вугільного концентрату в трубі-сушарці.

Для забезпечення повноти згорання палива повітря подається в топку в більшій кількості, ніж необхідно відповідно до стехіометричних рівнянь реакцій горіння. Коефіцієнт надлишку повітря, що подається в топку, а також втрати від механічної і хімічної неповноти згорання палива визначаються в залежності від типу топки і приведених характеристик палива.

Приведені характеристики прийнятого палива :

приведена зольність $A_{\text{п}} = \frac{A^{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{23,0}{22,0} = 1,045 \frac{\%}{\text{МДж/кг}}$; (2.1)

приведена вологість $W_{\text{п}} = \frac{W^{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{8,0}{22,0} = 0,364 \frac{\%}{\text{МДж/кг}}$. (2.2)

Відповідно до цих характеристик для топок з ланцюговими решітками згідно [10]:

коефіцієнт надлишку повітря в топці $\alpha_{\text{т}}=1,3$;

втрати від хімічної неповноти згорання $q_3=0,5\%$;

втрати від механічної неповноти згорання $q_4=5,0\%$.

Маса кисню O_2 , що теоретично необхідна для згорання 1 кг палива

$$\begin{aligned} M_{O_2} &= 0,01(2,67C^{\text{п}} + 8,0H^{\text{п}} + S_{\text{к}}^{\text{п}} + S_{\text{оп}}^{\text{п}} - O^{\text{п}}) = \\ &= 0,01 \cdot (2,67 \cdot 55,2 + 8,0 \cdot 3,8 + 2,0 + 1,2 - 5,8) = 1,752 \text{ кг/кг}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Параметри атмосферного повітря :

тиск насиченої водяної пари при температурі $t_0=20^\circ\text{C}$ за формулою Фільнея [11]

$$p_{\text{н}0} = 133,3 \cdot 10^{\frac{8,12 t_0 + 156}{236 + t_0}} = 133,3 \cdot 10^{\frac{8,12 \cdot 20 + 156}{236 + 20}} = 2337 \text{ Па}; \quad (2.4)$$

парціальний тиск водяної пари

$$p_{\text{п}0} = p_0 \frac{d_0}{0,622 + d_0} = 100000 \cdot \frac{0,010}{0,622 + 0,010} = 1582 \text{ Па}; \quad (2.5)$$

відносна вологість повітря

$$\varphi_0 = \frac{p_{п0}}{p_{н0}} = \frac{1582}{2337} = 0,677; \quad (2.6)$$

об'ємна долю водяної пари, що міститься в повітрі,

$$r_{H_2O} = \frac{p_{п0}}{p_0} = \frac{1582}{100000} = 0,01582. \quad (2.7)$$

Середня молярна ізобарна теплоємність сухого повітря і водяної пари в інтервалі температур від 0 до 20°C [10]:

$$\mu c_{pm_{св}} = 29,089 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$\mu c_{pm_{H_2O}} = 33,547 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

середня об'ємна ізобарна теплоємність вологого повітря в інтервалі температур від 0 до 20°C

$$\begin{aligned} c'_{pm_{вв}} &= [r_{H_2O} \mu c_{pm_{H_2O}} + (1 - r_{H_2O}) \mu c_{pm_{св}}] / 22,4 = \\ &= [0,01582 \cdot 33,547 + (1 - 0,01582) \cdot 29,089] / 22,4 = \\ &= 1,302 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}; \end{aligned} \quad (2.8)$$

ентальпія вологого повітря

$$i'_0 = c'_{pm_{вв}} t_0 = 1,302 \cdot 20 = 26,04 \text{ кДж/м}^3. \quad (2.9)$$

Теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання 1 кг палива, приведений до нормальних умов,

$$V_0 = \frac{M_{O_2}}{0,21(1-r_{H_2O})\rho_{0O_2}} = \frac{1,752}{0,21 \cdot (1-0,01582) \cdot 1,43} = 5,927 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (2.10)$$

де $\rho_{0O_2} = 1,43 \text{ кг/м}^3$ – густина O_2 при НУ.

Фактичний об'єм повітря, необхідний для спалювання 1 кг палива, приведений до НУ,

$$V_\phi = V_0 \alpha_T = 5,927 \cdot 1,3 = 7,706 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.11)$$

Об'єм продуктів згорання, приведений до НУ, :
триатомних газів CO_2 і SO_2

$$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,01 \left(\frac{C^p}{12} + \frac{S_k^p + S_{op}^p}{32} \right) \cdot 22,4 = \\ &= 0,01 \cdot \left(\frac{55,2}{12} + \frac{2,0 + 1,2}{32} \right) \cdot 22,4 = 1,0528 \text{ м}^3/\text{кг}; \end{aligned} \quad (2.12)$$

водяної пари

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= 0,111H^p + 0,0124W^p + r_{H_2O} \alpha_T V_0 = \\ &= 0,111 \cdot 3,8 + 0,0124 \cdot 8,0 + 0,01582 \cdot 1,3 \cdot 5,927 = 0,6429 \text{ м}^3/\text{кг}; \end{aligned} \quad (2.13)$$

азоту

$$V_{N_2} = 0,79(1-r_{H_2O})\alpha_T V_0 = 0,79 \cdot (1-0,01582) \cdot 1,3 \cdot 5,927 = 5,991 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2.14)$$

кисню

$$\begin{aligned}
 V_{O_2} &= 0,21(1 - r_{H_2O})(\alpha_T - 1)V_0 = \\
 &= 0,21 \cdot (1 - 0,01582) \cdot (1,3 - 1) \cdot 5,927 = 0,3675 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (2.15)
 \end{aligned}$$

Сумарний об'єм димових газів, що утворюються при згоранні 1 кг палива, приведений до НУ

$$\begin{aligned}
 V_{\Gamma} &= V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} = 1,0528 + 0,6429 + 5,991 + 0,3675 = \\
 &= 8,054 \text{ м}^3/\text{кг} \quad (2.16)
 \end{aligned}$$

Об'ємні частки компонентів димових газів :

$$\text{вуглекислого газу} \quad r_{CO_2,1} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{1,0528}{8,054} = 0,1307; \quad (2.17)$$

$$\text{азоту} \quad r_{N_2,1} = \frac{V_{N_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{5,991}{8,054} = 0,7438; \quad (2.18)$$

$$\text{кисню} \quad r_{O_2,1} = \frac{V_{O_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{0,3675}{8,054} = 0,04563; \quad (2.19)$$

$$\text{водяної пари} \quad r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}} = \frac{0,6429}{8,054} = 0,0798. \quad (2.20)$$

Середні молярні ізобарні теплоємності компонентів димових газів в інтервалі температур 0 – 1050°C [10]:

$$\mu c_{pmO_2} = 33,247 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}),$$

$$\mu c_{pmN_2} = 31,442 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$\mu c_{pmH_2O} = 38,921 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$\mu c_{pmCO_2} = 49,729 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів в інтервалі температур 0 - 1050°C:

$$\begin{aligned} c'_{pm} &= (r_{O_2,1} \mu c_{pmO_2} + r_{N_2,1} \mu c_{pmN_2} + r_{H_2O,1} \mu c_{pmH_2O} + r_{CO_2,1} \mu c_{pmCO_2}) / 22,4 = \\ &= (0,0456 \cdot 33,247 + 0,7438 \cdot 31,442 + 0,0798 \cdot 38,921 + 0,1307 \cdot 49,729) / 22,4 = \\ &= 1,541 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Ентальпія газів на виході з топки при температурі $t_{Г1}=1050^\circ\text{C}$

$$i'_{Г1} = c'_{pm} t_{Г1} = 1,541 \cdot 1050 = 1618 \text{ кДж/м}^3. \quad (2.22)$$

Витрата палива, що відповідає витраті повітря $V_B = 35000 \text{ м}^3/\text{год} = 9,722 \text{ м}^3/\text{с}$, яке подається в топку дуттьовим вентилятором

$$G_{\text{топл}} = \frac{V_B}{V_\phi} = 1,262 \text{ кг/с} = 4,543 \text{ т/год}. \quad (2.23)$$

Витрата газів на виході з топки, приведена до НУ

$$V_1 = V_\Gamma G_{\text{топл}} = 8,054 \cdot 1,262 = 10,16 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.24)$$

Перед трубою-сушаркою до димових газів, що виходять з топки, підмішується атмосферне (третинне) повітря, рух якого по спеціальному каналу забезпечується димососом.

Витрату суміші газів на вході в трубу-сушарку приймаємо рівною подачі димососу, приведеної до НУ, тобто $V_2=80000 \text{ м}^3/\text{год} = 22,22 \text{ м}^3/\text{с}$.

Витрата третинного повітря

$$\Delta V = V_2 - V_1 = 22,22 - 10,16 = 12,06 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.25)$$

Склад димових газів на вході в трубу-сушарку:

$$\begin{aligned} r_{N_2,2} &= [r_{N_2,1}V_1 + 0,79(1 - r_{H_2O})\Delta V] / V_2 = \\ &= [0,7438 \cdot 10,16 + 0,79 \cdot (1 - 0,01582) \cdot 12,06] / 22,22 = 0,7621, \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} r_{O_2,2} &= [r_{O_2,1}V_1 + 0,21(1 - r_{H_2O})\Delta V] / V_2 = \\ &= [0,04563 \cdot 10,16 + 0,21 \cdot (1 - 0,01582) \cdot 12,06] / 22,22 = 0,1330, \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} r_{H_2O,2} &= (r_{H_2O,1}V_1 + r_{H_2O}\Delta V) / V_2 = \\ &= (0,07982 \cdot 10,16 + 0,01582 \cdot 12,06) / 22,22 = 0,04509. \end{aligned} \quad (2.28)$$

$$r_{CO_2,2} = r_{CO_2,1}V_1 / V_2 = 0,1307 \cdot 10,16 / 22,22 = 0,05977. \quad (2.29)$$

Температуру, ентальпію і теплоємність суміші продуктів згорання з третинним повітрям знаходимо методом послідовних наближень.

Остаточно в результаті цього розрахунку отримуємо середні значення молярних ізобарних теплоємностей компонентів димових газів перед трубою-сушаркою в інтервалі температур $0 - 540^\circ\text{C}$

$$\mu c_{pmO_2} = 31,505 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu c_{pmN_2} = 29,870 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu c_{pmH_2O} = 35,857 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$$

$$\mu c_{pmCO_2} = 45,047 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів в інтервалі температур 0 – 540°C [10]:

$$\begin{aligned} c'_{pm} &= (r_{O_2,2} \mu c_{pmO_2} + r_{N_2,2} \mu c_{pmN_2} + r_{H_2O,2} \mu c_{pmH_2O} + r_{CO_2,2} \mu c_{pmCO_2}) / 22,4 = \\ &= (0,133 \cdot 31,505 + 0,7621 \cdot 29,87 + 0,04509 \cdot 35,857 + 0,05977 \cdot 45,047) / 22,4 = \\ &= 1,396 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}). \end{aligned} \quad (2.30)$$

Параметри димових газів перед трубою-сушаркою (ентальпія, температура, парціальний тиск водяної пари та вологовміст) відповідно:

$$i'_{r2} = (V_1 i'_{r1} + \Delta V i'_0) / V_2 = (10,16 \cdot 1618 + 12,06 \cdot 26,04) / 22,22 = 753,9 \text{ кДж}/\text{м}^3, \quad (2.31)$$

$$t_{r2} = \frac{i'_{r2}}{c'_{pm}} = \frac{753,9}{1,396} = 540^\circ\text{C}, \quad (2.32)$$

$$p_{п2} = r_{H_2O,2} p_0 = 0,04509 \cdot 100000 = 4509 \text{ Па}, \quad (2.33)$$

$$d_2 = 0,622 \frac{p_{п2}}{p_0 - p_{п2}} = 0,622 \cdot \frac{4509}{100000 - 4509} = 0,02937. \quad (2.34)$$

Витрата води, що випаровується в трубі-сушарці при сушінні вугільного концентрату, складає 8,0 т/год = 2,22 кг/с. Це відповідає об'ємній, приведений до НУ, витраті пари $V_{п} = 2,77 \text{ м}^3/\text{с}$.

Витрата газів на виході з труби-сушарки

$$V_3 = V_2 + V_{п} = 22,22 + 2,77 = 24,99 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.35)$$

Склад газів на виході з труби-сушарки:

$$r_{N_2,3} = r_{N_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,7621 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,6777, \quad (2.36)$$

$$r_{O_2,3} = r_{O_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,133 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,1183, \quad (2.37)$$

$$r_{H_2O,3} = (r_{H_2O,2} V_2 + V_{II}) / V_3 = (0,04509 \cdot 22,22 + 2,77) / 24,99 = 0,1508, \quad (2.38)$$

$$r_{CO_2,3} = r_{CO_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,05977 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,05316. \quad (2.39)$$

Парціальний тиск водяної пари і вологовміст газів на виході труби-сушарки:

$$p_{п3} = r_{H_2O,3} p_0 = 0,1508 \cdot 100000 = 15180 \text{ Па}, \quad (2.40)$$

$$d_3 = 0,622 \frac{p_{п3}}{p_0 - p_{п3}} = 0,622 \frac{15180}{100000 - 15180} = 0,1104. \quad (2.41)$$

Температура точки роси при даному вологовмісті складе $54,2^\circ\text{C}$.

Температура газів на виході труби-сушарки $t_{г3}$ складає $110 - 130^\circ\text{C}$.

Середні значення молярних ізобарних теплоємностей компонентів димових газів в інтервалі температур $0 - 120^\circ\text{C}$ [10]

$$\mu c_{pmO_2} = 29,617 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}),$$

$$\mu c_{pmN_2} = 29,161 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}),$$

$$\mu c_{pmH_2O} = 33,830 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}),$$

$$\mu c_{pmCO_2} = 38,501 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}).$$

Середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів на виході труби-сушарки :

$$\begin{aligned} c'_{pm} &= (r_{O_2,3} \mu c_{pmO_2} + r_{N_2,3} \mu c_{pmN_2} + r_{H_2O,3} \mu c_{pmH_2O} + r_{CO_2,3} \mu c_{pmCO_2}) / 22,4 = \\ &= (0,1183 \cdot 29,617 + 0,6777 \cdot 29,161 + 0,1508 \cdot 33,83 + 0,05316 \cdot 38,501) / 22,4 = \\ &= 1,358 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}). \end{aligned} \quad (2.42)$$

При температурі $t_{r3}=120^{\circ}\text{C}$ ентальпія газів на виході труби-сушарки

$$i'_{r3} = c'_{pm} t_{r3} = 1,358 \cdot 120 = 162,9 \text{ кДж/м}^3. \quad (2.43)$$

2.3 Математична модель формування і розрахунок теплового режиму сушильної установки при використанні тепла димових газів в теплосиловій установці

Оскільки в запропонованому технічному рішенні підсоси третинного повітря відсутні, то приймаємо об'ємну витрату димових газів на виході з топки, приведений до НУ, рівною подачі димососу, тобто

$$V_{дг} = 80000 \text{ м}^3/\text{год} = 22,22 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Витрата палива, необхідна для утворення необхідного потоку сушильного агента в трубі-сушарці

$$G_{топл} = \frac{V_{дг}}{V_r} = \frac{22,22}{8,054} = 2,759 \text{ кг/с} = 9,93 \text{ т/год}. \quad (2.44)$$

При цьому витрата повітря, що подається в топку, приведена до НУ, буде дорівнювати

$$V_0 = V^{\Phi} G_{топл} = 7,706 \cdot 2,759 = 21,26 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.45)$$

Склад димових газів на вході в трубу-сушарку такий же, як і на виході з топки, тобто

$$r_{O_2,2} = r_{O_2,1}, \quad (2.46)$$

$$r_{N_2,2} = r_{N_2,1}, \quad (2.47)$$

$$r_{CO_2,2} = r_{CO_2,1}, \quad (2.48)$$

$$r_{H_2O,2} = r_{H_2O,1}. \quad (2.49)$$

Температуру газів перед трубою-сушаркою приймаємо таку ж, як і при існуючій технології, тобто $t_{r2} = 540^\circ\text{C}$.

Середня об'ємна ізобарна теплоємність димових газів в інтервалі температур 0 – 540°C :

$$\begin{aligned} c'_{pm} &= (r_{O_2,2} \mu c_{pmO_2} + r_{N_2,2} \mu c_{pmN_2} + r_{H_2O,2} \mu c_{pmH_2O} + r_{CO_2,2} \mu c_{pmCO_2}) / 22,4 = \\ &= (0,04563 \cdot 31,505 + 0,7438 \cdot 29,871 + 0,07982 \cdot 35,857 + 0,1307 \cdot 45,047) / 22,4 = \\ &= 1,447 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}). \end{aligned} \quad (2.50)$$

Ентальпія димових газів перед трубою-сушаркою (при температурі $t_{r2} = 540^\circ\text{C}$):

$$i'_{r2} = c'_{pm} t_{r2} = 1,447 \cdot 540 = 781,4 \text{ кДж}/\text{м}^3. \quad (2.51)$$

Парціальний тиск водяної пари і вологовміст димових газів перед трубою-сушаркою

$$p_{п2} = r_{H_2O,2} p_0 = 0,07982 \cdot 100000 = 7982 \text{ Па}, \quad (2.52)$$

$$d_2 = 0,622 \frac{p_{п2}}{p_0 - p_{п2}} = 0,622 \cdot \frac{7982}{100000 - 7982} = 0,05396. \quad (2.53)$$

Склад газової суміші, її вологовміст і ентальпію на виході з труби-сушарки (при температурі $t_{r3} = 120^\circ\text{C}$) розраховуємо за формулами (2.36) – (2.43):

$$r_{N_2,3} = r_{N_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,7438 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,6615,$$

$$r_{O_2,3} = r_{O_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,04563 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,04058,$$

$$r_{H_2O,3} = (r_{H_2O,2} V_2 + V_{\text{п}}) / V_3 = (0,07982 \cdot 22,22 + 2,77) / 24,99 = 0,1817,$$

$$r_{CO_2,3} = r_{CO_2,2} \frac{V_2}{V_3} = 0,1307 \cdot \frac{22,22}{24,99} = 0,1162,$$

$$\begin{aligned} c'_{pm} &= (r_{O_2,3} \mu c_{pmO_2} + r_{N_2,3} \mu c_{pmN_2} + r_{H_2O,3} \mu c_{pmH_2O} + r_{CO_2,3} \mu c_{pmCO_2}) / 22,4 = \\ &= (0,04058 \cdot 29,617 + 0,6615 \cdot 29,161 + 0,1817 \cdot 33,83 + 0,1162 \cdot 38,501) / 22,4 = \\ &= 1,389 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), \end{aligned}$$

$$p_{\text{п3}} = r_{H_2O,3} p_0 = 0,1817 \cdot 100000 = 18170 \text{ Па},$$

$$d_3 = 0,622 \frac{p_{\text{п3}}}{p_0 - p_{\text{п3}}} = 0,622 \frac{18170}{100000 - 18170} = 0,1381,$$

$$i'_{\text{Г3}} = c'_{pm} t_{\text{Г3}} = 1,389 \cdot 120 = 162,9 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Температура точки роси при даному вологовмісту складе $58,1^\circ\text{C}$.

2.4 Вибір і обґрунтування параметрів водяної пари перед турбіною

Теоретичним циклом теплосилової установки є цикл Ренкіна на перегрітій парі [12], зображений на рис. 2.1. Номери точок циклу відповідають номерам точок на тепловій схемі ТСУ (див. рис. 1.1).

Ізобарний процес пароутворення в котлі показаний ламаною лінією 4 – 5 – 6 – 1 (4 – 5 – підігрів води до стану кипіння, 5 – 6 – процес кипіння і отримання сухої насиченої пари, 6 – 1 – перегрів пари в пароперегрівачі котла). Реальний (з урахуванням втрат енергії на тертя) адіабатний процес розширення пари в турбіні показаний пунктирною лінією 1 – 2. Ізобарному процесу конденсації пари в підігрівачі мережевої води відповідає лінія 2 – 3. Оскільки в області рідини ізобари лежать поблизу нижньої примежової

кривої (ступінь сухості пари $x = 0$), точки початку 3 і кінця 4 адіабатного процесу підвищення тиску рідини в насосі на діаграмі практично співпадають.

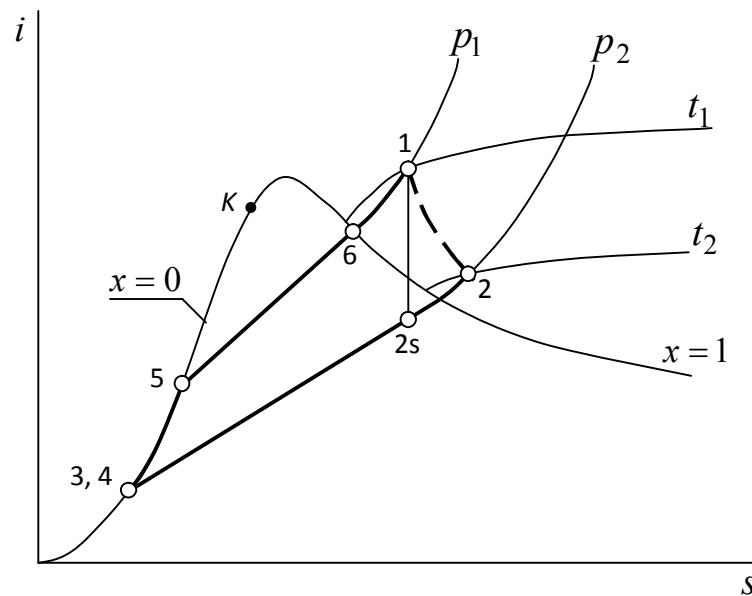


Рисунок 2.1 – Термодинамічний цикл Ренкіна для ТСУ, що працює на перегрітій парі

З теорії відомо, що ефективність перетворення теплоти в роботу в теплових двигунах за однакових умов відведення відпрацьованого тепла холодному джерелу тим вище, чим вище початкові параметри (тиск і температура) робочого тіла [12]. У зв'язку з цим на великих теплових електростанціях застосовують котельні агрегати і турбіни, розраховані на тиск пари 10 – 13 МПа, що допускають перегрівання пари до температури 550 – 565°C. Подальше підвищення температури пари обмежується жароміцністю металів, які використовуються для виготовлення поверхонь нагріву котлів і проточної частини парових турбін.

Застосування пари високих параметрів вимагає високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, тому для ТСУ, що працюють в умовах

збагачувальних фабрик, більш прийнятним є середній рівень тиску і температури: 3 – 4 МПа і 400 – 450°C, що дозволить істотно скоротити витрати на придбання устаткування і спорудження ТСУ і забезпечити необхідний рівень безпеки при її експлуатації [13].

Враховуючи, що парові котли і турбіни на вказаний вище рівень тиску і температури промисловістю випускаються серійно, при розрахунку термодинамічного циклу установки тиск і температуру пари перед турбіною (у точці 1) і за нею (у точці 2) приймаємо, орієнтуючись на номінальні режими турбін, що випускаються, наприклад, Калузьким турбінним заводом [14]. Так, для турбіни Р-6-3,4/0,1 номінальний тиск і температура пари перед турбіною $p_1 = 3,4$ МПа та $t_1 = 435^\circ\text{C}$; за турбіною – $p_2 = 0,12$ МПа (робочий діапазон 0,07 – 0,25 МПа), $t_2 = 136^\circ\text{C}$ (робочий діапазон 112 – 195°C). Внутрішній ККД циркуляційного насоса Н1 (див. рис. 1.1) приймаємо рівним $\eta_{\text{ін}} = 0,7$.

За допомогою i, s – діаграми і таблиць фізичних властивостей водяної пари знаходимо параметри в характерних точках циклу.

Точку 1 на i, s – діаграмі знаходимо на перетині ізобари $p_1 = 3,4$ МПа і ізотерми $t_1 = 435^\circ\text{C}$. В цій точці знаходимо значення ентальпії $i_1 = 3315$ кДж/кг, ентропії $s_1 = 6,98$ кДж/(кг·К), питомого об'єму $v_1 = 0,095$ м³/кг.

Точку 2 знаходимо на перетині ізобари $p_2 = 0,12$ МПа та ізотерми $t_2 = 136^\circ\text{C}$. В цій точці знаходимо значення ентальпії $i_2 = 2750$ кДж/кг, ентропії $s_2 = 7,47$ кДж/(кг·К), питомого об'єму $v_2 = 1,58$ м³/кг.

Питома робота турбіни

$$l_{\text{т}} = \Delta i = i_1 - i_2 = 3315 - 2750 = 565 \text{ кДж/кг.} \quad (2.54)$$

На перетині ізоентропи $s_1 = 6,98$ кДж/(кг·К) з ізобарою $p_2 = 0,12$ МПа знаходимо точку $2s$, яка відповідає кінцю теоретичного ізоентропного процесу розширення пари в турбіні, що протікає без втрат енергії на тертя. У цій точці ентальпія пари $i_{2s} = 2565$ кДж/кг, а теоретичне теплопадіння

$$\Delta i_s = i_1 - i_{2s} = 3315 - 2565 = 750 \text{ кДж/кг.} \quad (2.55)$$

Ізоентропний ККД турбіни

$$\eta_{it} = \frac{\Delta i}{\Delta i_s} = \frac{565}{750} = 0,753. \quad (2.56)$$

Температуру конденсації пари t_3 знаходимо за таблицями при тиску $p_3 = p_2 = 0,12$ МПа: $t_3 = 105^\circ\text{C}$. В точці 3, що лежить на нижній пограничній кривій, знаходимо також $i_3 = 440$ кДж/кг та $v_3 = 0,001047$ м³/кг.

Втратами тиску в паропроводах і пароводяному тракті котла нехтуємо, у зв'язку з чим $p_4 = p_1 = 3,4$ МПа. Рідину в насосі вважаємо нестискуваною, у зв'язку з чим $v_4 = v_3 = 0,001047$ м³/кг, а питома робота насоса визначиться за формулою

$$l_H = \frac{v_3(p_4 - p_3)}{\eta_{iH}} = \frac{0,001047 \cdot (3,4 - 0,12) \cdot 10^3}{0,7} = 6,88 \text{ кДж/кг.} \quad (2.57)$$

Температура і ентальпія води на виході насоса:

$$t_4 = t_3 + \frac{l_H(1 - \eta_{iH})}{c_w} = 105 + \frac{6,88 \cdot (1 - 0,7)}{4,226} = 105,5^\circ\text{C}, \quad (2.58)$$

$$i_4 = i_3 + l_H = 440 + 6,88 = 447 \text{ кДж/кг,} \quad (2.59)$$

де $c_w = 4,226 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – теплоємність води при температурі $t_3 = 105^\circ\text{C}$.

Питома теплота, підведена до пари в котлі,

$$q_1 = i_1 - i_4 = 3315 - 447 = 2868 \text{ кДж/кг}. \quad (2.60)$$

Питома теплота, відведена при конденсації пари в мережевому підігрівачі,

$$q_2 = i_2 - i_3 = 2750 - 440 = 2310 \text{ кДж/кг}. \quad (2.61)$$

Результати розрахунку параметрів термодинамічного циклу наводимо в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри пари в характерних точках циклу

Номер точки	Тиск, МПа	Температура, °С	Питомий об'єм, м ³ /кг	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/(кг·К)
1	3,4	435	0,095	3315	6,98
2	0,12	136	1,58	2750	7,47
3	0,12	105	0,001047	440	–
4	3,4	105,5	0,001047	447	–

2.5 Розрахунок енергетичних показників теплосилової установки

Утилізована теплова потужність (отримана парою в паровому котлі)

$$Q_{\text{ут}} = V_{\text{дг}} (i'_{\Gamma 1} - i'_{\Gamma 2}) = 22,22 \cdot (1618 - 781,4) = 18584 \text{ кВт}. \quad (2.62)$$

Витрата пари в теплосиловій установці

$$m = \frac{Q_{\text{уг}}}{i_1 - i_4} = \frac{18584}{3315 - 447} = 6,48 \text{ кг/с.} \quad (2.63)$$

Внутрішня потужність турбіни

$$N_i = m(i_1 - i_2) = 6,48 \cdot (3315 - 2750) = 3661 \text{ кВт.} \quad (2.64)$$

Електрична потужність, що виробляється

$$N_{\text{эл}} = N_i \eta_{\text{MT}} \eta_{\text{эл}} = 3661 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 3480 \text{ кВт} \quad (2.65)$$

де η_{MT} и $\eta_{\text{эл}}$ – механічний ККД турбіни і ККД електрогенератора (прийняті рівними 0,98 і 0,97).

Теплова потужність конденсатора (мережевого підігрівача), яка передається охолоджуючій воді і прямує в систему опалювання

$$Q_{\text{от}} = m(i_2 - i_3) = 6,48 \cdot (2750 - 440) = 14969 \text{ кВт.} \quad (2.66)$$

Температура води, що сприймає в конденсаторі (мережевому підігрівачі) теплоту $Q_{\text{от}}$, складає 95 - 105°C, що дозволяє використовувати її в системі опалювання і гарячого водопостачання підприємства і прилеглих до нього житлових масивів.

2.6 Вибір устаткування теплосилової установки

За турбіну приймаємо до установки протитискову турбіну типу Р-3,5-3,4/0,1, що виготовляється Калузьким турбінним заводом [14]. Характеристики турбіни, наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристики турбіни Р-3,5-3,4/0,1

Номінальна потужність, кВт	3500
Частота обертання ротора, об/хв.	3000
Параметри свіжої пари, номінальні (робочий діапазон) :	
абсолютний тиск, МПа	3,4 (3,1 - 3,6)
температура, °С	435 (420 - 445)
Параметри пари за турбіною, номінальні (робочий діапазон) :	
абсолютний тиск, МПа	0,0,12 (0,07 - 0,25)
температура, °С	435 (420 - 445)
Номінальна витрата пари, т/год	24,0
Маса турбіни (з фундаментною рамою), т	20,0
Маса ротора, т	2,5
Маса корпусу з діафрагмами, т	7,0
Маса устаткування, що поставляється, т	25,5

За генератор електричного струму приймаємо турбогенератор ТК-4-2РУХЛЗ номінальною потужністю 4000 кВт, частотою обертання ротора 3000 об/хв, напругою 6000 В.

2.7 Ексергетичний аналіз схем підготовки сушильного агента

Ексергетичний метод [3, 12, 15, 16] застосовується для аналізу досконалості технічних систем, в яких відбувається перетворення енергії або речовини: теплосилових, теплонасосних, холодильних, кріогенних установок, хімічних, металургійних харчових виробництв. Його ідея полягає у введенні разом з фундаментальним поняттям енергії додаткового показника - ексергії, який характеризує працездатну частину енергії і дозволяє врахувати той факт, що енергія залежно від зовнішніх умов може мати різну цінність для практичного використання (наприклад, одна і та ж кількість теплоти при різному температурному потенціалі джерел). При ексергетичному аналізі досліджувану технічну систему подумки обмежують контрольною поверхнею і визначають потоки енергії і ексергії, що входять в контрольний простір і виходять з нього. В реальних системах, в яких протікають необоротні процеси, сумарний вихідний потік ексергії завжди менше суми вхідних потоків, внаслідок необоротних втрат

від: тертя, розсіювання енергії в доквілля, теплообміну при кінцевій різниці температур. Досконалішою є система, в якій втрати ексергії менші.

Застосуємо ексергетичний метод до аналізу термодинамічної досконалості існуючої і запропонованої схем підготовки сушильного агента.

Схеми розрізняються, головним чином, тим, що в існуючій схемі для зниження температури димових газів застосовується підсос атмосферного повітря, а в запропонованій – віддача тепла в парогенератор ТСУ і наступне перетворення частини його на електричну енергію. У зв'язку з цим обмежимося розглядом ексергетичного балансу тільки тих елементів схем, що відрізняються – вузла змішування потоків газів і повітря (в існуючій схемі) і газового тракту парогенератора (у запропонованій).

Розрахункова схема вузла змішування потоків димових газів і атмосферного повітря приведена на рис. 2.2, а газового тракту парогенератора на рис. 2.3.

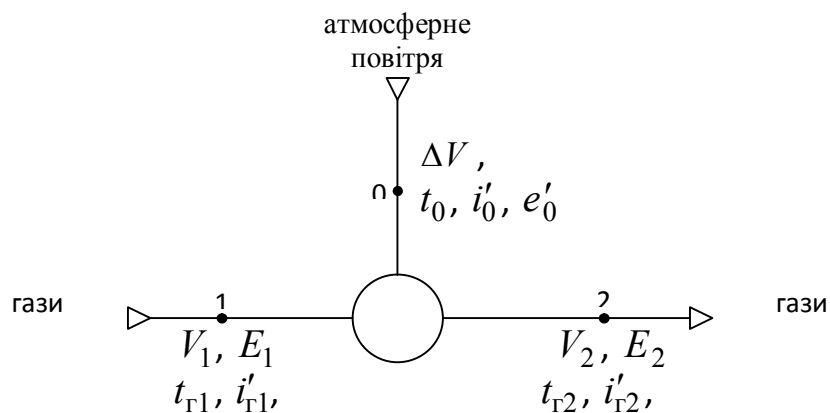


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема вузла змішування потоків димових газів і атмосферного повітря

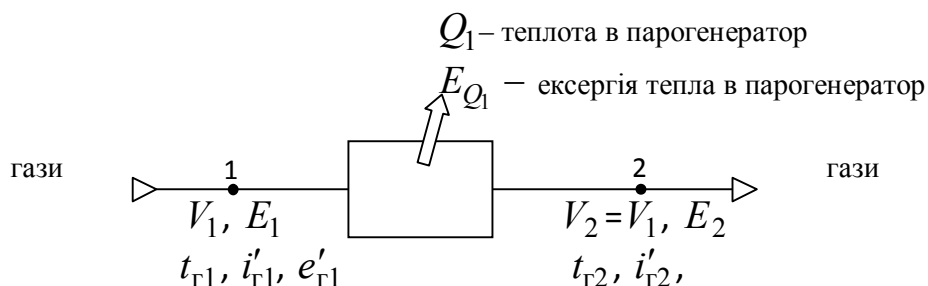


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема газового тракту парогенератора ТСУ

Питома ексергія потоку газів на виході з топки

$$e'_{\Gamma 1} = i'_{\Gamma 1} - i'_{\Gamma 0} - T_0 (s'_{\Gamma 1} - s'_{\Gamma 0}), \quad (2.67)$$

де $i'_{\Gamma 0}$ – ентальпія газів при температурі довкілля t_0 , кДж/м³;

$s'_{\Gamma 1}$ і $s'_{\Gamma 0}$ – ентропія газів на виході з топки і при температурі довкілля t_0 , кДж/(м³·К).

У свою чергу

$$s'_{\Gamma 1} - s'_{\Gamma 0} = c'_{pm1} \ln \frac{T_{\Gamma 1}}{T_0} - \rho_{\Gamma 0} R_{\Gamma} \ln \frac{p_1}{p_0}, \quad (2.68)$$

де $\rho_{\Gamma 0}$ – густина газів при НУ, кг/м³;

R_{Γ} – газова постійна суміші газів, кДж/(кг·К);

p_1 – тиск газів на виході з топки, Па;

c'_{pm1} – середня ізобарна теплоємність димових газів на виході з топки в інтервалі температур від T_0 до $T_{\Gamma 1}$, кДж/(м³·К).

Тиск газів на виході з топки відрізняється від атмосферного несуттєво, тому формулу (2.68) можна спростити і вважати, що

$$s'_{\Gamma 1} - s'_{\Gamma 0} = c'_{pm1} \ln \frac{T_{\Gamma 1}}{T_0}. \quad (2.69)$$

Якщо врахувати також, що

$$i'_{\Gamma 1} - i'_{\Gamma 0} = c'_{pm1} (T_{\Gamma 1} - T_0), \quad (2.70)$$

то отримаємо

$$e'_{r1} = T_0 c'_{pm1} \left(\frac{T_{r1}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{r1}}{T_0} \right). \quad (2.71)$$

Аналогічно, питома ексергія потоку газів на вході в трубу-сушарку

$$e'_{r2} = T_0 c'_{pm2} \left(\frac{T_{r2}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{r2}}{T_0} \right), \quad (2.72)$$

де c'_{pm2} – теплоємність димових газів на вході в трубу-сушарку в інтервалі температур від T_0 до T_{r2} , кДж/(м³·К).

Питома ексергія потоку атмосферного повітря дорівнює нулю, тобто $e'_0 = 0$.

Потоки ексергія димових газів до і після змішування з потоком атмосферного повітря

$$E_1 = V_1 e'_{r1}, \quad (2.73)$$

$$E_2 = V_2 e'_{r2}. \quad (2.74)$$

Потоки енергії (ентальпії), що входять у вузол змішування і виходять з нього

$$I_1 = V_1 i'_{r1}, \quad (2.75)$$

$$I_2 = V_2 i'_{r2}, \quad (2.76)$$

$$I_0 = \Delta V i'_0. \quad (2.77)$$

Втрати ексергії у вузлі змішування

$$\sum D = E_1 - E_2. \quad (2.78)$$

Результати розрахунків за формулами (2.71) – (2.77) приведені в табл. 2.3 – 2.4.

Таблиця 2.3 – Параметри потоків газів до і після змішування при існуючій схемі підготовки сушильного агента

Номер точки	Витрата газів, м ³ /с	Температура, °С	Ізобарна теплоємність, кДж/(м ³ ·°С)	Ентальпія, кДж/м ³	Ексергія, кДж/м ³	Потік ентальпії, кВт	Потік ексергії, кВт
0	12,06	20	1,302	26,0	0,0	314,0	0,0
1	10,16	1050	1,544	1617,7	1468,2	16440,0	14920,0
2	22,22	540	1,398	753,9	635,2	16753,0	14114,0

Таблиця 2.4 – Параметри потоків газів на вході і виході парогенератора

Номер точки	Витрата газів, м ³ /с	Температура, °С	Ізобарна теплоємність, кДж/(м ³ ·°С)	Ентальпія, кДж/м ³	Ексергія, кДж/м ³	Потік ентальпії, кВт	Потік ексергії, кВт
1	22,22	1050	1,544	1617,7	1468,2	35949,4	32627,0
2	22,22	540	1,447	781,4	658,7	17365,4	14637,4

Ексергія водяної пари, що виходить з парогенератора

$$e_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0), \quad (2.79)$$

$$i_0 = c_w(T_0 - 273,15), \quad (2.80)$$

$$s_0 = c_w \ln\left(\frac{T_0}{273,15}\right), \quad (2.81)$$

де i_0 і s_0 – ентальпія і ентропія води при температурі і тиску довкілля, кДж/кг і кДж/(кг·К) відповідно;

$c_w = 4,19$ кДж/(кг·К) – теплоємність води.

За формулами (2.80), (2.81), (2.79) і (2.78) розраховуємо

$$i_0 = c_w(T_0 - 273,15) = 4,19 \cdot (293,15 - 273,15) = 83,8 \text{ кДж/кг},$$

$$s_0 = c_w \ln\left(\frac{T_0}{273,15}\right) = 4,19 \ln \frac{293,15}{273,15} = 0,296 \text{ кДж/(кг·К)},$$

$$e_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) =$$

$$= 3315 - 83,3 - 29315 \cdot (6,98 - 0,296) = 1273 \text{ кДж/кг},$$

$$\sum D = E_1 - E_2 = 14920 - 14114 = 806 \text{ кВт}.$$

Потік ексергії пари, що виходить з парогенератора,

$$E_{\text{пл}} = m e_1 = 6,48 \cdot 1273 = 7842 \text{ кВт}. \quad (2.81)$$

ККД ТСУ з перетворення утилізованої теплоти на електроенергію

$$\eta_3 = \frac{N_3}{Q_1} = \frac{3480}{18584} = 0,187. \quad (2.82)$$

За результатами розрахунку будуюмо діаграми потоків енергії (ентальпії) і ексергії в розглянутих елементах схем (рис. 2.4 і 2.5).

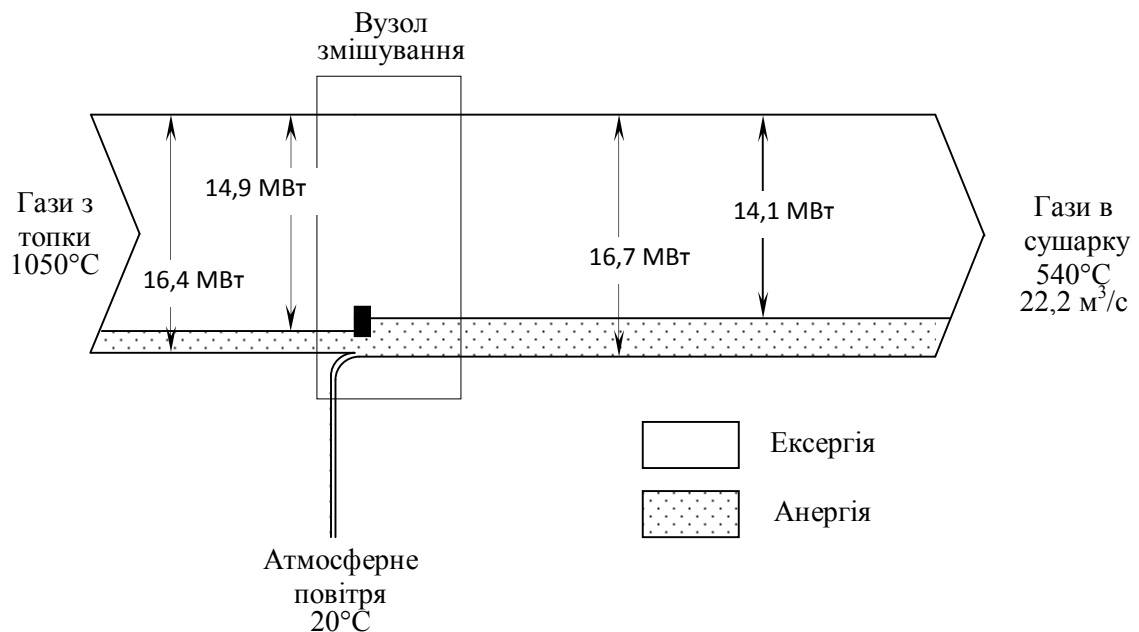


Рисунок 2.4 – Діаграма потоків ексергії та анергії у вузлі змішування потоків димових газів і третинного атмосферного повітря

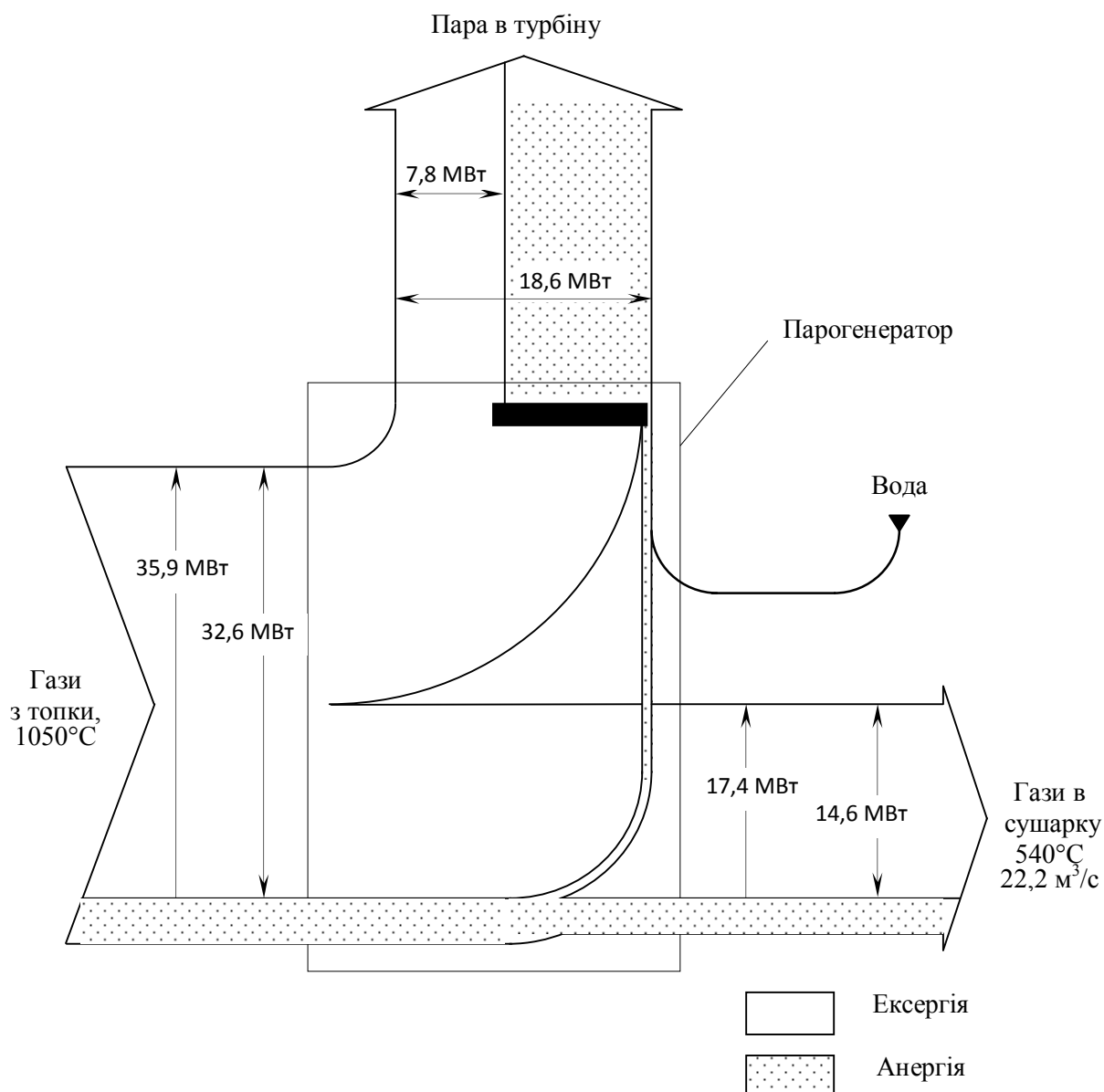


Рисунок 2.5 – Діаграма потоків ексергії та анергії в парогенераторі ТСУ

Аналіз результатів розрахунку і діаграм показує, що втрати ексергії у вузлі змішування димових газів з третинним атмосферним повітрям складають 806 кВт. Втрати ексергії в парогенераторі при передачі тепла від димових газів до водяної пари складають 10,8 МВт, що значно більше, ніж у вузлі змішування, проте та частина її, що сприйнята водяною парою, потім з високою ефективністю перетворюється на електричну енергію і теплоту опалювального потенціалу, і, таким чином, забезпечує більш високу ефективність запропонованої технології.

2.8 Порівняння запропонованої технології з існуючою технологією сушіння, вироблення електроенергії і тепла

Запропонована технологія дозволяє здійснити одночасне виробництво електричної енергії і тепла опалювального потенціалу при підготовці сушильного агента в установках для сушіння вугільного концентрату на основі труб-сушарок. При цьому для забезпечення необхідної кількості сушильного агента спалюється додаткова кількість палива.

При традиційній технології сушіння паливо спалюється в установці тільки для отримання сушильного агента, а електроенергію і тепло для опалювання виробляють окремо – на електростанціях, в котельних, або на ТЕЦ.

За традиційну технологію виробництва електроенергії і тепла приймемо технологію їх виробництва на ТЕЦ. При цьому вважатимемо, що паливом є вугілля з тими ж характеристиками, а димові гази мають на виході з топки ті ж параметри, що і у разі розглянутої нами сушильної установки. Приймемо також, що і пара в циклі теплосилової установки на ТЕЦ має такі ж параметри, що і в нашому випадку, а кінцева температура димових газів дорівнюватиме 160°C . Кількість димових газів на ТЕЦ визначимо, виходячи з розрахунку горіння додаткової кількості палива, що спалюється у разі запропонованої технології.

Основні енергетичні показники порівнюваних технологій наведені в табл. 2.5.

З таблиці видно, що при рівних витратах палива і рівних витратах і температурах сушильного агента на вході в трубу-сушарку запропонована технологія дозволяє виробити на 330 кВт ($3480 - 3149 = 331$) електроенергії і на 1460 кВт ($14969 - 13503 = 1466$) тепла більше, ніж у разі існуючої технології сушіння і виробництва тепла і електроенергії на ТЕЦ.

Таблиця 2.5 – Енергетичні показники запропонованої та існуючої технологій сушіння, вироблення електроенергії і тепла

Показники	Запропонована технологія	Існуюча технологія	
		сушіння	ТЕЦ
Витрата палива, кг/с	2,759	1,262	1,497
Витрата газів на виході з топки, м ³ /с	22,22	10,16	12,06
Температура газів на виході з топки, °С	1050	1050	1050
Потік ентальпії на виході з топки, кВт	35949	16440	19509
Витрата газів на вході в трубу-сушарку, м ³ /с	22,22	22,22	-
Температура газів на вході в трубу-сушарку, °С	540	540	
Потік ентальпії на вході в трубу-сушарку, кВт	17365	16753	-
Температура газів на виході, °С	-	-	160
Потік ентальпії газів на виході, кВт	-	-	2693
Вхідна теплова потужність для ТСУ, кВт	18584	-	16816
Витрата пари в циклі ТСУ, кг/с	6,48	-	5,86
Електрична потужність, що виробляється, кВт	3480	-	3149
Теплова потужність в систему опалювання, кВт	14969	-	13503

Це пояснюється тим, що у разі запропонованої технології на електроенергію перетвориться не лише теплота, виділена при згоранні додаткової кількості палива, але також і частина теплоти згорання палива, що витрачається на забезпечення процесу сушіння, тоді як при існуючій технології працездатність (ексергія) цієї частини тепла втрачається при змішуванні з холодним третинним повітрям.

Таким чином, запропонована технологія підготовки сушильного агента має вищі показники енергетичної ефективності, ніж існуюча, що робить її досить привабливою для практичної реалізації.

2.9 Економічна ефективність запропонованого технічного рішення з утилізації високопотенційного тепла димових газів

Відповідно до запропонованого технічного рішення з утилізації тепла димових газів установки для сушіння вугільного концентрату ТСУ, що працює в когенераційному режимі, виробляється 3480 кВт електричної та 14970 кВт теплової енергії опалювального потенціалу. Для забезпечення роботи ТСУ в топці сушильної установки необхідно спалювати додаткове паливо (вугілля) у кількості 1,5 кг/с.

У базовому (існуючому) варіанті вуглезбагачувальна фабрика отримує електричну і теплову енергію від зовнішніх енергосистем, яку оплачує по відповідних тарифах.

Таким чином, річна економія від впровадження запропонованого технічного рішення визначатиметься вартістю виробленої електричної і теплової енергії за вирахуванням вартості додатково спожитого вугілля і витрат, пов'язаних з обслуговуванням теплоутилізаційної установки.

Для реалізації запропонованого технічного рішення потрібні додаткові капітальні витрати, що включають витрати на придбання і монтаж устаткування (теплообмінника-утилізатора тепла димових газів, турбіни, мережевого підігрівача, насоса, трубопроводів, системи відведення тепла конденсації), будівельні роботи по налагодженні ТСУ.

Розрахунок капітальних витрат наведений в табл. 2.6.

З табл. 2.6 видно, що балансова вартість устаткування складає $K_{об} = 20100$ грн., а капітальні витрати по всій ТСУ (з урахуванням будівельної частини) $K = 37265,8$ тис. грн.

За рік кількість утилізованого тепла при роботі установки протягом 3600 год/рік складе

$$Q_{ут.т} = 14970 \cdot 3600 = 53892 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год./рік} = 46459 \text{ Гкал/рік.} \quad (2.83)$$

Таблиця 2.6 – Капітальні витрати на реконструкцію сушильної установки

Найменування устаткування	Одиниці виміру	Кількість	Балансова вартість одиниці тис. грн.	Загальна балансова вартість, тис. грн.
Теплообмінник-утилізатор	шт.	1	2100	2100,0
Турбогенератор ТК-4-2РУХЛЗ	шт.	1	7000	7000,0
Мережевий підігрівач	шт.	1	2000	2000,0
Система відведення тепла конденсації	шт.	1	4000	4000,0
Всього (основне устаткування)				20100,0
Невраховане устаткування (5% від врахованого)				1005,0
Всього (устаткування)				21105,0
Транспортні витрати (5,5% від вартості устаткування)				1160,8
Будівельно-монтажні роботи				15000,0
Всього				37265,8

Вартість заощадженого за рахунок утилізації тепла при тарифі

$$c_T = 420 \text{ грн/Гкал}$$

$$C_T = c_T Q_{\text{ут. т}} = 0,001 \cdot 420 \cdot 46459 = 19513 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.84)$$

Електрична потужність, що виробляється ТСУ, складає $N_e = 3480$ кВт. Кількість годин роботи по виробленню електроенергії за рік – $\tau = 7200$ год/рік.

Кількість виробленої електроенергії

$$E = N_e \tau = 0,001 \cdot 3480 \cdot 7200 = 25056 \text{ тис. кВт} \cdot \text{год.} \quad (2.85)$$

Вартість виробленої електроенергії при тарифі $c_e = 0,69$ грн/кВт·год.

$$C_e = c_e E = 0,69 \cdot 25056 = 17289 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.86)$$

Витрата додаткового палива (кам'яного вугілля марки "Г") в запропонованому варіанті згідно з розрахунком складає $G_{\text{уг доп}} = 1,497$ кг/с.

Додаткова витрата палива за рік у разі реалізації запропонованого технічного рішення складе

$$B_{\text{пал}} = 3,6 G_{\text{уг доп}} \tau = 3,6 \cdot 1,497 \cdot 7200 = 38880 \text{ т/рік.} \quad (2.87)$$

Вартість додатково спожитого палива при ціні $c_{\text{пал}} = 500$ грн/т

$$C_{\text{пал}} = c_{\text{пал}} B_{\text{пал}} = 0,001 \cdot 500 \cdot 38880 = 19440 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.88)$$

Річний фонд заробітної плати персоналу, обслуговуючого ТСУ, приймаємо рівним $C_{\text{зп}} = 360$ тис. грн/рік.

Річні витрати на ремонт устаткування ТСУ (3% від капітальних витрат)

$$C_p = 0,03 K = 0,03 \cdot 37265,8 = 1118 \text{ тис. грн/рік.} \quad (2.89)$$

Річна економія

$$\begin{aligned} E &= C_e + C_T - C_{\text{пал}} - C_{\text{зп}} - C_p = \\ &= 17289 + 19513 - 19440 - 360 - 1118 = 15883 \text{ тис. грн/рік.} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Розрахунок терміну окупності капітальних витрат і амортизаційних відрахувань по ТНУ здійснюємо за методом зменшення балансової вартості.

Відповідно до цього методу норма амортизаційних відрахувань розраховується за формулою

$$n_{\text{ам}} = 1 - \sqrt[T]{\frac{L}{K}}, \quad (2.91)$$

де L і K – ліквідаційна і первинна вартість об'єкта;

T – термін корисного використання устаткування.

Термін корисного використання турбінного та теплообмінного устаткування приймаємо рівним $T = 15$ років. Величину ліквідаційної вартості приймаємо рівною 3,5% від первинної. Тоді відповідно до формули (2.91) норма амортизаційних відрахувань $n_{\text{ам}} = 0,2$.

Термін окупності капітальних витрат здійснюється на основі даних про чистий дисконтований дохід (ЧДД), що отримується в результаті роботи установки.

Розрахунок ЧДД виконується таким чином.

Первинна балансова вартість установки BC_0 приймається рівною капітальним витратам, необхідним для її створення

$$BC_0 = K. \quad (2.92)$$

Балансова вартість установки на кінець кожного t -го року експлуатації розраховується за формулою

$$BC_t = BC_{t-1} - AO_t, \quad (2.93)$$

де BC_{t-1} – балансова вартість установки на кінець попереднього року;

AO_t – амортизаційні відрахування в поточному, t -му році.

Амортизаційні відрахування

$$AO_t = n_a BC_{t-1}. \quad (2.94)$$

Розраховується річний вхідний грошовий потік, що є сумою амортизаційних відрахувань і річної економії

$$ДП_t = AO_t + E. \quad (2.95)$$

Розраховується річний дисконтований вхідний грошовий потік

$$ДДП_t = КД_t \cdot ДП_t, \quad (2.96)$$

де $КД_t$ – коефіцієнт дисконтування.

Коефіцієнт дисконтування

$$КД_t = \left[\frac{1}{(1 + r_{\text{інф}})(1 + \alpha)} \right]^t, \quad (2.97)$$

де $r_{\text{інф}}$ – темп інфляції (прийнятий 11,0% за рік, тобто $r_{\text{інф}} = 0,11$);

α – дисконтна ставка (прийнята $\alpha = 0,17$).

Визначається кумулятивний дисконтований вхідний грошовий потік за T років експлуатації установки

$$КДДП_T = \sum_1^T ДДП_t, \quad (2.98)$$

і чистий дисконтований дохід (ЧДД)

$$ЧДД_T = КДДП_T - BC_0. \quad (2.99)$$

Результати розрахунків за формулами (2.92) – (2.99) наведено в табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку ЧДД

Рік експлуатації	AO_t тис. грн	BC_t тис. грн	E тис. грн	$ДП_t$ тис. грн	$KД_t$	$ДДП_t$ тис. грн	$КДДП_T$ тис. грн	$ЧДД_T$ тис. грн
0		37266						-37266
1	7453	29813	15883	23336	0,770	17969	17969	-19297
2	5963	23850	15883	21846	0,593	12952	30921	-6344
3	4770	19080	15883	20653	0,457	9429	40350	3085
4	3816	15264	15883	19699	0,352	6925	47275	10010
5	3053	12211	15883	18936	0,271	5126	52401	15135
6	2442	9769	15883	18326	0,208	3819	56220	18955
7	1954	7815	15883	17837	0,160	2863	59083	21817

За результатами цих розрахунків на рис. 2.6 побудовано графік зміни ЧДД залежно від терміну експлуатації установки.

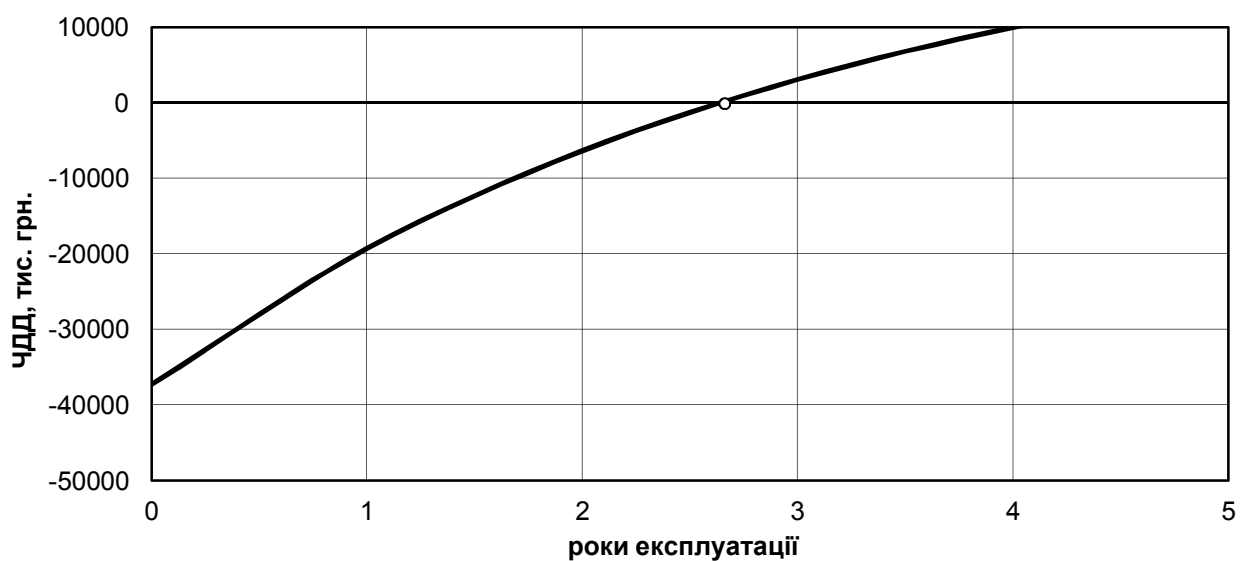


Рисунок 2.6 – Зміна ЧДД за роками експлуатації установки

Термін, при якому ЧДД стає рівним нулю, є термін окупності капітальних витрат. З рис. 2.6 видно, що термін окупності капітальних витрат по ТСУ складає 2,66 роки.

2.10 Висновки

Запропоновано технологію підготовки сушильного агента в установках для сушіння вугільного концентрату на основі труб-сушарок, яка відрізняється тим, що зниження температури димових газів перед подачею їх в труби-сушарки досягається за рахунок відведення тепла від них в цикл парової ТСУ, в якій це тепло перетворюється на електричну енергію і тепло опалювального потенціалу.

Розроблено математичні моделі формування теплового режиму труби-сушарки при існуючій технології підготовки сушильного агента і при використанні тепла димових газів для вироблення електроенергії і тепла опалювального потенціалу в ТСУ.

На основі математичного моделювання теплових режимів сушильних установок, працюючих за існуючою і запропонованою технологіям, встановлено, що:

ТСУ, яка працює на теплі, що відводиться від димових газів з метою зниження їх температури перед трубою-сушаркою, дозволяє при витраті димових газів $22,2 \text{ м}^3/\text{с}$ виробити 3480 кВт електричної і 14970 кВт теплової потужності опалювального потенціалу, але при цьому для отримання необхідної кількості димових газів вимагається спалювати додатково $1,5 \text{ кг}/\text{с}$ вугілля;

при спалюванні такої ж кількості вугілля на ТЕЦ з такими ж параметрами пари, що і у разі запропонованої технології, виробка електричної потужності буде менше на 330 кВт, а теплової на 1460 кВт, що свідчить про більш ефективне використання палива у разі застосування запропонованої технології;

вища енергетична ефективність запропонованої технології одночасного вироблення електроенергії і тепла на тепловому споживанні труби-сушарки обумовлена меншими втратами ексергії при передачі тепла в ТСУ і в самій ТСУ, ніж втрати ексергії у вузлі змішування димових газів з третинним атмосферним повітрям, які перевищують 800 кВт.

Річний економічний ефект від впровадження запропонованого технічного рішення складає 15800 тис. грн/рік, а термін окупності капітальних витрат складає 2,66 роки.

3 МОДЕРНІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ СУШІННЯ ВУГІЛЬНИХ КОНЦЕНТРАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ПИЛОВЛОВЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ГАЗІВ

3.1 Особливості сушіння та аналіз конструкцій сушильних апаратів

На вуглезбагачувальних фабриках термічному сушінню піддаються флотаційний концентрат (0 - 0,5 мм) вологістю 22 - 26%, дрібний концентрат (0 - 13 мм) вологістю 9 - 12%, шлам (0 - 3 мм) вологістю 22 - 25% і дрібний промпродукт (0 - 13 мм) вологістю 8 - 10%. На сушіння ці продукти подаються окремо або в суміші в різних відсоткових співвідношеннях, причому промпродукт сушиться окремо.

Найбільш економічним і безпечним є режим сушіння вугілля, що відповідає періоду постійної швидкості сушки, при якому видаляється тільки вільна волога. У цьому випадку швидкість сушіння максимальна, і температура матеріалу відповідає температурі мокрого термометра. При більш глибокому сушінні швидкість процесу зменшується, а температура висушеного вугілля підвищується. Останнє повинно враховуватися при обґрунтуванні вологості висушеного продукту і виборі режиму сушіння того чи іншого вугілля.

Барабанні газові сушарки широко застосовуються для сушіння вугілля. Основною перевагою барабанних сушарок в порівнянні з сушильними апаратами інших типів є висока надійність у роботі як при сушінні сипучих матеріалів, що містять шматки крупністю до 250 мм, так і при сушінні флотаційних концентратів та шламів.

Сушіння матеріалів в трубах-сушарках здійснюється в умовах конвективного теплообміну і аеродинамічної взаємодії рухомих частинок матеріалу з газовим потоком.

У трубах-сушарках сушіння матеріалу в гарячому газовому потоці відбувається практично миттєво. Матеріал знаходиться в контакті з гарячими газами близько 0,5 с, а у всій системі - близько 5 с. Таким чином, об'єм матеріалу, який одночасно знаходиться навіть у найбільших сушарках, не перевищує $1/500$ їх продуктивності.

У трубах сушарках має місце висока інтенсивність передачі тепла від газів до зважених частинок матеріалу. Питома вологонапруга обсягу труб-сушарок в 8 - 10 разів більше сушильних барабанів.

У трубах-сушарках сушінню підлягають матеріали, з яких потрібно видалити вільну вологу, або матеріали, що володіють малим опором внутрішнього переносу вологи. Сушіння в трубах-сушарках зазвичай відбувається при паралельному струмі газів і матеріалу. Найпростіша труба-сушарка складається з прямолінійного відрізка труби постійного перетину, по якій гарячі гази і зважені в їх потоці частки матеріалу проходять у висхідному або низхідному напрямку.

Ефективність процесу сушіння в трубі-сушарці багато в чому залежить від роботи живильника-закидувача. Він забезпечує розпушення матеріалу що подається, і рівномірний розподіл його по всій площі труби-сушарки. Широке застосування на вуглезбагачувальних фабриках знайшли ланцюгові живильники-закидувачі конструкції УкрНДІвуглезбагачення. Застосування ланцюгів за орган, що закидає, виключає можливість заштибовки ротора.

Процес сушіння в «киплячому» (псевдозрідженому) стані полягає в продувці газу через шар матеріалу, що знаходиться на газорозподільній решітці, з такою швидкістю, при якій стійкість цього шару порушується, висота його поступово збільшується, і частинки переходять в хаотичний рух. Сушарка «киплячого» шару являє собою зварену камеру з газорозподільним пристроєм, який ділить камеру сушарки на верхню і нижню частини.

На сушильних установках вуглезбагачувальних фабрик за сушильний агент використовуються паливні гази, які утворюються в топках при спалюванні твердого, рідкого і газоподібного палива.

У сушильних відділеннях вуглезбагачувальних фабрик експлуатують шарові і факельно-шарові топки для спалювання твердого палива та камерні топки для спалювання твердого (пиловугільного), рідкого і газоподібного палива.

З камерних топок на сушильних установках вуглезбагачувальних фабрик найбільше застосування знайшли пиловугільні топки зі середньоходовими і молотковими млинами.

Надійність і ефективність роботи сушарок в більшій мірі визначається правильністю вибору пиловловлюючих апаратів для очищення газів. Кількість винесеного з сушарки матеріалу залежить від його фізико-хімічних властивостей, швидкості сушильного агента і конструкції сушарки. На установках для сушіння вуглезбагачувальних фабрик застосовується в основному триступенева система пиловловлювання.

Призначення очищення газів – розвантаження висушеного продукту і уловлювання грубого пилу. За розвантажувальні апарати для труб-сушарок використовуються циклони, а також прохідні сепаратори; для барабанних сушарок – розвантажувальні камери.

3.2 Дослідження пневмосепаратора нового типу для очищення газів

Вдосконалення технологічних процесів і технічних засобів з метою зменшення викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище і очищення газів, що відходять від шкідливих домішок здійснено на основі створення таких високоефективних пиловловлювальних апаратів, як сухі інерційні очищувачі повітря.

Дослідження руху пилових частинок з використанням математичного моделювання дозволяє прискорити проектування повітроочисників, скоротити кількість експериментальних зразків і випробувань при доведенні конструкцій для досягнення необхідної і достатньої ефективності очищення газу.

В основу побудови полів швидкостей газу в каналах інерційних повітроочисників покладена модель ідеальної нестискуваної рідини з урахуванням основних видів гідравлічних втрат. При цьому використання законів збереження волопереносу дозволяє при мінімальній емпіричній інформації отримати розрахунковим шляхом основні параметри відривних і закручених течій, а також визначити втрати тиску нестационарних потоків.

На даному етапі досліджень проведено розрахунок основних аеродинамічних і конструктивних параметрів експериментального пневмосепаратора з осьовим введенням вихідного продукту [17] (рис. 3.1).

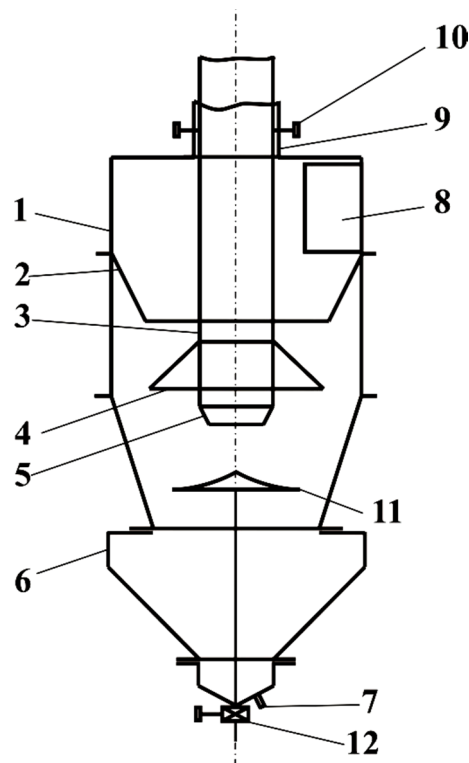


Рисунок 3.1 – Схема пневмосепаратора з осьовим введенням запиленого повітря

Пневмосепаратор (рис. 3.1) складається з циліндроконічного корпусу 1, верхнього конуса 2, центральної (осьовий) труби 3 з нижнім конусом 4 і соплом 5, бункера 6 для вловлюваного пилу, затвора 7, патрубку 8 для виведення очищеного повітря, центруючої труби 9, регулювально-фіксуючих гвинтів 10, конусної направляючої газопилового потоку 11 з фіксатором 12.

Принцип роботи цього пневмосепаратора полягає в наступному. Запилене повітря через центральну трубу 3 надходить в циліндроконічний корпус 1, де відбувається сепарація пилу в його конфузorno-дифузornoму каналі, утвореного нижнім 4 і верхнім 2 конусами, а також циліндричною і конічною поверхнями корпусу 1.

Для дослідження особливостей руху двофазного середовища в пневмосепараторі (рис. 3.1) розглянута аеродинамічна структура і параметри двофазного середовища в протитечійному і прямоточному аналогах пневмосепаратора (рис. 3.2)

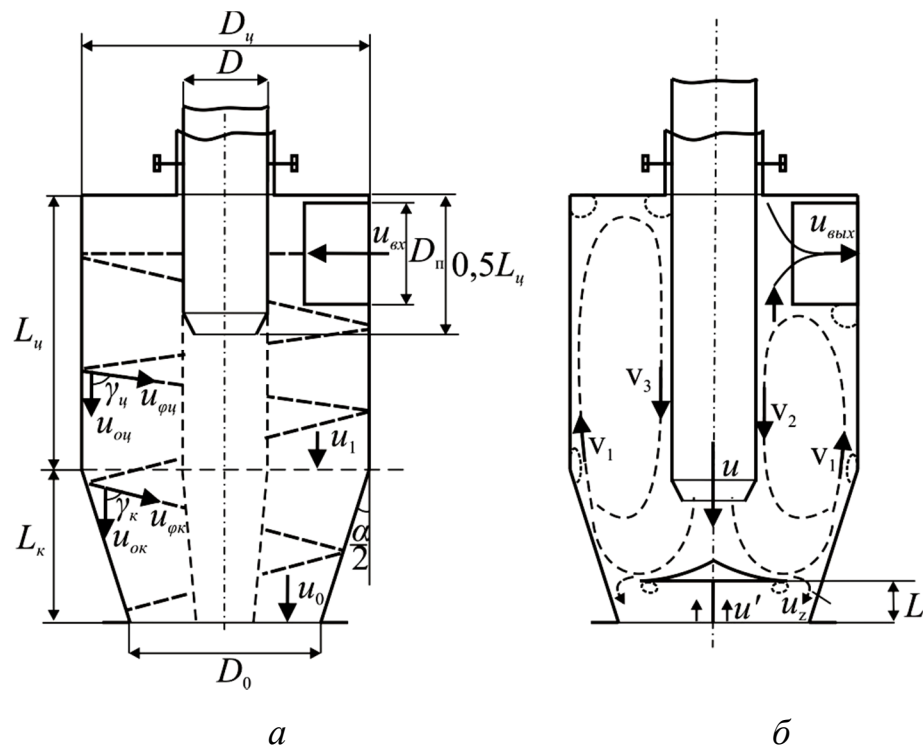


Рисунок 3.2 – Спрощена схема вихрового руху газового потоку в циліндро-конічному корпусі циклон (а) і пневмосепаратора (б)

На рисунку використано позначення:

$U_{вх}$, $U_{вих}$ – швидкості газу в патрубку на вході в корпус і на виході з корпусу, м/с;

u , u_z – швидкості газу на виході із сопла осьової труби і на вході в зазор між основою конусної направляючої і стінками конфузора, м/с;

v_1, v_2, v_3 – середні швидкості газу на зовнішніх контурах вихрів, м/с;

$u_{оц}, u_{ок}, u_1, u_0$ – осьові складові швидкості газу в циліндричній частині корпусу, в конфузорній частині корпусу, на вході в конфузур, на виході з конфузора, м/с;

u' – швидкість висхідного потоку газу в конфузурній частині корпусу, м/с;

$u_{фц}, u_{фк}$ – тангенціальні складові швидкості газу в циліндричній і конічній частинах корпусу, м/с;

$\gamma_{ц}, \gamma_{к}$ – кути закрутки газового потоку в циліндричній і конфузурній частинах корпусу ($\gamma_{ц} = u_{фц} u_{оц}^{-1}$; $\gamma_{к} = u_{фк} u_{ок}^{-1}$);

$D_{ц}, D_0, D, D_{п}$ – діаметри циліндричної частини корпусу, конфузурної частини корпусу в його вихідному перерізі, осьової труби, патрубку, м;

$L_{ц}, L_{к}$ – довжини циліндричної і конічної частин корпусу, м;

L_4 – відстань між основою конусної направляючої і вихідним перерізом конфузурної частини корпусу, м;

α – кут конусності, град.

Розглянемо вихровий рух газового потоку в циліндроконічному корпусі циклону і прямоточного пневмосепаратора (рис. 3.2).

При вихровому русі газу в циліндричній частині корпусу циклона (рис. 3.2, а) можна прийняти, що $u_{фц} \approx U_{вх}$. Втрати тиску газового потоку, виражені через величину осьової складової швидкості $u_{оц}$, можна визначити за формулою [18]

$$\Delta P_{оц} = \frac{\rho_g u_{оц}^2}{2} \left(\frac{\lambda_{оц}^* L_{ц}}{D_{ц} - D} + \frac{\lambda_{оц} L_{ц}}{2D_{ц}} \right), \quad (3.1)$$

де $\lambda_{оц}, \lambda_{оц}^*$ – коефіцієнти втрат на тертя за довжиною циліндричної частини корпусу без осьової труби і в зазорі між ними;

ρ_g – щільність газу, кг/м³, визначається з виразу [19]

$$\rho_z = \frac{P_z}{Z_z R_z T_z}, \quad (3.2)$$

де P_Γ – повний тиск газу, Па;

R_Γ – газова стала, Дж/(кг·К);

T_Γ – температура газу, К;

Z_Γ – коефіцієнт стискуваності газу, який визначається з роботи [19].

Згідно з формулою А.Д. Альтшуля [18] отримаємо:

$$\begin{cases} \lambda_{оц} = 0,11(\bar{\Delta} + 68Re_{оц}^{-1})^{0,25}; \\ \lambda_{оц}^* = 0,11(\bar{\Delta}^* + 68Re_{оц}^{*-1})^{0,25}, \end{cases} \quad (3.3)$$

де $\bar{\Delta} = \Delta D_y^{-1}$, $\bar{\Delta}^* = 2\Delta(D_y - D)^{-1}$ – відносні шорсткості стінок циліндричної частини корпусу;

Δ – еквівалентна шорсткість стінок циліндричної частини корпусу, м;

$Re_{оц}$, $Re_{оц}^*$ – числа Рейнольдса в циліндричній частині корпусу без осьової труби і в зазорі між ними, що визначаються як

$$\begin{cases} Re_{оц} = u_{оц} D_y \nu_z^{-1}; \\ Re_{оц}^* = 0,5u_{оц} (D_y - D) \nu_z^{-1}. \end{cases} \quad (3.4)$$

де ν_z – кінематична в'язкість газу, м²/с.

Враховуючи [20]

$$\Delta P_y = \Delta P_{оц} (1 + tg^2 \gamma_y)^{0,5(3-m)}, \quad (3.5)$$

де ΔP_y – сумарні втрати тиску газового потоку при його вихровому русі в циліндричній частині корпусу;

$m=0,25$ – числовий коефіцієнт, що характеризує турбулентний режим руху [21].

Сумарні втрати тиску газового потоку в конфузорній частині корпусу

$$\Delta P_{\kappa} = \Delta P_{ок} + \Delta P_{мк}, \quad (3.6)$$

де $\Delta P_{ок}$, $\Delta P_{мк}$ – втрати тиску на тертя і місцеві втрати в конфузорній частині корпусу, Па, виражені через величину осьової складової швидкості u_0 і визначені як [18]

$$\begin{cases} \Delta P_{ок} = \frac{\rho_z u_0^2 \lambda_{ок}}{16 \sin(0,5\alpha)} (1 - n_0^2); \\ \Delta P_{мк} \approx \frac{\rho_z u_0^2}{2} (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + \\ + 0,00444n_0 - 0,00745)(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p), \end{cases} \quad (3.7)$$

де $\alpha_p = 0,01745\alpha$, рад;

$\lambda_{ок}$ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині конфузорної частини корпусу;

$n_0 = D_0^2 D_{ц}^{-2}$ – ступінь звуження конфузора.

Число Рейнольдса на вході в конфузор і величина коефіцієнта втрат на тертя за довжиною конфузорної частини корпусу визначаються за наступними формулами [18]:

$$\begin{cases} Re_1 = \frac{u_1 D_{ц}}{\nu_z}; \\ \lambda_{ок} = 0,11(\bar{\Delta} + 68 Re_1^{-1})^{0,25}. \end{cases} \quad (3.8)$$

За аналогією з виразом (3.5) сумарні втрати тиску газового потоку при його вихровому русі в конфузорній частині корпусу:

$$\Delta P_y = \Delta P_k (1 + \text{tg}^2 \gamma_k)^{0,5(3-m)}, \quad (3.9)$$

Розглянемо вихровий рух газу в циліндроконічному корпусі прямогочного пневмосепаратора (рис. 3.2, б). При виході струменя газу з сопла відбувається її взаємодія з поверхнею конусної направляючої, а потім зі стінками корпусу (удар струменя). Конфузорність стінок і форма конусної направляючої сприяють тому, що основна частина газового потоку починає рухатися вгору. Інша частина потоку (розподілу струменя) проникає в зазор між стінками конфузорної частини корпусу і основою конусної направляючої.

Результатом взаємодії потоку зі стінками циліндроконічного корпусу і осьової труби пневмосепаратора є утворення вихрової області течії, яку на площині можна представити у вигляді вихрової пари.

При досягненні дна бункера (рис. 3.1) газовий потік розгортається на 180° і починається його висхідний рух. Так як основна частина енергії газового потоку зосереджена в вихровій області течії, розташованій над конусною направляючою (рис. 3.2, б), а при вході потоку в зазор виникають додаткові втрати енергії, то для вихрової області на ділянці довжиною L буде спостерігатися незначна інтенсивність турбулентності. З цієї причини при турбулентному русі газопилового потоку в корпусі пневмосепаратора найбільша концентрація частинок пилу буде в вихровій області над конусною направляючою. У зазор між стінками конфузорної частини корпусу і конусної направляючої будуть потрапляти великі частинки пилу, а також окремі частки, що заносяться турбулентними пульсаціями несучого середовища. Більша частина цих частинок осідає на дно бункера і не схильна до впливу висхідного газового потоку.

Сумарні втрати тиску в циліндроконічному корпусі пневмосепаратора вище основи конусної направляючої, визначаються за формулою

$$\Delta p_{\chi} = \sum_{i=1}^6 \Delta p_i + \sum_{i=1}^7 \Delta p_{mi} + \Delta p_w, \quad (3.10)$$

де $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \Delta p_4, \Delta p_5, \Delta p_6$ – втрати тиску газового потоку на тертя по довжині поверхні конусної направляючої, поверненої до струменя, конфузорної ділянки корпусу, циліндричної ділянки корпусу, зовнішньої поверхні патрубку при висхідному потоці, внутрішньої поверхні патрубку, верхньої стінки корпусу, зовнішньої поверхні осьової труби, Па;

$\Delta p_{m1}, \Delta p_{m2}, \Delta p_{m3}, \Delta p_{m4}, \Delta p_{m5}, \Delta p_{m6}, \Delta p_{m7}$ – місцеві втрати тиску газового потоку на виході струменя з сопла (раптове розширення), при взаємодії відповідно з конусною направляючою, зі стінками конфузорної ділянки корпусу (включаючи удар струменя об стінки), з зовнішньою поверхнею патрубку при висхідній течії, з зовнішньою поверхнею осьової труби, з верхньою стінкою корпусу і на вході в патрубок, Па;

Δp_w – місцеві втрати тиску газового потоку за рахунок витрат енергії на утворення вихрової області течії, Па.

Сумарні втрати тиску в циліндроконічному корпусі пневмосепаратора нижче основи конусної направляючої, визначаються за формулою

$$\Delta p_{\chi}' = \sum_{i=1}^4 \Delta p_i' + \sum_{i=1}^5 \Delta p_{mi}' + \Delta p_w', \quad (3.11)$$

де $\Delta p_1', \Delta p_2', \Delta p_3', \Delta p_4'$ – втрати тиску газового потоку на тертя по довжині конфузорної ділянки корпусу, бункера, основи бункера, основи конусної направляючої при висхідній течії, Па;

$\Delta p_{m1}', \Delta p_{m2}', \Delta p_{m3}', \Delta p_{m4}', \Delta p_{m5}'$, $\Delta p_w'$ – місцеві втрати тиску газового потоку в зазорі після взаємодії зі стінкою конфузорної ділянки корпусу над основою конусної направляючої, в конфузорній ділянці корпусу, при взаємодії відповідно з основою бункера, з основою конусної направляючої і в зазорі при висхідній течії, Па;

Δp_w ' – місцеві втрати тиску газового потоку за рахунок витрат енергії на утворення вихрової області течії, Па.

Як відомо, найбільша ефективність очищення запиленого повітря досягається при використанні повітроочисників конічного і циліндроконічного типів [22].

Основним показником енергетичної ефективності використання конструкції повітроочисника є його гідравлічний опір. Тому при використанні різних гідродинамічних ефектів, що призводять до інтенсифікації процесів сепарації, необхідно враховувати величину втрат тиску. При цьому, як правило, розглядають місцеві втрати тиску, в яких коефіцієнти гідравлічних опорів визначаються експериментально і представляються у вигляді функціональних залежностей геометричних параметрів від числа Рейнольдса [23].

При розрахунку циклонних апаратів використовуються підходи, що дозволяють визначити загальний опір повітроочисника шляхом підсумовування опору кожного з елементів тракту [26]. Однак при цьому детально не розглядалися особливості обтікання поверхонь конструктивних елементів, а також можливість подання всієї області течії у вигляді окремих турбулентних зон [17].

На даному етапі досліджень була розроблена методика розрахунку втрат тиску в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту [25]

Вихровий рух запиленого повітря в повітроочисник характеризується неоднорідним розподілом швидкостей фаз і концентрацій частинок пилу. Через це при дослідженні особливостей турбулентного руху двофазного середовища в повітроочисник доцільно розглядати окремі турбулентні зони течії.

Сумарні втрати тиску в повітроочиснику можна визначити за формулою

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n (\Delta p_{\tau,i} + \Delta p_{m,i}), \quad (3.12)$$

де $i = 1 - n$ – номер турбулентної зони;

$\Delta p_{o,i}$, $\Delta p_{m,i}$, $\Delta p_{\tau,i}$ – втрати тиску сумарні, на тертя і місцеві в i -й турбулентній зоні.

У турбулентних зонах повітроочисника обтічні поверхні розташовані різним чином до потоку, що набігає. У зв'язку з цим кожна з турбулентних зон можна умовно розбити на окремі ділянки двофазної течії, прив'язані до досліджуваних поверхонь і характеризуються власними значеннями середньої швидкості. Тоді вираз (3.12) можна представити у вигляді

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (\Delta p_o)_{i,j} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m ((\Delta p_{\tau})_{i,j} + (\Delta p_m)_{i,j}), \quad (3.13)$$

де $j = 1 - m$ – номер ділянки потоку;

$(\Delta p_o)_{i,j}$, $(\Delta p_{\lambda})_{i,j}$, $(\Delta p_{\zeta})_{i,j}$ – втрати тиску сумарні, на тертя і місцеві для j -ї ділянки потоку в i -й турбулентній зоні.

Показуючи в (3.13) втрати тиску $(\Delta p_{\lambda})_{i,j}$, $(\Delta p_{\zeta})_{i,j}$ через відповідні значення швидкості двофазного середовища, отримаємо

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (\Delta p_o)_{i,j} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \frac{\rho_i u_{i,j}^2}{2} (\xi_{i,j} + \zeta_{i,j}), \quad (3.14)$$

де ρ_i – середня щільність двофазного середовища в i -й турбулентній зоні;

$u_{i,j}$ – середня швидкість двофазного середовища для j -ї ділянки потоку в i -й турбулентній зоні;

$\xi_{i,j}$, $\zeta_{i,j}$ – коефіцієнти опору тертя та місцевого опору для j -ї ділянки потоку, що визначаються за відомим значенням швидкості $U_{i,j}$.

Середню щільність двофазного середовища з урахуванням стисливості газоподібної фази [18] можна визначити як

$$\rho_i = \rho_c c_i + \rho'_{n,i} (\rho'_{n,i} \rho'_{k,i}{}^{-1})^{1/\chi} (1 - c_i), \quad (3.15)$$

де $\rho'_{n,i}$, $\rho'_{k,i}$ – щільність газу на вході і виході з i -ї турбулентної зони;

χ – показник адіабати;

c_i – об'ємна концентрація частинок пилу в i -й турбулентній зоні.

Розглянемо турбулентну течію двофазного середовища в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту (рис. 3.3).

На рисунку використано позначення:

U_1, U_2, U_3, U_4, U_5 – середні швидкості потоку на вході в турбулентні зони I, II, III, IV, V;

D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 – гідравлічні діаметри циліндричної частини корпусу, осьової труби, патрубку, основа конусної направляючої, більшої основи конічної частини бункера;

L_1 – відстань від меншої основи верхнього конуса до верхньої стінки корпусу;

L_2, L_3 – відстані від більшої основи нижнього конуса до більшої основи верхнього конуса і кінця осьової труби (сопла);

L_4 – довжина нижнього конуса;

H – висота конусної направляючої;

L_5, L_6 – відстані від основи конусної направляючої до більшої основи нижнього конуса і дна бункера;

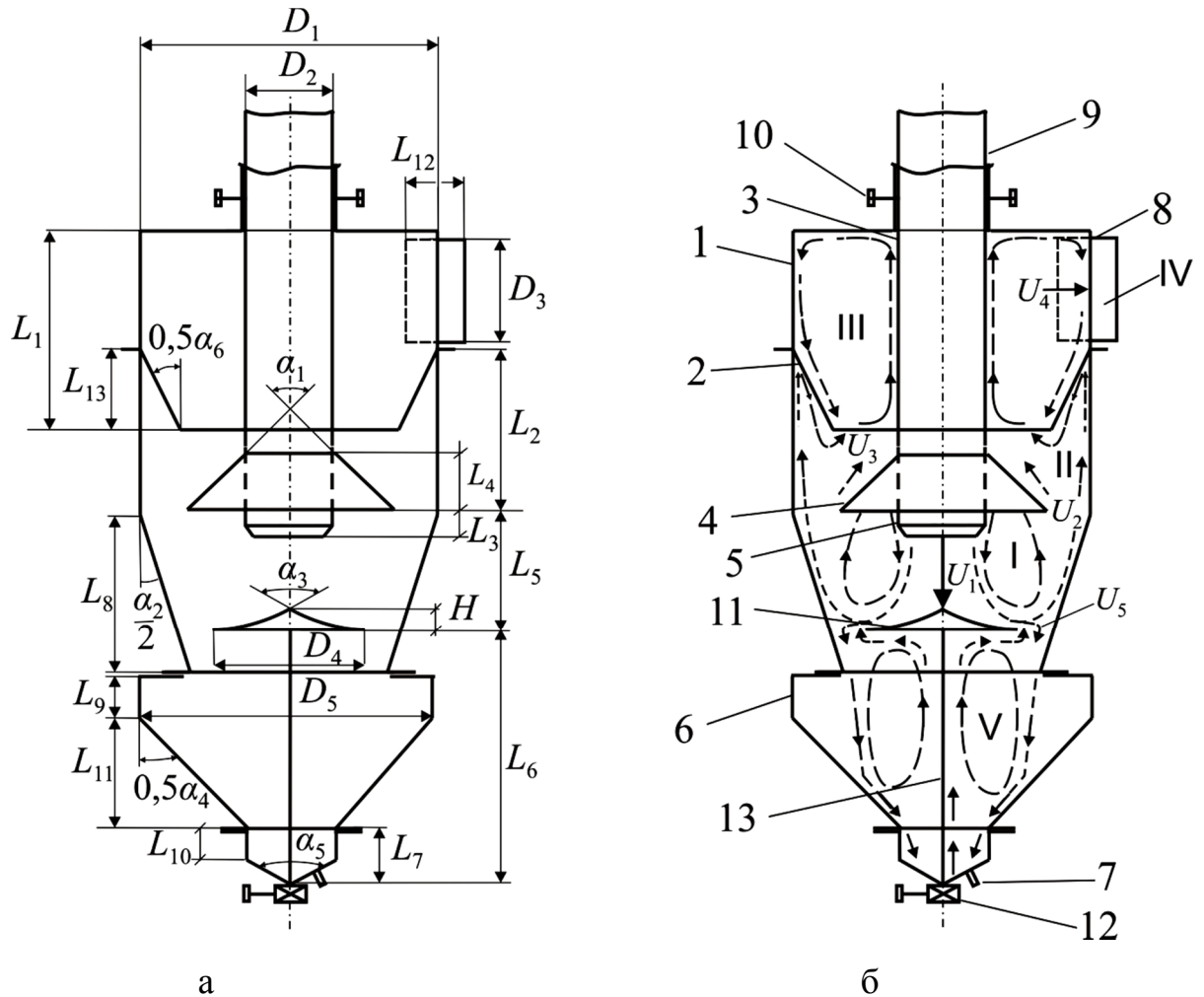
L_7 – відстань від меншої основи конічної частини бункера до його дна;

L_8 – довжина конічної частини корпусу;

L_9, L_{10} – довжини циліндричних частин бункера;

L_{11}, L_{12}, L_{13} – довжини конічної частини бункера, патрубка, верхнього конуса;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6$ – кути конусності нижнього конуса, конічної частини корпусу, конусної направляючої, конічної частини бункера, дна бункера, верхнього конуса.



1 – циліндроконічний корпус; 2 – верхній конус; 3 – осьова труба; 4 – нижній конус; 5 – сопло; 6 – бункер; 7 – затвор; 8 – патрубок; 9 – центруюча труба; 10 – регулювально-фіксуєчі гвинти; 11 – конусна направляюча; 12 – фіксатор; 13 – опорний стержень; I, II, III, IV, V – турбулентні зони

Рисунок 3.3 – Розташування конструктивних елементів (а) і схема турбулентної течії двофазного середовища в пневмосепараторі (б)

Як видно з рис. 3.3(б), у турбулентній зоні I після взаємодії струменя з криволінійною поверхнею конусної направляючої і конічними стінками

корпусу формується висхідна течія двофазного середовища. Такий характер течії аналогічний повороту газового потоку на 180° у тупику циліндричної кільцевої труби [18]. Тоді місцеві втрати тиску в турбулентній зоні I при повороті потоку будуть визначатися як [18]

$$(\Delta p_m)_{1,1} = 0,5 \rho_1 U_1^2 (L k^{-1} D_2^{-1}, F_1 F_2^{-1}), \quad (3.16)$$

де ρ_1 – середня густина середовища в турбулентній зоні I, кг/м^3 ;

$L = L_5 - L_3 - H$ – відстань від кінця осьової труби до поверхні конусної направляючої, м;

$F_2 = 0,25 \pi D_2^2$ – площа прохідного перерізу кінцевої ділянки осьової труби (сопла), м^2 ;

F_1 – середня площа прохідного перерізу дифузійної ділянки довжиною L_3 , що визначається за формулою

$$F_1 = 0,125 \pi (D_1^2 - 2D_2^2 + (D_1 - 2L_3 \text{tg}(0,5\alpha_2))^2). \quad (3.17)$$

Втрати на тертя і місцеві втрати тиску в дифузійній ділянці довжиною L [18]:

$$(\Delta p_T)_{1,2} = 16^{-1} \rho_1 u_{1,2}^2 \lambda_{1,2} \sin^{-1}(0,5\alpha_2) (1 - F_3^2 F_4^{-2}); \quad (3.18)$$

$$(\Delta p_m)_{1,2} = 0,5 \rho_1 u_{1,2}^2 3,2 \text{tg}^{1,25}(0,5\alpha_2) (1 - F_3^2 F_4^{-2})^2, \quad (3.19)$$

де $u_{1,2}$ – середня швидкість потоку в початковому перерізі дифузійної ділянки після повороту струменя, м/с ;

$\lambda_{1,2}$ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині дифузійної ділянки, що визначається як для труби круглого перерізу [24];

F_3, F_4 – площі прохідних перерізів дифузійної ділянки в місці його найменшого і найбільшого розширення відповідно:

$$\begin{cases} F_3 = 0,25\pi(D_1 - 2(L_5 - H)\operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2; \\ F_4 = 0,25\pi(D_1 - 2L_3\operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2. \end{cases} \quad (3.20)$$

Коефіцієнт втрат на тертя $\lambda_{1,2}$ можна визначити за формулою Альтшуля [18]

$$\lambda_{1,2} = 0,11(\bar{\Delta} + 68\operatorname{Re}_{1,2}^{-1})^{0,25}, \quad (3.21)$$

де $\operatorname{Re}_{1,2}$ – число Рейнольдса, яке визначається по відомій швидкості $u_{1,2}$;

$\bar{\Delta}$ – відносна шорсткість поверхні.

Втрати на тертя по довжині кільцевої ділянки L_3 [18]

$$(\Delta p_r)_{1,3} = \frac{\rho_1 u_{1,3}^2}{2} \frac{L_3}{D_{cp} - D_2} \left(\frac{0,02D_2}{D_{cp}} + 0,98 \right) \left(\frac{1}{\lambda_{1,3}} - 0,27 \frac{D_2}{D_{cp}} + 0,1 \right), \quad (3.22)$$

де $D_{cp} = D_1 - L_3 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2)$ – середній гідравлічний діаметр кільцевої ділянки, м;

$u_{1,3}$ – середня швидкість потоку на вході в кільцеву ділянку, м/с;

$\lambda_{1,3}$ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині кільцевої ділянки.

З рис 3.3 (б) випливає, що при зменшенні кута конусності α_3 конусної направляючої характер перебігу двофазного середовища в турбулентній зоні I змінюється. Після поділу потоку на конічних стінках корпусу швидкість низхідної течії збільшується, а висхідного зменшується. Це призводить до відповідного зменшення інтенсивності турбулентності і середньої швидкості вихрової течії в зонах I - IV та збільшенню зазначених параметрів у зоні V.

Місцеві втрати тиску при вході потоку в турбулентну зону II через зазор між бічною поверхнею нижнього конуса і циліндричними стінками корпусу (раптове звуження), а також втрати на тертя по довжині дифузійної ділянки L_4 визначаються відповідно за наступними формулами [18]:

$$(\Delta p_m)_{2,1} = 0,5 \rho_2 U_2^2 (1 - F_5 F_6^{-1})^{3/4}; \quad (3.23)$$

$$(\Delta p_r)_{2,2} = 0,5 \rho_2 U_2^2 [\lambda_{2,2} 8^{-1} \sin^{-1}(0,5 \alpha_1) (1 - F_5^2 F_6^{-2}) + \lambda_{2,2} L_4 D_1^{-1}], \quad (3.24)$$

де $\lambda_{2,2}$ – коефіцієнти втрат на тертя по довжині дифузornoї ділянки;

ρ_2 – середня густина двофазного середовища в турбулентній зоні II, кг/м³;

F_5, F_6 – площі прохідних перетинів дифузornoї ділянки в місці його найменшого і найбільшого розширення відповідно, м², що визначаються як:

$$\begin{cases} F_5 = 0,25\pi [D_1^2 - (D_2 + 2L_4 \operatorname{tg}(0,5\alpha_1))^2] \\ F_6 = 0,25\pi (D_1^2 - D_2^2) \end{cases}. \quad (3.25)$$

Місцеві втрати тиску $(\Delta p_m)_{2,2}$ в дифузornoї ділянці L_4 і втрати на тертя $\Delta(p_r)_{2,3}$ за довжиною кільцевої ділянки $L_{k2} = L_2 - L_4 - L_{13}$ (рис. 3.3, а) визначаються так само, як і в (3.18), (3.19) відповідно.

Між верхнім конусом і циліндричними стінками корпусу формується замкнута вихрова область течії (за аналогією з двогранним кутом). Співвідношення для втрат тиску в цій області течії наступні:

$$\begin{cases} (\Delta p_r)_{2,4} = 0,5 \rho_2 u_{2,4}^2 \xi_{\delta=0,5\alpha_6} \\ (\Delta p_m)_{2,4} = 0,5 \rho_2 u_{2,4}^2 \zeta_{\delta=0,5\alpha_6} \end{cases}, \quad (3.26)$$

де $\xi_{\delta=0,5\alpha_6}, \zeta_{\delta=0,5\alpha_6}$ – втрати на тертя і місцеві втрати тиску, що виникають при повороті потоку на кут $\delta = 0,5 \alpha_6$, град.

Вхід потоку в турбулентну зону III через верхній конус характеризується місцевими втратами тиску [18], які можна записати так:

$$(\Delta p_m)_{3,1} = 0,5 k_{ce} \rho_3 U_3^2 [1 - F_7 F_6^{-1}]^m, \quad (3.27)$$

де $k_{ст}$ – коефіцієнт згладжування;

m – показник ступеня, що залежить від умов входу;

ρ_3 – середня густина двофазного середовища в турбулентній зоні III, кг/м³;

F_7 – площа прохідного перетину верхнього конуса в місці його найменшого розширення, що визначається так

$$F_7 = 0,25\pi \left[(D_1 - 2L_{13}\text{tg}(0,5\alpha_6))^2 - D_2^2 \right]. \quad (3.28)$$

Втрати на тертя $\Delta(p_T)_{3,2}$ і місцеві втрати $\Delta(p_M)_{3,2}$ тиску при течії середовища у верхньому конусі, а також втрати на тертя $\Delta(p_T)_{3,3}$ за довжиною кільцевої ділянки $L_{k3} = L_1 - L_{13}$ (рис. 3.3, а) визначаються так само, як і у виразах (3.18) – (3.19) відповідно.

Місцеві втрати, що виникають при повороті потоку після його взаємодії з верхньою кришкою корпусу

$$(\Delta p_M)_{3,4} = 0,5\rho_3 u_{3,3}^2 \zeta \Big|_{\delta=180^\circ}, \quad (3.29)$$

де $\zeta \Big|_{\delta=180^\circ}$ – коефіцієнт місцевих втрат при повороті потоку на 180°;

$u_{3,3}$ – середня швидкість потоку в кінці кільцевої ділянки L_{k3} , м/с.

Втрати тиску в турбулентній зоні IV визначаються за формулами [6]:

$$\begin{cases} (\Delta p_M)_{4,1} = 0,5\rho_4 U_4^2 \zeta_0; \\ (\Delta p_T)_{4,2} = 0,5\rho_4 U_4^2 \lambda_{4,2} L_{12} D_3^{-1}, \end{cases} \quad (3.30)$$

де $(\Delta p_M)_{4,1}$, $(\Delta p_T)_{4,2}$ – місцеві втрати тиску при вході потоку в патрубок і втрати на тертя по довжині патрубка, Па;

ζ_0 – коефіцієнт місцевих втрат тиску при виході потоку через бічний отвір в кінцевій ділянці труби [18];

ρ_4 – середня густина двофазного середовища в турбулентній зоні IV, кг/м³.

У зазорі між основою конусної направляючої і конічними стінками корпусу існує дві протилежно спрямованих кільцеві течії (рис. 3.3, б). Ця течія, що входить в турбулентну зону V, і течія, що виходить з цієї зони.

Прийmemo ширину зазору, рівною z , товщину вхідної і вихідної течій перед зазором - відповідно рівними h_1 і h_2 , товщину вхідної і вихідної течій в зазорі - відповідно рівними h_{z1} і h_{z2} ($h_{z1} < h_1$, $h_{z2} < h_2$). Втрати на тертя $\Delta(p_T)_{5,2}$ у турбулентній зоні V по довжині конфузornoї ділянки $L_8 - L_5$ (рис. 3.12, а) визначаються:

$$(\Delta p_m)_{5,2} = \frac{\rho_5 u_{5,2}^2}{2} \left(A_1 \frac{F_8^4}{F_9^4} + A_2 \frac{F_8^3}{F_9^3} + A_3 \frac{F_8^2}{F_9^2} + A_4 \frac{F_8}{F_9} + A_5 \right) (\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p), \quad (3.31)$$

де $\alpha_p = 0,01745\alpha$; $A_1 = -0,0125$; $A_2 = 0,0224$; $A_3 = -0,00723$; $A_4 = 0,00444$; $A_5 = -0,00745$ – числові коефіцієнти;

ρ_5 – середня густина двофазного середовища в турбулентній зоні V, кг/м³;

$u_{5,2}$ – середня швидкість потоку в найбільш звуженій частині конфузора, м/с;

F_8, F_9 – площі прохідних перерізів конфузornoї ділянки $L_8 - L_5$ у місці його найбільшого і найменшого звуження, м²:

$$\begin{cases} F_8 = 0,25\pi(D_1 - 2L_8 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2; \\ F_9 = 0,25\pi(D_1 - 2L_5 \operatorname{tg}(0,5\alpha_2))^2. \end{cases} \quad (3.32)$$

Місцеві втрати тиску на початку циліндричної ділянки бункера довжиною L_9 (раптове розширення)

$$(\Delta p_m)_{5,3} = 0,5 \rho_5 u_{5,2}^2 (1 - F_8^2 F_{10}^{-2})^2, \quad (3.33)$$

де $F_{10} = 0,25 \pi D_5^2$ - площа поперечного перерізу циліндричної частини бункера довжиною L_9 , м².

Втрати на тертя $\Delta(p_T)_{5,4}$ і $\Delta(p_T)_{5,6}$ за довжиною циліндричних ділянок бункера L_9 і L_{10} (відповідно) визначаються так само, як і в другому виразі системи (3.30), а втрати на тертя $\Delta(p_T)_{5,5}$ і місцеві втрати $\Delta(p_m)_{5,5}$ за довжиною конфузornoї ділянки L_{11} так само, як і у виразах (3.23), (3.24) відповідно.

У бункері, на ділянці довжиною $L_7 - L_{10}$ (рис. 3.3, а) відбувається поворот потоку на 180°. При цьому місцеві втрати тиску $\Delta(p_m)_{5,7}$ визначатимуться так само, як і в (3.33). Аналогічним чином визначаються місцеві втрати тиску $\Delta(p_m)_{5,8}$ при повороті висхідного потоку після його взаємодії з основою конусної направляючої.

Місцеві втрати тиску $\Delta(p_m)_{5,9}$ при виході потоку зі швидкістю $u_{5,9}$ через зазор визначаються так само, як і $\Delta(p_m)_{5,1}$.

Після формування турбулентної зони V спостерігається вихід потоку через зазор і його злиття з висхідною течією в зоні I. При цьому об'ємні витрати двофазного середовища в зонах I - IV збільшуються, а, отже, зростають і втрати тиску.

Загальним гідродинамічним ефектом, використовуваним в інерційних повітроочисувачах конічного і циліндроконічного типів є створення вихрової області течії, яка може бути як симетрична осі пристрою, так і складатися з декількох вихрових областей течії [25].

Теоретичне дослідження і математичне моделювання вихрових течій запиленого газу базується на рівняннях динаміки гетерогенних середовищ [26]. При цьому виникають складнощі, пов'язані з обліком внутрішньофазних і міжфазних взаємодій, характер яких визначається турбулентною структурою двофазного потоку і фізичними властивостями кожної з фаз.

Особливо це відноситься до вихрових течій в замкнутих об'ємах, де вказані взаємодії найбільш виражені.

В роботах [22, 25, 27] розглянуто вплив конструктивних особливостей циклонів апаратів на їх гідравлічний опір і процеси сепарації пилу. При цьому основна увага приділяється геометричним співвідношенням площі вхідного патрубку до планової площі циклону і газовивідного патрубка.

При вирішенні прикладних задач динаміки багатофазних середовищ, як правило, використовують феноменологічні і статистичні моделі [28], що враховують міжфазні взаємодії і дозволяють визначати поля швидкостей і концентрацій кожної з фаз. У зв'язку з цим виникає можливість використання цих моделей при дослідженні вихрових процесів вагопереносу в пневмосепараторах.

На даному етапі досліджень розглядалися особливості визначення густини і втрат тиску газопилового потоку в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту [29].

Сумарні втрати тиску двофазного середовища в турбулентних зонах пневмосепаратора визначаються як

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{o,i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \frac{\rho_i U_{i,j}^2}{2} (\xi_{i,j} + \zeta_{i,j}), \quad (3.24)$$

де $i = 1 - n$ - номер турбулентної зони;

$\Delta p_{o,i}$ - сумарні втрати тиску для i - тої турбулентної зони;

$j = 1 - m$ - номер ділянки поверхні;

$U_{i,j}$ - середня швидкість двофазного середовища для j - тої ділянки поверхні в i - тій турбулентній зоні, м/с;

$\xi_{i,j}, \zeta_{i,j}$ - коефіцієнти опору тертя та місцевого опору для j - тої ділянки поверхні в i - тій турбулентній зоні;

ρ_i - середня густина двофазного середовища в i - тій турбулентній зоні, кг/м³, визначається за формулою [26]

$$\rho_i = \rho_{\text{ч}} \sum_{k=1}^m c_{i,k} + \rho_{\text{н},i} (\rho_{\text{н},i} \rho_{\text{к},i}^{-1})^{1/\chi} \left(1 - \sum_{k=1}^m c_{i,k} \right), \quad (3.25)$$

де $\rho_{\text{н},i}$, $\rho_{\text{к},i}$ - густина газу на вході і виході з i -ї турбулентної зони, кг/м³;

$\rho_{\text{ч}}$ - густина частинок пилу, кг/м³;

χ - показник адиабати;

$c_{i,k}$ - об'ємна концентрація частинок k -тої компоненти твердої фази в i -й турбулентній зоні.

Динамічна в'язкість газопилового потоку більша, ніж у чистого газу. Це пов'язано з гальмуванням частинок пилу і їх закручуванням в результаті міжфазних і внутріфазних взаємодій.

У газопиловому потоці пневмосепаратора містяться ультрамікроскопічні частинки пилу, розміри яких порівнюються з розмірами молекул газу. Ці частинки мають незначну швидкість осідання, і беруть участь в обміні імпульсами між сусідніми шарами середовища. З цієї причини частки даної крупності разом з газоподібною фазою грають роль несучого середовища.

Прийmemo допущення, згідно з яким газ з ультрамікроскопічними частинками пилу діаметром d^* можна представити у вигляді «ультрадисперсного середовища», що підкоряється кінетичній теорії газів [30].

Розглянуті частинки пилу, як правило, не беруть участь в процесі розподілу твердої дисперсної фази. У зв'язку з цим їх об'ємна концентрація c^* зостається постійною у всіх турбулентних зонах пневмосепаратора. Тоді згідно з виразом (3.25) для густини «ультрадисперсного середовища» в i -й турбулентній зоні отримаємо

$$\rho_i^* = \rho_{\text{н},i}^* \left(\frac{\rho_{\text{н},i}^*}{\rho_{\text{к},i}^*} \right)^{1/\chi} = \left[\rho_{\text{ч}} c^* + \rho_{\text{н},i} (1 - c^*) \right] \left[\frac{\rho_{\text{ч}} c^* + \rho_{\text{н},i} (1 - c^*)}{\rho_{\text{ч}} c^* + \rho_{\text{к},i} (1 - c^*)} \right]^{1/\chi}, \quad (3.26)$$

де $\rho_{n,i}^*$, $\rho_{\kappa,i}^*$ - щільності «ультра дисперсного середовища» на вході і виході з i - ї турбулентної зони, кг/м³.

Згідно з роботами [31, 32]

$$\rho_i^* = \frac{p_i^*}{Z_i^* R^* T^*} = \frac{8,3143 m^* p_i^*}{Z_i^* T^*} = \frac{8,3143 M^* N_A p_i^*}{Z_i^* T^*}, \quad (3.27)$$

де Z_i^* - коефіцієнт стисливості «ультрадисперсного середовища» в i - тій турбо-лентній зоні;

p_i^* - середній тиск «ультрадисперсного середовища» в i - тій турбулентній зоні, Па;

T^* - температура «ультрадисперсного середовища» в пневмосепараторі, К; R^* - газова постійна «ультрадисперсного середовища», Дж/(моль • К);

m^* - молекулярна маса «ультрадисперсного середовища», кг/моль;

M^* - маса частинки пилу, кг; N_A - число Авогадро.

Прирівнюючи вирази (3.26) і (3.27) отримаємо рівняння

$$\frac{8,3143 M^* N_A p_i^*}{Z_i^* T^*} = [\rho_{\kappa,i} c^* + \rho_{n,i} (1 - c^*)] \left[\frac{\rho_{\kappa,i} c^* + \rho_{n,i} (1 - c^*)}{\rho_{\kappa,i} c^* + \rho_{n,i} (1 - c^*)} \right]^{\frac{1}{\lambda}}$$

Відповідно до кінетичної теорії газів динамічна в'язкість «ультрадисперсного середовища» в i - тій турбулентній зоні

$$\mu_i^* = \frac{1}{3} \bar{\lambda} \bar{\nu} \rho_i^*,$$

де $\bar{\lambda}$ - середня довжина вільного пробігу частинок пилу, м;

$\bar{\nu}$ - середня швидкість теплового руху часток пилу, м/с.

Згідно з виразом (3.24) сумарні втрати тиску «ультрадисперсного середовища» в i - тій турбулентній зоні визначаються як

$$\Delta p_{\Sigma}^* = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \frac{\rho_i^* U_{i,j}^{*2}}{2} (\xi_{i,j}^* + \zeta_{i,j}^*), \quad (3.28)$$

де $U_{i,j}^*$ - середня швидкість «ультрадисперсного середовища» для j - тої ділянки поверхні в i - тій турбулентній зоні, м/с;

$\xi_{i,j}^*$, $\zeta_{i,j}^*$ - коефіцієнти опору тертя та місцевого опору при взаємодії «ультрадисперсного середовища» з j - тою ділянкою поверхні в i - тій турбулентній зоні.

Згідно з прийнятим допущенням «ультрадисперсне середовище» в пневмосепараторі можна розглядати як деякий газ із певними фізичними властивостями. Так як його густина ρ_i^* буде вище ніж у чистого газу, то відповідно будуть більше і коефіцієнти опору $\xi_{i,j}^*$, $\zeta_{i,j}^*$.

У реальних умовах сепарації більшість зважених частинок пилу значно крупніша, ніж ультрамікроскопічні частинки. У цьому випадку газопилове середовище в пневмосепараторі можна розглядати як двокомпонентну систему, що складається з «ультрадисперсного середовища» і частинок пилу діаметром $d_q > d^*$. З урахуванням виразу (3.26) густина і втрати тиску розглянутої двофазної системи в i - тій турбулентній зоні будуть визначатися так:

$$\rho_i'' = \rho_q \sum_{k=1}^m c_{i,k} + \rho_i^* \left(1 - \sum_{k=1}^m c_{i,k} \right);$$

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \frac{\rho_i'' U_{i,j}''^2}{2} (\xi_{i,j}'' + \zeta_{i,j}''),$$

де $U_{i,j}''$ - середня швидкість двофазної системи для j - тої ділянки поверхні в i - тій турбулентній зоні, м/с;

$\xi_{i,j}$, $\zeta_{i,j}$ - коефіцієнти опору тертя та місцевого опору для j - тої ділянки поверхні в i - тій турбулентній зоні.

При визначенні гідравлічного опору повітроочисника і показників його ефективності необхідно мати інформацію про фізичні та газодинамічні параметрах двофазного вихрового середовища [25]. До таких параметрів відносяться: швидкості руху фаз, діаметр, густина і концентрація частинок пилу, динамічна в'язкість і густина газу, інтенсивність турбулентності.

Експериментальні дослідження [33] показують, що при збільшенні вмісту твердого у вихідному продукті (в деякому діапазоні значень) спостерігається зниження гідравлічного опору пневмосепаратора. Дану особливість можна пояснити зміною характеру міжфазних взаємодій [34], що призводить до зниження інтенсивності турбулентності газоподібної фази.

Для інтенсифікації процесів сепарації пилу використовують різні гідродинамічні ефекти, що призводять до формування певної турбулентної структури течії [29]. Так як одним з основних показників енергетичної ефективності пневмосепаратора є його гідравлічний опір, то при використанні тих чи інших гідродинамічних ефектів необхідно враховувати втрати кінетичної енергії потоку двофазного середовища, а також її фізичні властивості.

На даному етапі досліджень визначався вплив дисперсності середовища на величину втрат тиску в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту.

Розглянемо аеродисперсну систему, що складається з повітря (несучого середовища) і частинок пилу з еквівалентним діаметром d_e . Аеродисперсні системи поділяються на наступні класи [34]: ультрадисперсні ($d_e = 0,001 \cdot 10^{-6}$ - $0,01 \cdot 10^{-6}$ м), високодисперсні ($d_e = 0,01 \cdot 10^{-6}$ - $0,1 \cdot 10^{-6}$ м), середньодисперсні ($d_e = 0,1 \cdot 10^{-6}$ - $10 \cdot 10^{-6}$ м) і грубодисперсні ($d_e = 10 \cdot 10^{-6}$ - $100 \cdot 10^{-6}$ м). Частинки пилу з еквівалентним діаметром менше $0,1 \cdot 10^{-6}$ м практично не осідають [29] і беруть участь в броунівському русі молекул газу. У зв'язку з цим введемо наступні допущення:

- сферичні частинки пилу діаметром $d_p < d_e = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ і масової концентрації c_p утворюють однорідну газоподібну фазу, що підпорядковується кінетичній теорії газів;

Тоді згідно [35] для середньої швидкості u_p та довжини вільного пробігу λ_p цих частинок можна записати:

$$u_p = [8kT_v(\pi 6^{-1} \pi d_p^3 \rho_p)^{-1}]^{0,5}; \quad (3.29)$$

$$\lambda_p = (\sqrt{2} \pi d_p^2 n_p)^{-1}, \quad (3.30)$$

де $k = 1,380622 \cdot 10^{-23}$ - постійна Больцмана; T_v - температура повітря, К;

ρ_p - густина частинки, кг/м^3 ;

$n_p = c_p m_p^{-1}$ - число часток пилу в одиниці об'єму;

$m_p = 6^{-1} \pi d_p^3 \rho_p$ - маса частинки пилу, кг ;

$c_p = C_p \rho_p$ - масова концентрація часток пилу, кг/м^3 ;

C_p - об'ємна концентрація частинок пилу, ч.о., що визначається з співвідношення

$$C_p = c_p \rho_p^{-1} = n_p 6^{-1} \pi d_p. \quad (3.31)$$

Молярна маса M_p і динамічна в'язкість μ_p розглянутої однорідної газоподібної фази визначається співвідношеннями [29]:

$$M_p = 6^{-1} \pi d_p^3 \rho_p N_A; \quad (3.32)$$

$$\mu_p = 3^{-1} c_p u_p \lambda_p = 3^{-1} C_p \rho_p u_p \lambda_p, \quad (3.33)$$

де $N_A = 6,022 \cdot 10^{23}$ моль $^{-1}$ - число Авогадро.

Згідно з прийнятим допущенню високодисперсну систему, що містить частинки пилу діаметром d_p , можна розглядати як газову суміш, що складається з повітря і однорідної газоподібної фази. Для визначення динамічної в'язкості цієї суміші скористаємося апроксимацією Уїлкі[35]:

$$\mu_{p-v} = y_v \mu_v (y_v + y_p \psi_1)^{-1} + y_p \mu_p (y_p + y_v \psi_2)^{-1}, \quad (3.34)$$

де μ_v - динамічна в'язкість повітря, Па•с;

y_v, y_p - молярні частинки повітря і однорідного газоподібного середовища;

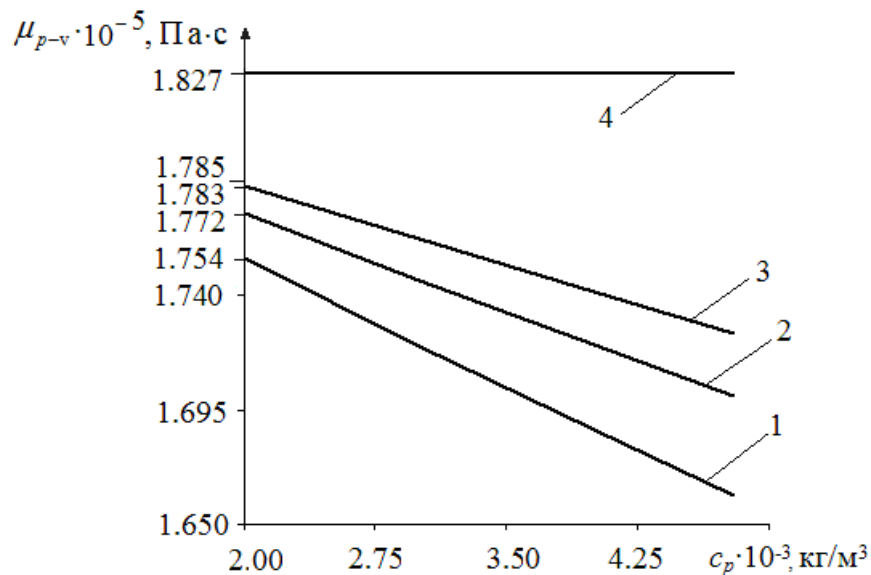
ψ_1, ψ_2 - параметри визначаються як:

$$\begin{cases} \psi_1 = \left(1 + \sqrt{\mu_v \mu_p^{-1}} \sqrt{M_p M_v^{-1}}\right)^2 \left[8(1 + M_v M_p^{-1})\right]^{-0.5}; \\ \psi_2 = \psi_1 \mu_p \mu_v^{-1} M_v M_p^{-1}, \end{cases} \quad (3.35)$$

де M_v - молярна маса повітря, кг/моль.

Результати розрахунку динамічної в'язкості високодисперсної системи за формулою (3.34) в залежності від масової концентрації частинок пилу при різних значеннях їх щільності представлені на рис. 3.4

З рис. 3.4 випливає, що динамічна в'язкість високодисперсної системи нижче, ніж у повітря і обернено пропорційна величині масової концентрації c_p . Це пов'язано з малою середньою швидкістю вільного пробігу частинок пилу діаметром d_p , а також зі зменшенням довжини їх вільного пробігу при збільшенні параметра c_p . При збільшенні діаметра частинок (середньодисперсні і крупнодисперсні системи) починають впливати на міжфазні взаємодії, що призводить до зміни виду функціональної залежності $\mu_{p-v} = f(c_p)$.



1 - $\rho_p = 1500 \text{ кг/м}^3$; 2 - $\rho_p = 2000 \text{ кг/м}^3$; 3 - $\rho_p = 2500 \text{ кг/м}^3$; 4 - $\rho_p = 0 \text{ кг/м}^3$

Рисунок 3.4 - Зміна динамічної в'язкості високодисперсної системи в залежності від масової концентрації частинок пилу діаметром $d_p = 0,09 \cdot 10^{-6}$ м при різних значеннях їх щільності

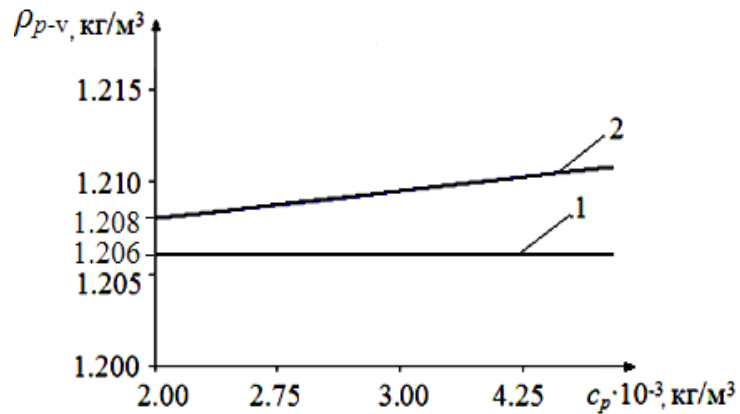
Аналіз кривих 1 - 3 (рис. 3.4) показує, що при фіксованому значенні діаметра частинок пилу з масовою концентрацією c_p величина μ_{p-v} прямо пропорційно щільності дисперсної фази. Такий характер зміни динамічної в'язкості впливає з виразів (3.31), (3.33) і пов'язаний зі збільшенням відносної швидкості твердих частинок.

Для середньої щільності високодисперсної системи можна записати

$$\rho_{p-v} = \rho_p C_p + \rho_v (1 - C_p), \quad (3.36)$$

де ρ_v - густина повітря при температурі T_v , кг/м^3 .

На рис. 3.5 представлені результати розрахунку середньої густини високодисперсної системи в залежності від масової концентрації частинок пилу, отриманих за формулою (3.36)



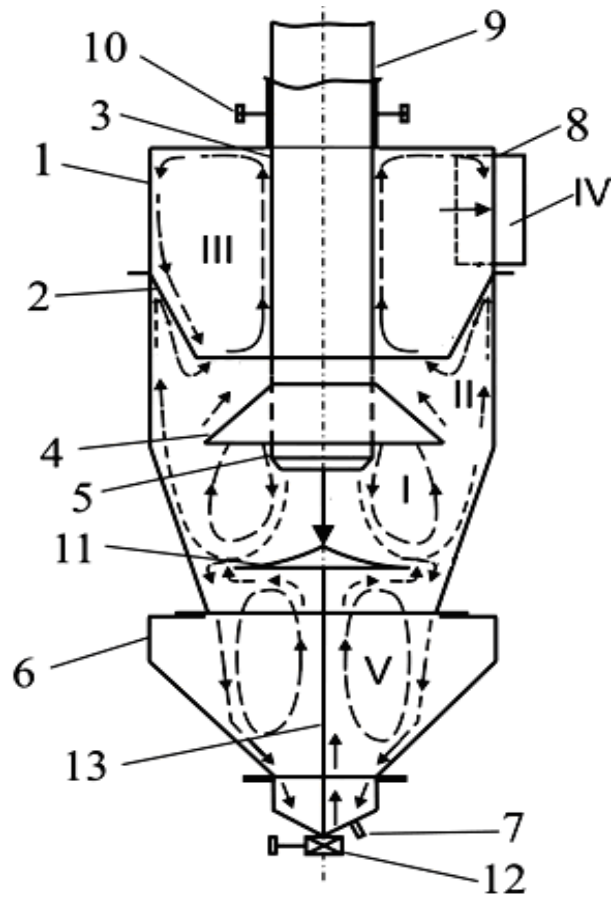
1 - повітря; 2 - високодисперсна система

Рисунок 3.5 - Зміна середньої густини високодисперсної системи в залежності від масової концентрації частинок пилу діаметром $d_p = 0,09 \cdot 10^{-6}$ м

Аналіз рис. 3.5 показує, що густина високодисперсної системи більша ніж у повітря, прямопропорційна масовій концентрації частинок пилу і не залежить від густини дисперсної фази. Такий характер зміни густини високодисперсної системи при заданих значеннях параметрів d_p та c_p впливає з співвідношення (3.31).

Розглянемо турбулентний плин високодисперсної системи в пневмосепаратор з осьовим введенням вихідного продукту (рис. 3.6)

З рис. 3.6 видно, що в пневмосепараторі утворюються турбулентні зони I - V [25, 29] з різною структурою течіння двокомпонентного середовища. Зона V являє собою ізольовану область течії з низькою інтенсивності турбулентності [25]. Так як частинки пилу діаметром d_p повторюють поведінку молекул повітря, то їх масова концентрація в пневмосепараторі практично не змінюється, а турбулентна зона V не робить впливу на гідравлічний опір приладу. Якщо в потоці високодисперсної системи присутні частинки пилу, що приймають участь в процесі поділу, то спостерігається зворотна картина.



1 - циліндроконічний корпус; 2 - верхній конус; 3 - осьова труба; 4 - нижній конус; 5 - сопло; 6 - бункер; 7 - затвор; 8 - патрубок; 9 - центруюча труба; 10 - регулювально-фіксуєчі гвинти; 11 - конусна направляюча; 12 - фіксатор; 13 - опорний стержень; I, II, III, IV, V - турбулентні зони.

Рисунок 3.6 - Схема турбулентної течії високодисперсної системи в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту

Взаємодія високодисперсної системи з твердими поверхнями призводить до викривлення ліній струму середовища. З цієї причини всю турбулентну область течії в пневмосепараторі можна умовно розбити на окремі ділянки, що характеризуються певною величиною і напрямком вектора швидкості. Тоді у відповідності з роботами [18, 25] для втрат тиску високодисперсної системи в турбулентних зонах I - IV можна прийняти наступні співвідношення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 \zeta|_{\theta}; \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 \zeta_o; \\ \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 3,2tg^{1,25}(0,5\alpha)(1 - F^2)^2; \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 (F^{-2} + 2 - 2,66F^{-1})^2; \\ \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 (1 - \bar{F}^2)^2; \Delta p_{\zeta} = 0,5k_s \rho u^2 (1 - \bar{F}^2); \\ \Delta p_{\zeta} = 0,5\rho u^2 \left[\sum_{j=0}^4 A_{j+1} \bar{F}^{4-j} ((0,01745\alpha)^3 - 2\pi(0,01745\alpha)^2 - 0,1745\alpha) \right]; \\ \Delta p_{\xi} = 0,5\rho u^2 \xi|_{\theta}; \Delta p_{\xi} = 16^{-1} \rho u^2 \lambda \sin^{-1}(0,5\alpha)(1 - F^2); \\ \Delta p_{\xi} = 0,5\rho u^2 Lb^{-1}(0,02\bar{D} + 0,98)(\lambda^{-1} - 0,27\bar{D} + 0,1) \end{array} \right. \quad (3.37)$$

де Δp_{ζ} , Δp_{ξ} - втрати тиску місцеві і на тертя, Па;

ρ - густина середовища, кг/м³;

u - швидкість середовища, м/с;

$\xi|_{\theta}$, $\zeta|_{\theta}$ - коефіцієнти опору тертя та місцевого опору при повороті потоку; θ - кут повороту потоку, град;

ζ_o - місцевий коефіцієнт опору при бічному виході потоку через зовнішній насадок;

α - кут конусності, град;

F - відносна площа прохідного перерізу;

A_j - числові коефіцієнти;

k_s - коефіцієнт згладжування;

λ - коефіцієнт опору тертя;

L - довжина кільцевої труби, м;

\bar{D} - відносний діаметр кільцевої труби;

b - ширина кільцевого зазору, м.

З урахуванням (3.37) сумарні втрати тиску високодисперсної системи в пневмосепараторі визначаються за формулою

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum \Delta p_{\zeta} + \sum \Delta p_{\xi}, \quad (3.38)$$

де $\Sigma\Delta p_\zeta$, $\Sigma\Delta p_\xi$ - сумарні місцеві втрати тиску і сумарні втрати на тертя, Па.

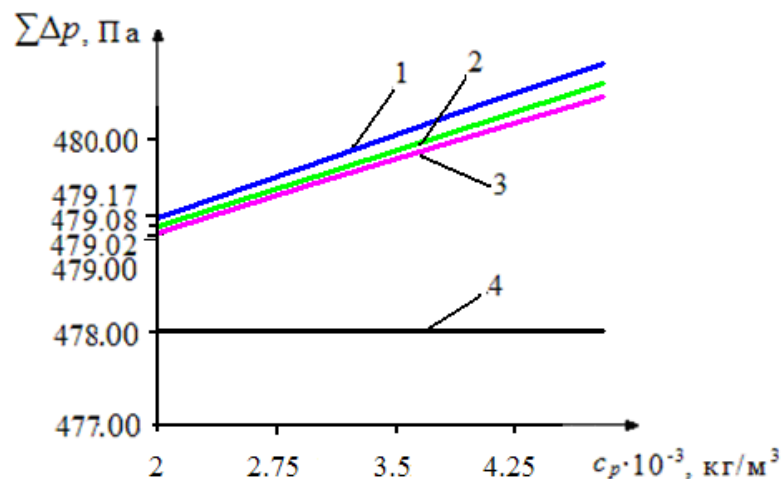
Позначимо індексами $i-1$ і i значення газодинамічних параметрів у початковому і кінцевому перерізах розглянутої ділянки течії високодисперсної системи. Тоді її середня густина і статичний тиск будуть визначатися як [18]:

$$\rho_i = \rho_{i-1} (P_i P_{i-1}^{-1})^{1/k_v}; \quad (3.39)$$

$$P_i = P_{i-1} + 0,5(\rho_{i-1} u_{i-1}^2 - \rho_i u_i^2) - (\Delta p_\zeta)_{i-1,i} - (\Delta p_\xi)_{i-1,i}, \quad (3.40)$$

де k_v - коефіцієнт адиабати високодисперсної системи.

На рис. 3.7 представлені результати розрахунку сумарних втрат тиску високодисперсної системи в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту, отримані за формулою (3.7)



1 - $\rho_p = 1500 \text{ кг/м}^3$; 2 - $\rho_p = 2000 \text{ кг/м}^3$; 3 - $\rho_p = 2500 \text{ кг/м}^3$; 4 - $\rho_p = 0 \text{ кг/м}^3$

Рисунок 3.7 - Зміна сумарних втрат тиску високодисперсної системи в пневмосепараторі з осьовим введенням вихідного продукту зі швидкістю 12 м/с в залежності від масової концентрації частинок пилу діаметром $d_p = 0,09 \cdot 10^{-6}$ м при різних значеннях їх густини

Характер зміни сумарних втрат тиску (рис. 3.7) показує, що при турбулентному русі високодисперсної системи ці втрати будуть більші, ніж у повітря. Причому, так як масова концентрація часток пилу мала, то зазначена відмінність буде незначною. Крім того з рис. 3.7 випливає, що при збільшенні густини дисперсної фази відбувається зниження втрат тиску, що пов'язано з відповідним зростанням динамічної в'язкості високодисперсної системи (рис. 3.4) і обернено пропорційною зміною об'ємної концентрації частинок пилу згідно співвідношенню (3.31).

За аналогією з (рис. 3.4) зміна сумарних втрат тиску високодисперсної системи (рис. 3.7) відбувається за лінійним законом. Однак при збільшенні масової концентрації та діаметра частинок пилу характер функціональної залежності $\Sigma \Delta p_{\zeta} = f(c_p)$ зміниться. Це пов'язано зі зростанням інтенсивності міжфазних взаємодій.

Розрахунок турбулентних течій в різних технологічних апаратах базується на рівняннях нерозривності і Нав'є-Стокса усередненого руху двофазного середовища [28, 36]. Якщо між фазами відсутні хімічні взаємозв'язки, то двофазне середовище складається з дисперсної і безперервної фази. Причому перша розподілена в об'ємі другої.

У разі, коли безперервна фаза являє собою в'язку рідину або газ (відповідно рідка і газоподібна фаза), а дисперсна фаза - тверді частинки (тверда фаза), то при математичному моделюванні динаміки двофазного середовища вводять основне допущення, згідно з яким між твердими частинками відсутній обмін імпульсом і енергією. При цьому в якості характерного розміру частинок приймається їх еквівалентний діаметр. Останнє пов'язано з тим, що форма твердих частинок, як правило, відрізняється від сферичної.

Наявність твердих частинок неминуче сприяє їх зіткнення і зміні структури потоку, що істотно впливає на ефективність роботи сепараційних технологічних пристроїв.

Рух двофазних і багатофазних течій описується рівняннями механіки гетерогенних середовищ. При цьому для обліку міжфазних і внутріфазних взаємодій необхідні раціональні схематизації, що призводять до вирішення певних рівнянь [26].

Ступінь впливу твердих часток на структуру безперервної фази залежить від їх концентрації та величини відношення часу динамічної релаксації частинок до характерного проміжку часу загасання флуктуацій безупинної фази [37]. При турбулентному русі двофазного середовища в каналі спостерігається хаотичний рух твердих частинок і їх взаємодія зі стінками. Однак, незважаючи на втрати імпульсу, частинки набувають інтенсивного обертального руху, що сприяє їх переміщенню поперек каналу і усередненому ковзанню фаз [38].

Математичне моделювання турбулентних і ламінарних течій двофазних середовищ з використанням підходу Лагранжа дозволяє досліджувати вплив твердих частинок на структуру дрібних турбулентних вихорів в'язкої рідини або газу. Однак адекватні результати виходять лише при малих концентраціях твердої фази.

В роботі [39] розглянуті особливості взаємодії завислих у потоці твердих частинок зі стінками вертикального каналу і з похилою твердою поверхністю.

На даному етапі досліджень розглядалися особливості зіткнень твердих частинок в ламінарному і турбулентному потоках двофазного середовища.

При ламінарному русі двофазного середовища вплив сил внутрішнього тертя між суміжними шарами безупинної фази призводить до виникнення поперечного градієнта його швидкості. Так як тверді частинки мають різний еквівалентний діаметр, то їх середні швидкості будуть відрізнятися як в суміжних шарах безупинної фази, так і уздовж кожної з ліній струму. Така неоднорідність у розподілі швидкостей призводить до співудару твердих частинок і зміни траєкторій їх руху.

У разі турбулентного режиму течії, присутність дрібних вихорів безупинної фази призводить до зменшення поперечного градієнта швидкості і зміни ліній струму. Такий характер перебігу призводить до ще більшої зміни поля швидкостей твердої фази і збільшення числа зіткнень.

Розглянемо процес співудару твердих частинок A_1 і A_2 з еквівалентними радіусами R_1 і R_2 відповідно в ламінарному потоці в'язкої рідини. Оцінимо величину зіткнення цих частинок за умови, що центр частинки A_1 разом зі сферою її дії радіусом $R_1 + R_2$ нерухомий, і визначимо, яка кількість частинок перенесе цю сферу за одиницю часу. Оскільки поблизу твердої частинки структура потоку в'язкої рідини спотворюється, то введемо допущення про відсутність даної особливості.

Протягом проміжку часу $\Delta t = 1\text{с}$ число зіткнень N частинок A_2 з частинками A_1 визначається як

$$N = 2C_2 \frac{\partial U}{\partial z} \iint z dy dz = \frac{4C_2}{3} R^3 \frac{\partial U}{\partial z}, \quad (3.41)$$

де $\partial U / \partial z$ - поперечний градієнт швидкості потоку в'язкої рідини;

C_2 - об'ємна концентрація частинок A_2 ;

$R = R_1 + R_2$ - ефективний радіус зіткнення частинок, м.

Оскільки число зіткнень N можна зіставити з потоком дифузії I частинок A_1 до однієї з частинок A_2 , то

$$I = 4\pi D_0 R C_2, \quad (3.42)$$

а з урахуванням рівняння (3.42) відносно збільшення числа зіткнень запишеться так:

$$\frac{N}{I} = \frac{1}{3\pi} \frac{R^2}{D} \frac{\partial U}{\partial z}, \quad (3.43)$$

де D - коефіцієнт дифузії твердих частинок A_2 , m^2/c ;

$D_0 = 10^{-6} m^2/c$ - коефіцієнт дифузії частинок в'язкої рідини, m^2/c .

Вираз (3.43) при коефіцієнті рухливості твердої частинки по Стоксу ($B = 6^{-1} \pi \mu R$) прийме наступний вигляд

$$\frac{N}{I} = \frac{2\mu}{kC} (R_1 + R_2) R_1 R_2, \quad (3.44)$$

де μ - динамічна в'язкість рідини, $Pa \cdot c$;

k - числова константа.

З рівняння (3.44) випливає, що під впливом градієнта швидкості число зіткнень великих часток збільшується. Якщо прийняти, що $R_1 = R_2 = 10 \text{ мкм}$ і $\partial U / \partial z$

$z = 1 \text{ м/с}$, то $N/I = 10^{-6}$. При збільшенні радіусів частинок в 100 разів, тобто до 1 мм, це відношення стане рівним одиниці. Отже, навіть незначне зростання градієнта швидкості потоку в'язкої рідини призводить до збільшення числа зіткнень щодо крупних частинок, але при цьому не робить впливу на число зіткнень твердих частинок, близьких до молекулярних розмірів.

З рівняння (3.43) видно, що число зіткнень великих частинок з дрібними при перемішуванні також збільшується. При цьому вираз (3.44) відображає лише якісну зміну через спотворення потоку в'язкої рідини поблизу більш великої частинки.

Розглянемо зіткнення твердих частинок в потоці двофазного середовища з однорідною ізотропною турбулентністю. Зв'язок між середньою різницею швидкостей \bar{U}_r (усереднена пульсація швидкості) і відстанню між частинками l можна записати наближено з міркування розмірності, тобто як

$$\bar{U}_r \approx \left(\frac{l\varepsilon}{\rho} \right)^{1/3}, \quad (3.45)$$

де ε - швидкість дисипації енергії, кДж/(м³/с);

ρ - густина безперервної фази, кг/м³.

У рівнянні (3.45) числовий множник порядку 1 виключений, а область його застосовності обмежена з одного боку масштабом потоку L , а з іншого - величиною l_0 , яка знаходиться із співвідношення

$$\text{Re} = \frac{U_0 l_0}{\nu} = 1,$$

де ν - кінематична в'язкість рідини, м²/с;

U_0 - значення величини, що відповідає відстані l_0 , яке з урахуванням виразу (3.45) буде

$$l_0 = \frac{\nu^{3/4} \rho^{1/4}}{\varepsilon^{1/4}}. \quad (3.46)$$

Для руху твердих частинок на відстані $l < l_0$ значення величини можна прийняти таким

$$\bar{U}_r \approx U_0 \frac{l}{l_0}. \quad (3.47)$$

З рівняння (3.46) і (3.47) випливає, що в турбулентному потоці двофазного середовища середня відносна швидкість двох частинок збільшується з відстанню між ними. Якщо маса твердих частинок порівнюється з масою дрібних вихорів, то частинки захоплюються пульсаціями безупинної фази. При $l > l_0$ коефіцієнт турбулентної дифузії D_T

дорівнює добутку довжини вільного пробігу частинки на її середню швидкість [40], тобто

$$D_T = k \bar{U}_r l$$

або

$$D_T = k_1 \left(\frac{\varepsilon_1}{\rho_1} \right)^{1/3} l^{4/3} \text{ при } l > l_0, \quad (3.48)$$

де k_1 - числова константа.

З виразу (3.48) випливає, що, якщо дві частинки, захоплені пульсаціями потоку безперервної фази, знаходяться на відстані $l > l_0$, то для оцінки відстані між ними через деякий проміжок часу можна записати

$$\frac{\partial r^2}{\partial t} = k_2 \left(\frac{\varepsilon_1}{\rho_1} \right)^{1/3} l^{4/3}. \quad (3.49)$$

Звідси при $l^2 = l^2$ отримаємо

$$l^2 = \left(\frac{2}{3} \right)^3 k_2 \left(\frac{\varepsilon_1}{\rho_1} \right) t^3 \text{ при } l \ll L_0. \quad (3.50)$$

Таким чином, в турбулентному потоці двофазного середовища тверді частинки віддаляються один від одного швидше, ніж при ламінарному режимі течії. У цьому випадку коефіцієнт турбулентної дифузії для малих масштабів

$$D_T = k_3 l^2 \sqrt{\frac{\varepsilon_1}{\nu}}. \quad (3.51)$$

У завданнях прикладного характеру велике значення має встановлення взаємозв'язків між турбулентним і молекулярним коефіцієнтом дифузії (молекулярний коефіцієнт дифузії враховує рух частинок в дрібних вихорах безупинної фази) для масштабу, відповідного розмірами твердих часток. Якщо $D_T/D < 1$, то турбулентність не робить впливу на дифузійний процес, а при $D_T/D > 1$ визначальне значення має турбулентна дифузія. З урахуванням виразу (3.51) для потоку дифузії до однієї з виділених частинок отримаємо

$$I = 12\pi l^3 k_3 n \sqrt{\frac{\varepsilon_1}{\nu}}. \quad (3.52)$$

Поряд з описаним механізмом зіткнення, тверді частинки захоплюються пульсаціями безупинної фази лише частково.

При досить великій концентрації частинок і відповідно високою імовірністю їх зіткнень спостерігається додаткове ковзання твердих частинок і безупинної фази. Якщо частинка діаметром $2R_1$ рухається зі швидкістю U_1 відносно окремих частинок двофазного середовища, то вона буде стикатися з усіма частинками, центри яких розташовані всередині циліндричного об'єму діаметром $4R_1$. Причому вісь симетрії останнього колінеарна швидкості U_1 . В об'ємі $\pi (4R_1)^2 L/4$ таких частинок знаходиться менше, ніж

$$k_N = \frac{C \frac{\pi}{4} (4R_1)^2 L}{\frac{4}{3} \pi \left(\frac{2R_1}{2}\right)^3} = \frac{6CL}{2R_1}, \quad (3.53)$$

де C - об'ємна концентрація частинок.

Вважаючи $k_N = 2$, визначимо середню довжину шляху частинки між двома послідовними зіткненнями при мінімальній її рухливості за формулою

$$\bar{L} = \frac{2R_1}{3C}. \quad (3.54)$$

Величина в (3.54) відрізняється від середньої відстані між частинками, розміщеними у вузлах кубічної решітки зі стороною L_0 . З умови рівномірного розподілу цих кубічних об'ємів у розглянутій області течіння отримаємо, що:

$$C = \frac{8 \frac{4}{3} \pi \left(\frac{2R_1}{2} \right)^3}{(2L_0)^3}; \quad L_0 = 2R_1 \sqrt{\frac{\pi}{6C}}. \quad (3.55)$$

Тоді середня відстань між частинками в такій решітці наближено дорівнює

$$\bar{L}_0 \approx 1,42L_0. \quad (3.56)$$

Слід зазначити, що середня довжина вільного пробігу дрібних частинки в потоці двофазного середовища серед відносно малорухомих великих часток істотно перевищує відстань між останніми. Якщо тверді частинки мають відмінну від нуля компоненту швидкості, нормальну до U_1 , то ймовірність зіткнення зростає, і величина L наближається до \bar{L}_0 .

У прийнятих припущеннях середній час руху твердої частинки між двома послідовними зіткненнями наближено можна визначити так:

$$t \approx \frac{L}{U_1} \approx \frac{2R_1}{3U_1}.$$

Якщо цей час менше характерного часу вільного пробігу частинки, то вплив зіткнення часток істотне. При різній крупності частинок зіткнення між ними неминуче навіть при ламінарному русі. Їх співудар проявляється в тому, що швидкості гідравлічно, більш великих часток, зменшуються, а

швидкості більш дрібних - збільшуються. Крім того, частки всіх розмірів зменшують свою швидкість при зіткненні зі стінкою. Всі ці процеси співударів діють однозначно, а саме, збільшують втрати енергії несучого середовища.

Таким чином, розглянутий процес зіткнення частинок призводить до формулювання вимог подібності, які в реальних умовах важко виконати. Практично вимога подібності процесів зіткнення часток деякими авторами [41, 42] зводиться до умови незмінності в натурі і на моделі співвідношення середніх швидкостей твердої і рідкої фаз або до правила Фруда.

3.3 Висновки

Використання конусної направляючої газопилового потоку в аналогу прямоточного пневмосепаратора дозволяє створити аеродинамічний ефект, особливістю якого є поділ газопилового струменя на поверхні конусної направляючої і на стінці конфурної ділянки корпусу, що сприяє формуванню вихрової області течії двофазного середовища та інтенсифікації сепарації пилу;

Характерною особливістю розробленого пневмосепаратора в порівнянні з традиційними (жалюзними, циклонними та ін.) є формування нової аеродинамічної структури турбулентного двофазного потоку в циліндроконічному корпусі;

При визначенні густини і втрат тиску газопилового потоку в пневмосепараторі необхідно враховувати особливості зміни його гідравлічного опору зі збільшенням пилового навантаження;

Збільшення густини частинок пилу з фіксованим діаметром при заданій масовій концентрації призводить до підвищення динамічної в'язкості високодисперсної системи і зниженню втрат тиску в пневмосепараторі;

При підвищенні витратної концентрації твердих частинок відбувається виродження дисперсно-стрижневого режиму руху газосуспензії у вертикальному каналі;

Найбільші значення дотичних напружень на стінках труби характерні при русі газосуспензії, яка складається з вугільних частинок неправильної форми, що сприяє якісній перебудові характеру перебігу. При цьому відбувається зниження інтенсивності турбулентності і як наслідок - локальне зменшення втрат енергії на гідротранспортування і сепарацію зернистої суміші.

4 ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОСИЛОВОЇ УСТАНОВКИ НА НИЗЬКОКИПЛЯЧОМУ РОБОЧОМУ ТІЛІ, ЩО ВИКОРИСТОВУЄ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНЕ ТЕПЛО ДИМОВИХ ГАЗІВ

4.1 Постановка завдання

З метою обґрунтування параметрів ТСУ розглянемо можливість роботи установки в двох основних режимах: конденсаційному, при якому виробляється тільки електроенергія, і теплофікаційному, при якому окрім електричної потужності виробляється тепло потенціалу ГВП. Оскільки температура утилізованих димових газів знаходиться в межах 100-130°C, раціональним здається застосування в ТСУ низькокиплячих робочих тіл (НРТ), які в робочому діапазоні температур киплять при тиску, більшому за атмосферний, та мають низьку теплоту пароутворення.

У зв'язку з цим, в даному розділі вирішуються наступні завдання:

розробка математичної моделі формування режиму роботи ТСУ на НРТ;

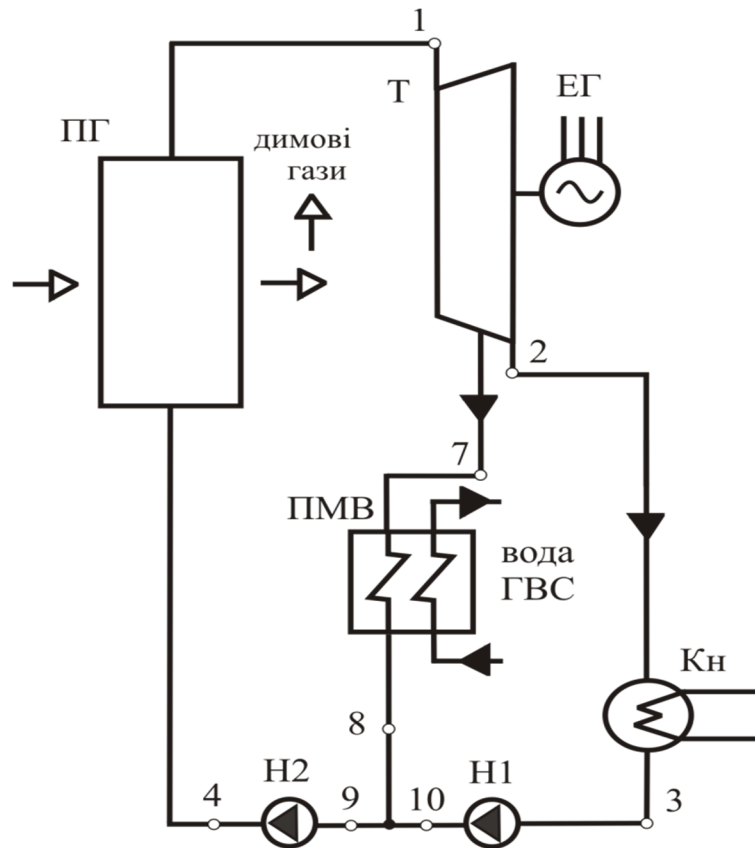
вибір і обґрунтування тиску і температури робочого тіла ТСУ в характерних точках термодинамічного циклу;

розрахунок енергетичних і економічних показників запропонованої технології утилізації низькопотенційного тепла димових газів.

Схема утилізації низькопотенційного тепла димових газів представлена на рис. 4.1.

Установка працює таким чином. Димові гази при проходженні через парогенератор віддають тепло НРТ і відводяться в довкілля.

Цикл зміни стану НРТ зображений на рис. 4.2. Номери точок циклу відповідають номерам точок на тепловій схемі ТСУ (див. рис. 4.1).



Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор; Кн – конденсатор; Н1, Н2 – насоси; ПГ – парогенератор; ПМВ – підігрівач мережевої води

Рисунок 4.1 – Схема утилізації низькопотенційного тепла димових газів

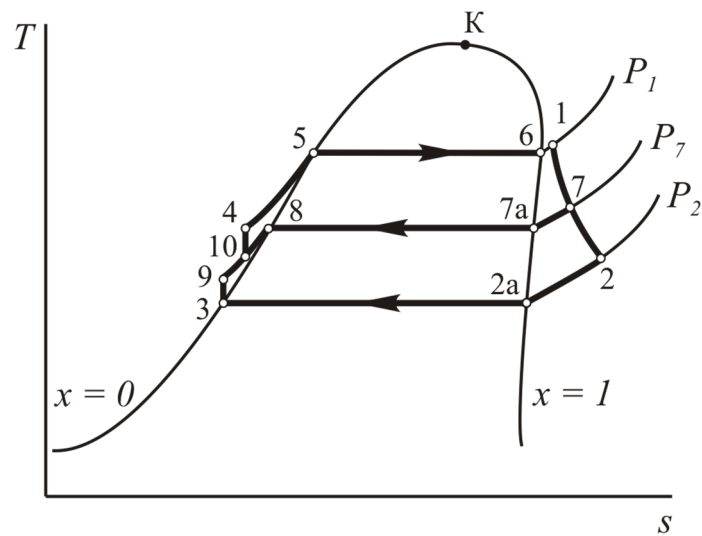


Рисунок 4.2 – Термодинамічний цикл ТСУ на НРТ

Показана на рис. 4.2 нижня примежова крива має позитивний нахил, тобто характеризується позитивним значенням похідної $(dT/ds)_{sat} > 0$. НРТ надходить в парогенератор в рідкій фазі (точка 4). Тут воно підігрівається до стану кипіння (точка 5), випаровується до стану сухої насиченої пари (точка 6) і може перегріватися. У турбіні пар НРТ, розширюючись, виконує роботу, що перетворюється на електричну енергію за допомогою електрогенератора.

Тиск пари на виході турбіни (у точці 2) визначається температурою його конденсації в конденсаторі. Щоб мати можливість більш повно і гнучко використовувати теплоту, сприйняту НРТ в парогенераторі, в схемі передбачена робота установки за теплофікаційним циклом. В цьому випадку частина пари відбирається з проміжного відбору турбіни і прямує в підігрівач мережевої води системи ГВП. Тиск відбору (точка 7) визначається температурою конденсації пари НРТ в підігрівачі мережевої води. Конденсат НРТ насосами Н1 і Н2 знову подається в парогенератор. За відсутності необхідності в нагріві води системи ГВП і нульовій витраті пари в проміжному відборі турбіни установка працюватиме за чисто конденсаційним циклом (1-2-3-4-5-6-1), при якому вироблення електроенергії максимальне. З рис. 4.2 видно, що для термодинамічного циклу зміни стану НРТ в ТСУ характерні три рівні тиску: мінімальний тиск $p_2 = p_{2a} = p_3 = p_{min}$, що визначається температурою конденсації пари НРТ в конденсаторі $t_{2a} = t_3$; тиск в проміжному відборі турбіни $p_7 = p_{7a} = p_8$, що визначається температурою конденсації пари НРТ в підігрівачі мережевої води системи ГВС $t_{7a} = t_8$, і максимальний – тиск пари НРТ перед турбіною $p_1 = p_6 = p_5$. Можливості регулювання температур конденсації дуже обмежені, оскільки визначаються температурами доквілля і теплового споживача – системи ГВП. Тому енергетичні показники циклу і його ефективність залежатимуть, в основному, від максимального тиску і температури НРТ в циклі, тобто від тиску p_1 і температури t_1 пари НРТ

перед турбіною. Підвищення цих параметрів приводить, зазвичай, до підвищення термічного ККД циклів.

Проаналізуємо графіки зміни температури димових газів та НРТ в парогенераторі (рис. 4.3).

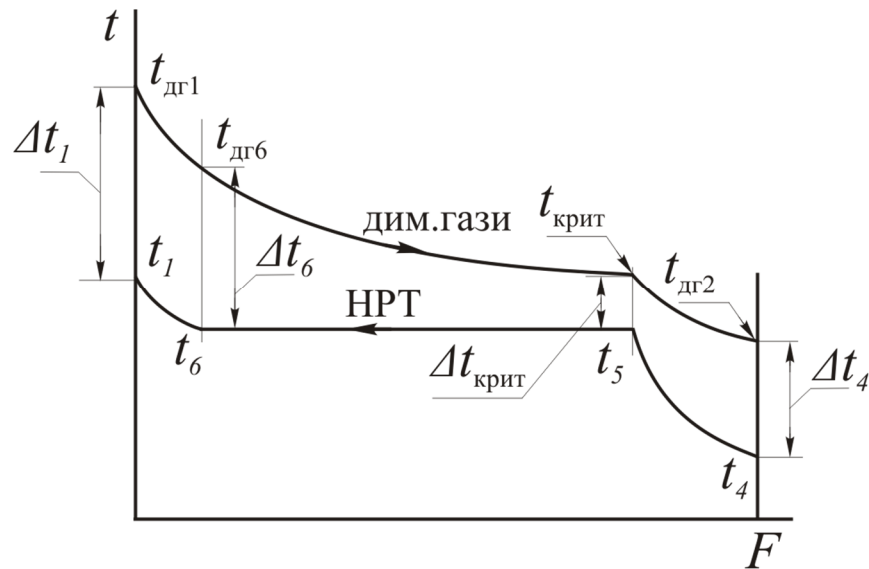


Рисунок 4.3 – Зміна температури димових газів і НРТ в парогенераторі

З рис. 3.3 видно, що температура димових газів зменшується від $t_{дг1}$ до $t_{дг2}$, а НРТ збільшується від t_4 до t_1 . При цьому зміна температури НРТ носить ступінчатий характер. На початковій ділянці теплообмінника рідке НРТ підігрівається до температури кипіння. На ділянці 5-6 воно випаровується і на ділянці 6-1 перегрівається. У зв'язку із ступінчатим характером зміни температури НРТ мінімальний температурний напір може виявитися не на кінцях, а у внутрішньому (критичному) перерізі апарата, в якому рідке НРТ досягає точки кипіння, внаслідок цього чинником, що обмежує можливість підвищення температури і тиску пари перед турбіною, може виявитися температура димових газів $t_{крит}$ в цьому перерізі. Підвищити $t_{крит}$ і тим самим забезпечити можливість отримання вищих параметрів пари і вищої ефективності перетворення теплоти, сприйнятої НРТ, в роботу, можна шляхом збільшення температури димових газів на виході з парогенератора. Однак, з іншого боку, при збільшенні $t_{дг2}$ зменшується

кількість самого тепла, що передається від димових газів до НРТ. Такий характер впливу $t_{дг2}$ може призвести до появи максимуму на кривих залежностей електричної потужності, що виробляється, від цього параметра, що визначає вибір оптимального рішення.

З вищевикладеного випливає, що для обґрунтованого вибору параметрів ТСУ необхідно вивчити вплив температури димових газів на виході з парогенератора $t_{дг2}$ на енергетичні показники установки. Крім того, необхідно оцінити також залежність цих показників від кількості пари НРТ в проміжному відборі турбіни, коли ТСУ працює за теплофікаційним циклом.

4.2 Математична модель формування режимів роботи теплосилової установки на низькокиплячому робочому тілі, яка утилізує тепло димових газів

Основою математичної моделі формування режимів роботи ТСУ є рівняння теплового і енергетичного балансу окремих елементів і установки в цілому, а також рівнянь, що описують стан і властивості НРТ. Параметри циклу ТСУ визначаються температурою конденсації НРТ в конденсаторі t_{2a} , підігрівачі мережевої води системи ГВС t_{7a} і обмеженнями на температурні графіки НРТ і димових газів в парогенераторі (див. рис. 4.3), математичний запис яких має вигляд :

$$t_1 < t_{дг1} - \Delta t_1, \quad (4.1)$$

$$t_4 < t_{дг2} - \Delta t_4, \quad (4.2)$$

$$t_5 < t_{крит} - \Delta t_{крит}, \quad (4.3)$$

$$t_6 < t_{дг6} - \Delta t_6, \quad (4.4)$$

$$t_{дг2} > t_{тр}, \quad (4.5)$$

де t_1, t_4, t_5, t_6 – температура НРТ в характерних точках циклу (див. рис. 4.3), °С;

$t_{дг1}, t_{дг6}, t_{дг2}, t_{крит}$ – температура димових газів в характерних точках циклу, °С;

$\Delta t_1, \Delta t_4, \Delta t_{крит}, \Delta t_6$ – мінімальні температурні напори на гарячих, холодних кінцях і в критичних перерізах парогенератора, °С.

$t_{тр}$ – температура точки роси.

При визначенні параметрів НРТ в характерних точках циклу відомими є: об'ємна витрата димових газів V , м³/с, і їх температура на вході в парогенератор $t_{дг1}$, температура конденсації НРТ t_{2a} і t_{7a} ; мінімальні температурні напори $\Delta t_1, \Delta t_4, \Delta t_{крит}, \Delta t_6$, доля пари НРТ в проміжному відборі турбіни від загального потоку $a_{отб}$.

Положення точок 2а, 7а, 3 і 8 однозначно визначається температурами конденсації НРТ t_{2a} і t_{7a} . Ці точки знаходимо на перетині ізотерм t_{2a} і t_{7a} з нижньою і верхньою пограничними кривими і визначаємо в них тиск $p_{2a} = p_3, p_{7a} = p_8$, а також питомий об'єм, ентальпію і ентропію НРТ.

Точка 9 лежить в області рідини. В ній тиск $p_9 = p_{7a}$. Нехтуючи стисливістю рідкого НРТ, знайдемо питому роботу насосу Н1:

$$l_{н1} = \frac{v_3(p_9 - p_3)}{\eta_н}, \quad (4.6)$$

де $l_{н1}$ – питома робота насосу Н1, Дж/кг;

v_3 – питомий об'єм рідкого робочого тіла в точці 3, м³/кг.

$\eta_н$ – ККД насосу.

Ентальпія в точці 9

$$h_9 = h_3 + l_{н1}, \quad (4.7)$$

де h_3 і h_9 – ентальпія в точках 3 і 9, Дж/кг.

Тиск та ентальпія пари в точці 10:

$$p_{10} = p_{7a}, \quad (4.8)$$

$$h_{10} = h_8 a_{отб} + h_9 (1 - a_{отб}). \quad (4.9)$$

Положення решти точок залежить від тиску і температури пари перед турбіною, тобто від положення точки 1. Ця точка, залежно від заданої величини, може знаходитися на верхній граничній кривій (при $\Delta t_{пт} = 0$), або ж в області перегрітої пари (при $\Delta t_{пт} > 0$). Оскільки значення тиску і температури пари на лінії насичення зв'язані між собою однозначно, то задача визначення положення точки 1 при заданій величині перегріву пари зводиться до визначення однієї з них, наприклад тиску в точці 1 $p_1 = p_6 = p_5 = p_{max}$.

Подальший розрахунок здійснюється за наступним алгоритмом:

- 1) задається початкове наближення p_{max} ;
- 2) на перетині ізобари p_{max} з нижньою і верхньою граничними кривими знаходяться точки 5 і 6 і в цих точках визначається температура і ентальпія НРТ;
- 3) з врахуванням перегріву пари НРТ перед турбіною $\Delta t_{пт}$ розраховується його температура в точці 1

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{пт}, \quad (4.10)$$

після чого на перетині ізотерми t_1 з ізобарою $p_1 = p_{max}$ знаходиться точка 1, в якій визначаються ентальпія і ентропія НРТ;

4) знаходиться ентальпія h_{7s} в кінці ізоентропного розширення пари з точки 1 до тиску $p_7 = p_{7a}$ і розраховується ізоентропний перепад ентальпій в частині високого тиску турбіни (ЧВТ)

$$\Delta h_s = h_1 - h_{7s}. \quad (4.11)$$

Розраховується питома робота потоку пари в дійсному процесі розширення в ЧВТ турбіни і значення ентальпії НРТ в кінці цього процесу (точці 7)

$$l_{T1} = \Delta h_s \eta_{Ts}, \quad (4.12)$$

$$h_7 = h_1 - l_{T1}, \quad (4.13)$$

де η_{Ts} – ізоентропний ККД турбіни.

За відомими тиском p_7 і ентальпії h_7 знаходиться точка 7 і визначається значення ентропії в цій точці;

5) аналогічно пункту 4 здійснюється розрахунок процесу 7-2 – розширення пари в частині низького тиску (ЧНТ) турбіни – і знаходиться положення і параметри точки 2, а також питома робота ЧНТ турбіни l_{T2} ;

6) тиск в точці 4 приймається $p_4 = p_{max}$, питомих об'єм НРТ $v_4 = v_{10} = v_3$, після чого розраховується питома робота насоса Н2 і ентальпія НРТ в точці 4:

$$l_{H2} = \frac{v_3(p_4 - p_{10})}{\eta_H}, \quad (4.14)$$

$$h_4 = h_{10} + l_{H2}; \quad (4.15)$$

7) розраховується питома теплота, підведена до НРТ парогенераторі, і витрата НРТ на турбіну

$$Q_{\text{ут}} = G c_p (t_{\text{дг1}} - t_{\text{дг2}}), \quad (4.16)$$

$$q_{\text{ут}} = h_1 - h_4, \quad (4.17)$$

$$G_{\text{НРТ}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{q_{\text{ут}}}; \quad (4.18)$$

8) розраховується температура димових газів $t_{\text{крит}}$ в критичному перерізі парогенератора, теплова потужність, яку віддають димові гази при охолодженні від $t_{\text{крит}}$ до $t_{\text{дг2}}$, і витрата НРТ $G_{\text{НРТ}min}$, при якій воно нагріється на даній ділянці апарата до температури кипіння:

$$t_{\text{крит}} = t_5 + \Delta t_{\text{крит}}, \quad (4.19)$$

$$Q_{\text{крит}} = G \rho_{\text{дг}} c_p (t_{\text{крит}} - t_{\text{дг2}}), \quad (4.20)$$

$$G_{\text{НРТ}min} = \frac{Q_{\text{крит}}}{h_5 - h_4}; \quad (4.21)$$

де $\rho_{\text{дг}}$ – густина димових газів, кг/м³.

Отримане значення $G_{\text{НРТ}min}$ порівнюється зі значенням $G_{\text{НРТ}}$, яке було визначено в пункті 7. Якщо відмінність між ними незначна, розрахунок тиску p_{max} закінчується; якщо ні, то задається інше значення p_{max} і розрахунок повторюється, починаючи з пункту 1.

Після розрахунку параметрів НРТ в характерних точках циклу визначаються наступні енергетичні показники:

теплова потужність конденсатора

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{НРТ}} (1 - a_{\text{отб}}) (h_2 - h_3); \quad (4.22)$$

теплова потужність підігрівача мережевої води системи ГВП

$$Q_{\text{псв}} = G_{\text{НРТ}} a_{\text{отб}} (h_7 - h_8); \quad (4.23)$$

внутрішня потужність турбіни

$$N_{\text{турб}} = G_{\text{НРТ}} l_{\text{т1}} + G_{\text{НРТ}} (1 - a_{\text{отб}}) l_{\text{т2}}; \quad (4.24)$$

корисна потужність насосів

$$N_{\text{нас}} = G_{\text{НРТ}} l_{\text{н2}} + G_{\text{НРТ}} (1 - a_{\text{отб}}) l_{\text{н1}}; \quad (4.25)$$

термічний ККД циклу

$$\eta_t = \frac{N_{\text{турб}} - N_{\text{нас}}}{Q_{\text{ут}}}; \quad (4.26)$$

електрична потужність, що генерується

$$N_{\text{ел}} = N_{\text{турб}} \eta_{\text{т мех}} \eta_{\text{ег}} - \frac{N_{\text{нас}}}{\eta_{\text{н мех}} \eta_{\text{ед}}}; \quad (4.27)$$

ККД ТСУ з вироблення електроенергії

$$\eta_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{ел}}}{Q_{\text{ут}}}; \quad (4.28)$$

коефіцієнт використання утилізованого тепла

$$\eta_{Q_{\text{ут}}} = \frac{N_{\text{ел}} + Q_{\text{пмв}}}{Q_{\text{ут}}}, \quad (4.29)$$

За початкові дані при моделюванні теплових режимів ТСУ були прийняті:

внутрішній ККД турбіни $\eta_{\text{T}} = 0,7$;

механічний ККД турбіни $\eta_{\text{T мех}} = 0,9$;

ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}} = 0,97$;

ККД насосів $\eta_{\text{н}} = 0,7$;

ККД електродвигунів насосів $\eta_{\text{ед}} = 0,97$;

механічний ККД насосів $\eta_{\text{н мех}} = 0,97$;

мінімальні температурні напори $\Delta t_1 = \Delta t_4 = \Delta t_6 = 10^\circ\text{C}$, $\Delta t_{\text{крит}} = 5^\circ\text{C}$;

температура конденсації НРТ в конденсаторі $t_{2a} = 30^\circ\text{C}$;

температура конденсації НРТ в підігрівачі мережевої води $t_{7a} = 55^\circ\text{C}$.

витрата димових газів $V = 22,2 \text{ м}^3/\text{с}$, їх температура на вході в парогенератор $t_{\text{дг1}} = 130^\circ\text{C}$; температура димових газів на виході парогенератора $t_{\text{дг1}}$ змінювалась в межах від 60 до 80°C.

За робочі тіла ТСУ розглядалися озонобезпечні низькокиплячі речовини: R236ea, n-пентан, ізобутан, бутан, пентан і суміш бутан-пентан в співвідношенні 0,5/0,5.

Розрахунок циклу ТСУ здійснювався аналітично, за допомогою комп'ютерної програми розрахунку властивостей робочих тіл REFPROP Version 6.0 в середовищі розробки MATLAB R2009b.

За результатами розрахунку на рис. 4.4–4.7 побудовано графіки залежностей основних показників установки від величин $t_{\text{дг2}}$ і $a_{\text{отб}}$. Вплив температури димових газів після парогенератора на величину електричної

потужності, що виробляється, і ефективність її перетворення в електроенергію показаний на рис. 4.4.

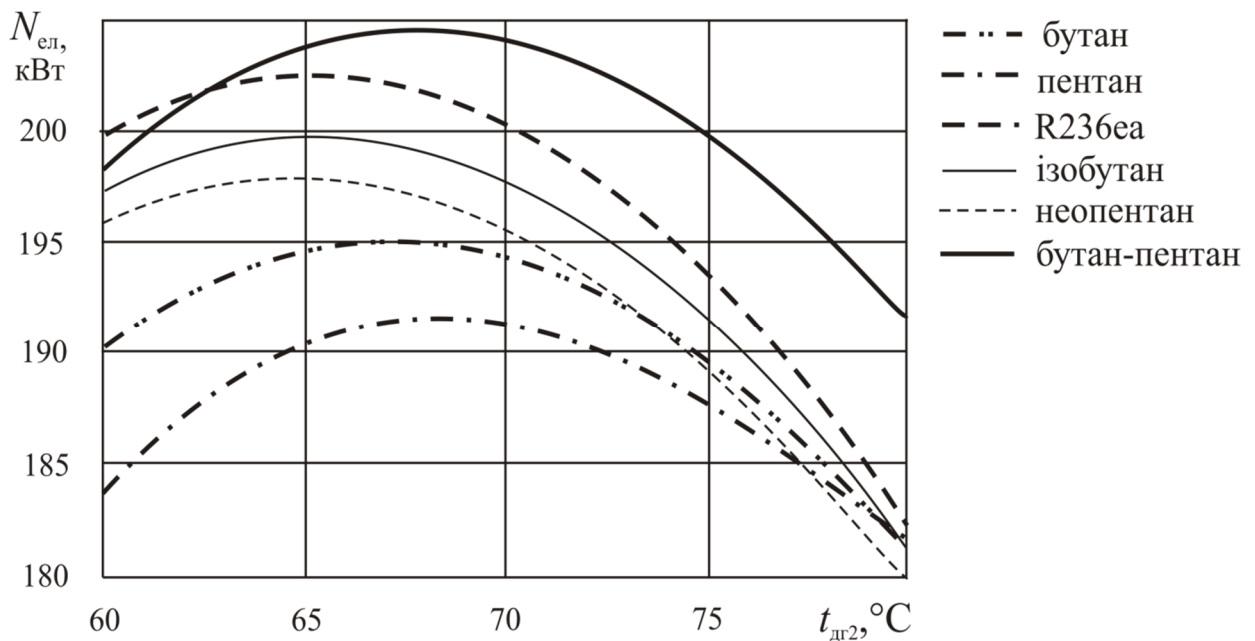


Рисунок 4.4 – Залежність виробки електричної потужності від кінцевої температури димових газів

З рис. 4.4 видно, що при роботі на суміші бутан-пентан виробляється максимальна електрична потужність. Видно також, що залежність $N_{ел} = f(t_{дг2})$ має максимум при певній величині $t_{дг2}$. Наявність максимуму пояснюється протилежним впливом $t_{дг2}$ на величину утилізованої теплової потужності і ефективність її перетворення в електроенергію. Також видно, що показники енергетичної ефективності ТСУ при використанні сумішевого робочого тіла бутан-пентан вищі, ніж у разі кожного чистого компонента окремо і вищі, ніж у разі використання інших розглянутих робочих тіл.

На рис. 4.5 показано залежність електричного ККД для суміші пентан-бутан (0,5/0,5) від $t_{дг2}$.

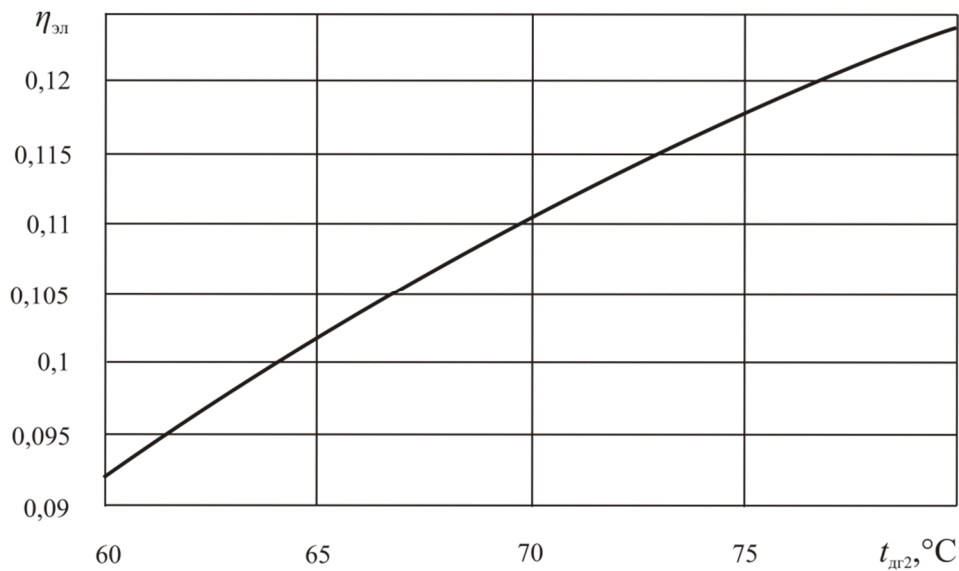


Рисунок 4.5 – Залежність електричного ККД від кінцевої температури димових газів

З рис. 4.5 видно, що величина електричного ККД для $t_{дг2}$, при якій досягається максимум виробки електроенергії, становить 10,8%.

На рис. 4.6 – 4.7 наведені графіки залежностей вироблюваної теплової і електричної потужності, а також коефіцієнта використання утилізованого тепла $\eta_{Q_{ут}}$ від частки пари в проміжному відборі турбіни, коли ТСУ працює на суміші бутан-пентан за теплофікаційним циклом.

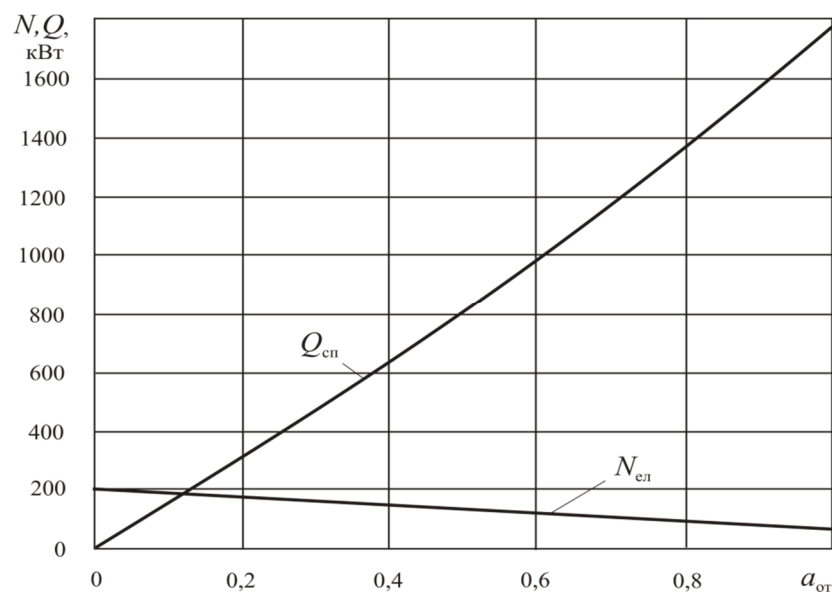


Рисунок 4.6 – Залежність електричної і теплової потужності, що виробляються, від частки пари в проміжному відборі

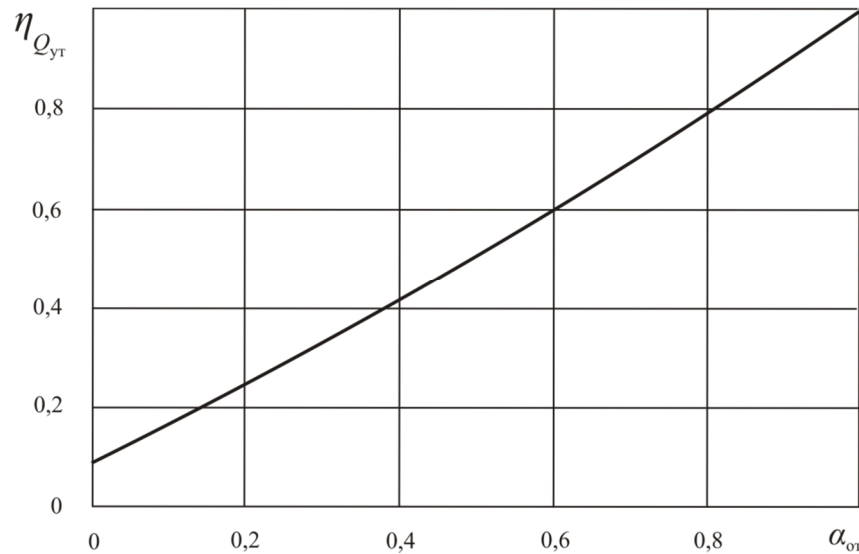


Рисунок – 4.7 Залежність коефіцієнта використання утилізованого тепла від частки пари в проміжному відборі

З рис. 4.6 та 4.7 видно, що при збільшенні частки пари в проміжному відборі (теплофікаційний цикл) виробка електроенергії знижується, але при цьому значно зростає кількість тепла, що передається в систему ГВП, за рахунок повнішого використання тепла димових газів.

4.3 Економічна ефективність запропонованого технічного рішення з утилізації низькопотенційного тепла димових газів

Розрахунок економічної ефективності запропонованої технології утилізації низькопотенційного тепла димових газів здійснюємо для двох режимів роботи ТСУ при використанні за робоче тіло суміші бутан-пентан (50%/50%), а саме:

- конденсаційного, в якому генерується максимальна електрична потужність $N_{ел} = 204$ кВт (при цьому теплова потужність парогенератора і конденсатора відповідно $Q_1 = 2222$ кВт і $Q_k = 1984$ кВт, електрична потужність насосів $N_{нас} = 5,9$ кВт);

- теплофікаційного, для якого при $a_{отб} = 1,0$ генерована електрична потужність $N_{ел} = 65,8$ кВт, теплова потужність у вигляді гарячої води системи ГВП з температурою 45°C $Q_{мп} = 2146$ кВт, електрична потужність насосів $N_{нас} = 2,7$ кВт).

Дані про прогнозовану вартість основного устаткування і капітальні витрати по даних режимах роботи ТСУ наведені в табл. 4.1. При розрахунку вартості устаткування приймалося, що питома вартість теплообмінного устаткування 1650 грн/кВт, турбіни з електрогенератором 24600 грн/кВт.

Таблиця 4.1 – Капітальні витрати на ТСУ, тис. грн

Елементи витрат	Режими роботи ТСУ	
	конденсаційний	теплофікаційний
Теплообмінне устаткування	6897,8	17163
Турбіна з генератором	5018,40	1648,20
Насоси	25,0	11,0
Електрообладнання	82,0	82,0
Допоміжне обладнання	246,0	246,0
Всього вартість устаткування	12268,8	9150,3
Транспортні витрати	858,8	640,5
Будівельно-монтажні роботи	4294,1	3202,6
Проектні роботи	328,0	328,0
Пуско-налагоджувальні роботи	492,0	492,0
Будівельна частина	820,0	820,0
Зовнішні комунікації (матеріали і монтаж)	164,0	164,0
Капітальні витрати	19225,7	14797,4

Експлуатаційні витрати $E_{витр}$ визначалися заробітною платою $C_{зп}$, відрахуваннями до фонду соціального страхування $C_{фсс}$ і вартістю спожитої насосами електроенергії $C_{ел}$

$$E_{витр} = C_{зп} + C_{фсс} + C_{ел} \quad (4.30)$$

Планований річний фонд зарплати для обслуговуючого персоналу (3 оператори і 1 слюсар-ремонтник) з урахуванням доплат за роботу в нічний час і преміального фонду прийнятий у розмірі 192 тис. грн. Відрахування до фонду соціального страхування прийняті у розмірі 37,5% від планованого річного фонду зарплати і рівними відповідно 72 тис. грн.

Тариф плати за спожиту електроенергію прийнятий рівним 0,69 грн/кВт·год. на основі даних "Дніпроенерго" за 3-й квартал 2012 року.

Результати розрахунку експлуатаційних витрат зведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Експлуатаційні витрати

Елементи витрат	Величина витрат, тис. грн.
Заробітна плата	192
Відрахування на соціальне страхування	72
Електроенергія	14
Експлуатаційні витрати	278

Річна економія E визначиться як різниця між вартістю вироблених електроенергії $C_{ел}$, тепла C_T і експлуатаційних витрат

$$E = C_{ел} + C_T - E_{витр} \quad (4.31)$$

Річна кількість виробленої електроенергії $W_{рік}$, кВт·ч і тепла $Q_{рік}$, Гкал розраховується за формулами:

$$W_{рік} = N_{ел} \tau, \quad (4.32)$$

$$Q_{рік} = 0,86 \cdot 10^{-3} Q_{мп} \tau, \quad (4.33)$$

де $N_{ел}$ – електрична потужність, що виробляється установкою, кВт;

τ – кількість годин роботи теплоутилізаційної установки протягом року (приймається $\tau = 7200$ год);

$Q_{мп}$ – теплова потужність, що виробляється установкою, кВт.

Тариф на тепло приймається рівним $c_T = 420$ грн/Гкал на основі даних ПАТ "ДТЕК Павлоградвугілля".

Вартість виробленої електроенергії і тепла визначається за формулами:

$$C_{ел} = c_{ел} W_{рік} , \quad (4.34)$$

$$C_T = c_T Q_{рік} . \quad (4.35)$$

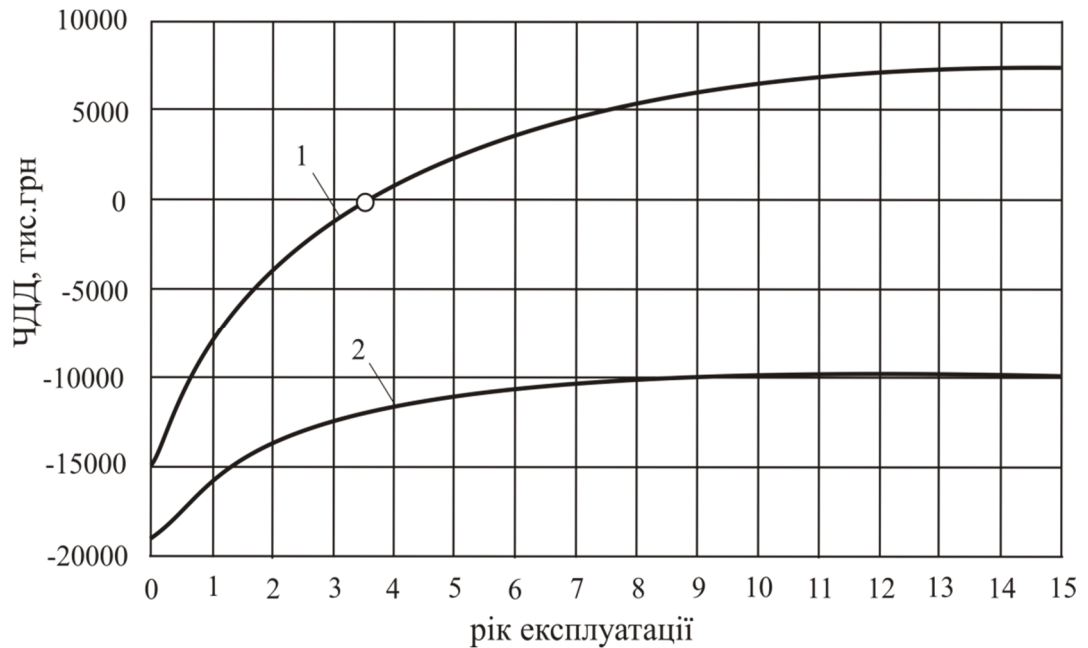
Термін окупності капітальних витрат визначається на основі даних про чистий дисконтований дохід (ЧДД), що отримується в результаті роботи установки.

Розрахунок ЧДД здійснюється за формулами (2.91) – (2.99). Результати розрахунку ЧДД для випадку роботи ТСУ за чисто теплофікаційним циклом представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку ЧДД

Рік експлуатації	AO_t , тис, грн	BC_t , тис, грн	E , тис, грн	$ДП_t$, тис, грн	$KД_t$	$ДДП_t$, тис, грн	$КДДП_T$, тис, грн	$ЧДД_T$, тис, грн
0		14797,42						-14797,4
1	2959,48	11837,94	5633,56	8593,04	0,750	6442,53	6442,53	-8354,9
2	2367,59	9470,35	5633,56	8001,15	0,562	4497,50	10940,02	-3857,4
3	1894,07	7576,28	5633,56	7527,63	0,421	3172,39	14112,41	-685,01
4	1515,26	6061,02	5633,56	7148,82	0,316	2258,77	16371,18	1573,75
5	1212,20	4848,82	5633,56	6845,76	0,237	1621,69	17992,87	3195,45
6	969,76	3879,06	5633,56	6603,32	0,178	1172,78	19165,65	4368,23
7	775,81	3103,24	5633,56	6409,37	0,133	853,45	20019,11	5221,68
8	620,65	2482,60	5633,56	6254,21	0,100	624,38	20643,48	5846,06
9	496,52	1986,08	5633,56	6130,08	0,075	458,83	21102,31	6304,89
10	397,22	1588,86	5633,56	6030,77	0,056	338,43	21440,74	6643,32
11	317,77	1271,09	5633,56	5951,33	0,042	250,39	21691,13	6893,71
12	254,22	1016,87	5633,56	5887,78	0,032	185,72	21876,85	7079,43
13	203,37	813,50	5633,56	5836,93	0,024	138,04	22014,89	7217,47
14	162,70	650,80	5633,56	5796,26	0,018	102,77	22117,66	7320,24

За результатами цих розрахунків на рис. 4.8 побудовано графік зміни ЧДД залежно від терміну експлуатації установки.



1 – теплофікаційний режим;

2 – конденсаційний режим

Рисунок 4.8 – Зміна ЧДД за роками експлуатації установки

З рис. 4.8 видно, що при роботі ТСУ за чисто теплофікаційним циклом строк окупності капітальних витрат складатиме 3,5 роки. При цьому робота ТСУ за чисто конденсаційним циклом економічно не вигідна.

4.4 Висновки

Розроблено математичну модель використання низькопотенційного тепла димових газів для вироблення електричної і теплової енергії в ТСУ на НРТ.

На основі цієї моделі здійснено розрахунки і визначено раціональні параметри стану димових газів і НРТ на виході з парогенератора. Зокрема як робоче тіло рекомендовано використання суміші бутан-пентан (0,5/0,5). Стан робочого тіла перед турбіною – суха насичена пара з температурою 82°C, тиском 0,57 МПа.

Встановлено, що залежності електричної потужності, що виробляється, від температури димових газів на виході з парогенератора при використанні різних робочих речовин мають максимуми при значеннях температур $(65 - 68)^{\circ}\text{C}$;

Показано, що:

при роботі ТСУ за конденсаційним циклом і при використанні в якості робочого тіла бутан-пентанової суміші (0,5/0,5) може бути отримано 204 кВт електричної потужності з ККД по виробленню електроенергії 11%;

у разі роботи установки за чисто теплофікаційним циклом величина теплової потужності, що виробляється, складе 2145,7 кВт з температурою 45°C , достатньою для використання в системі ГВП гірничого підприємства.

Річний економічний ефект від впровадження запропонованого технічного рішення складе 5634 тис. грн/рік, а термін окупності капітальних витрат – 3,5 роки.

ВИСНОВКИ

На звітному етапі роботи розв'язано актуальне наукове завдання енергозбереження і обґрунтування параметрів енергозберігаючих установок в технологічному процесі сушіння вугільного концентрату на вуглезбагачувальних фабриках на основі труб-сушарок.

Запропоновано концепції використання високо- і низькопотенційного тепла сушильного агента – димових газів.

Концепція використання високопотенційного тепла полягає в тому, що зниження температури димових газів перед подачею їх в труби-сушарки досягається за рахунок відведення тепла від них в цикл водо-парової ТСУ, в якій це тепло перетворюється на електричну енергію і тепло опалювального потенціалу.

Концепція використання низькопотенційного тепла димових газів, що виходять з труб-сушарок, полягає в перетворенні його на електричну енергію і тепло потенціалу ГВП за допомогою ТСУ, що працюють на НРТ.

Для надання можливості реалізації цієї концепції розроблено нову конструкцію, математичну модель та метод розрахунку раціональних параметрів циклонного очищувача газів від пилу з урахуванням формування вихрової області течії двохфазового середовища. Конструкція апарату передбачає зниження інтенсивності турбулентності, внаслідок чого зменшуються втрати енергії на гідротранспортування і очищення газів від пилу.

Характерною особливістю розробленого пневмосепаратора в порівнянні з традиційними (жалюзними, циклонними та ін.) є формування нової аеродинамічної структури турбулентного двофазного потоку в циліндроконічному корпусі;

При визначенні густини і втрат тиску газопилового потоку в пневмосепараторі необхідно враховувати особливості зміни його гідравлічного опору зі збільшенням пилового навантаження;

Збільшення густини частинок пилу з фіксованим діаметром при заданій масовій концентрації призводить до підвищення динамічної в'язкості високодисперсної системи і зниженню втрат тиску в пневмосепараторі;

При підвищенні витратної концентрації твердих частинок відбувається виродження дисперсно-стрижневого режиму руху газосуспензії у вертикальному каналі;

Найбільші значення дотичних напружень на стінках труби характерні при русі газосуспензії, яка складається з вугільних частинок неправильної форми, що сприяє якісній перебудові характеру перебігу. При цьому відбувається зниження інтенсивності турбулентності і як наслідок - локальне зменшення втрат енергії на гідротранспортування і сепарацію зернистої суміші.

Розроблено математичні моделі формування теплового режиму труби-сушарки при існуючій технології підготовки сушильного агента і при використанні тепла димових газів для вироблення електроенергії і тепла опалювального потенціалу в ТСУ.

Розроблено математичні моделі формування теплових режимів водопарової ТСУ і ТСУ, що працює на НРТ.

На основі математичного моделювання теплових режимів сушильних установок, що працюють по існуючій і запропонованій технологіях, встановлено, що:

ТСУ, що працює на теплі, яке відводиться від димових газів з метою зниження їх температури перед трубою-сушаркою, дозволяє при витраті димових газів $22,2 \text{ м}^3/\text{с}$ виробити 3480 кВт електричної і 14970 кВт теплової потужності опалювального потенціалу, але при цьому для отримання необхідної кількості димових газів вимагається спалювати додатково $1,5 \text{ кг/с}$ вугілля;

при спалюванні такої ж кількості вугілля на ТЕЦ з такими ж параметрами пари, що і у разі запропонованої технології, вироблення електричної потужності буде менше на 330 кВт, а теплової на 1460 кВт, що

свідчить про більш ефективне використання палива у разі запропонованої технології;

вища енергетична ефективність запропонованої технології одночасного вироблення електроенергії і тепла на тепловому споживанні труби-сушарки обумовлена меншими втратами ексергії при передачі тепла в ТСУ і в самій ТСУ, ніж втрати ексергії у вузлі змішування димових газів з третинним атмосферним повітрям, що перевищують 800 кВт;

залежність електричної потужності, що виробляється ТСУ на НРТ, яка утилізує тепло димових газів, від їх кінцевої температури має максимум при значеннях цієї температури 65 – 68°C;

при роботі ТСУ за конденсаційним циклом і при використанні в якості робочого тіла бутан-пентанової суміші (0,5/0,5) може бути отримано 204 кВт електричної потужності з ККД по виробленню електроенергії 11%;

у разі роботи установки за теплофікаційним циклом величина теплової потужності, що виробляється, складе 1780 кВт з температурою 50°C, достатньою для використання в системі ГВП гірничого підприємства.

Річний економічний ефект від впровадження технічного рішення по використанню високопотенційного тепла димових газів складає 15800 тис. грн/рік, а термін окупності капітальних витрат – 2,66 роки.

Річний економічний ефект від впровадження технічного рішення по використанню низькопотенційного тепла димових газів складає 5340 тис. грн/рік, а термін окупності капітальних витрат – 3,5 роки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Справочник по обогащению углей / Под ред. И.С. Благова, А.М. Коткина, Н.А. Самылина. – М.: Недра, 1974. – 488 с.
2. Справочник по обогащению углей / Под ред. И.С. Благова, А.М. Коткина, Л.С. Зарубина. – М.: Недра, 1984. – 614 с.
3. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, С.В. Дубовской и др.; Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М.. – К.: Наукова думка, 1991. – 360 с.
4. Шемаханов, М.М. Сушка и сушилки на обогатительных и углебрикетных фабриках / М.М. Шемаханов. – М. – Харьков: Углетехиздат, 1952. – 184 с.
5. Шемаханов, М.М. Сушильные установки углебрикетных фабрик / М.М. Шемаханов. – М.: Углетехиздат, 1955. – 374 с.
6. Филиппов, В.А. Опыт эксплуатации труб-сушилок на углеобогатительных фабриках / В.А. Филиппов. – М.: Недра, 1964. – 69 с.
7. Филиппов, В.А. Техника и технология сушки угля / В.А. Филиппов. – М.: Недра, 1975. – 287 с.
8. Филиппов В.А. Конструкция, расчет и эксплуатация устройств и оборудования для сушки минерального сырья / В.А. Филиппов. – М.: Недра, 1979. – 309 с.
9. Филиппов В.А. Технология сушки и термоаэроклассификации углей / В.А. Филиппов. – М.: Недра, 1987. – 287 с.
10. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – Л.: ЦКТИ, 1973. – Т. 1. – 358 с.
11. Андреев, Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е.И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 192 с.
12. Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; Под ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.

13. Калафати, Д.Д. Сравнение энергетической эффективности ТЭЦ и других способов электротеплоснабжения / Д.Д. Калафати // Электрические станции. – 1990. – № 10. – С. 18-22.
14. Паровые турбины и турбогенераторы: Номенклатурный перечень ОАО «Калужский турбинный завод». – Калуга. – 1999. – 40 с.
15. Бродянский, В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В.М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
16. Бэр, Г.Д. Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр. – М. : Мир, 1977. – 518 с.
17. Кривошеков, В.И. К разработке пневмосепаратора с осевым вводом исходного продукта [Текст] / В.И. Кривошеков, Л.А. Новиков // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, 2011. – Вип. 44 (85). – С. 86-96.
18. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
19. Голубев, И.Ф. Вязкость газовых смесей [Текст] / И.Ф. Голубев, Н.Е. Гнездилов. – М., Изд-во стандартов, 1971. – 319 с.
20. Брэдшоу, П. Введение в турбулентность и ее измерение [Текст] / П. Брэдшоу. – М.: Мир, 1974. – 278 с.
21. Грязин, Ю.А. Численное моделирование течений несжимаемой жидкости на основе метода искусственной сжимаемости [Текст] / Ю.А. Грязин, С.Г. Черный, С.В. Шаров // Вычислительные технологии: сб. науч. тр. – Новосибирск: ИВТ СО РАН, 1995. – Т.4. , №13. – С. 180-203.
22. Василевский, М.В. Обеспыливание газов инерционными аппаратами [Текст] / М.В. Василевский. – Томск: ТПУ, 2008. – 258 с.
23. Смирнов, М.Е. Циклон для литейного производства [Текст] / М.Е. Смирнов, А.В. Сугак, Г.М. Гончаров // Экология и промышленность России. – 2000. – №5. – С. 13-14.
24. Приходько, В.П. Исследование гидравлического сопротивления аппаратов с вихревыми контактными устройствами [Текст] / В.П. Приходько, В.Н. Сафонов, Л.П. Холпанов // Теплообменное

- оборудование - 88: тез. докл. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. – С. 14 - 15.
25. Кривощеков, В.И. Потери давления газопылевого потока в турбулентных зонах пневмосепаратора [Текст] / В.И. Кривощеков, Л.А. Новиков // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, 2011. – Вип. 46 (87). – С. 86-93.
26. Нигматулин, Р.И. Основы механики гетерогенных сред [Текст] / Р.И. Нигматулин. – М.: Наука, 1978. – 336 с.
27. Справочник по пыле- и золоулавливанию [Текст] / М.И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.
28. Приходько, А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене [Текст] / А.А. Приходько. – К. : Наук. думка, 2003. – 379 с.
29. Кривощеков, В.И. Определение плотности и потерь давления газопылевого потока в пневмосепараторе [Текст] / В.И. Кривощеков, Л.А. Новиков // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, 2012. – Вип. 48 (89). - С. 69-72.
30. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей [Текст] / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
31. Жуховицкий, Д.Л. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие [Текст] / Д.Л. Жуховицкий. – Ульяновск: Улиту, 2004. – 98 с.
32. Евдокимов, И.Н. Молекулярные механизмы вязкости жидкости и газа. Основные понятия [Текст] / И.Н. Евдокимов, Н.Ю. Елисеев. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2005. – Ч.1. – 59 с.
33. Идельчик, И.Е. Некоторые интересные эффекты и парадоксы в аэродинамике и гидравлике [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1982. – 97 с.
34. Бретшнайдер, С. Свойства газов и жидкостей. Инженерные методы расчета [Текст] / С. Бретшнайдер. – Л.: Химия, 1966. – 536 с.

35. Кривошеков, В.И. Кинетический подход к выводу уравнений движения двухфазной среды в сепарационных аппаратах [Текст] / В.И. Кривошеков // Обогащение руд. – 2001. – №6. – С. 23 – 26.
36. Турбулентные течения газозвеси [Текст] / А.А. Шрайберг, Л.Б. Гавин, В.А. Наумов, В.П. Яценко. – К.: Наук. думка, 1987. – 240 с.
37. Деревич, И.В. Течение и теплообмен мелкодисперсных турбулентных потоков в каналах [Текст] / И.В. Деревич, В.М. Ерошенко, Л.И. Зайчик // ИФЖ. – 1987. – Т.53, №5. – С. 740 – 751.
38. Кривошеков, В.И. Взаимодействие со стенками канала твердых частиц потока газозвеси [Текст] / В.И. Кривошеков, Л.А. Новиков // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – Дніпропетровськ, 2010. - Вип. 41 (82) - 42 (83). - С. 156-163.
39. Левич, В.Г. Физико-химическая гидродинамика [Текст] / В.Г. Левич. – М.: Физматгиз, 1959. – 699 с.
40. Леви, И.И. Моделирование гидравлических явлений [Текст] / И.И. Леви. – Л.: Энергия, 1967. – 235 с.
41. Гухман, А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло- и массообмена [Текст] / А.А. Гухман. – М.: Высш. шк., 1974. – 328 с.

НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

_____ О.С. Бешта

" ____ " _____ 2012 р.

**ЗВІТ
про патентні дослідження****НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З
КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ВИКОРИСТАННЯ ВИКИДНОГО ТЕПЛА НА ГІРНИЧИХ
ПІДПРИЄМСТВАХ**

(ГП-434)

**Заступник
начальника НДЧ****С.В. Шевченко****Керівник НДР,
завідувач кафедри
гірничої механіки, проф.****В.І. Самуся****Керівник ПЛВ****О.О. Філонова****Нормоконтролер****Л.О. Савостенко**

ЗМІСТ

1. СПИСОК ВИКОНАВЦІВ
2. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ
3. Завдання на проведення патентних досліджень
4. Довідка про оцінку науково-технічного рівня результатів НДР
5. Форма Г.1.4. Техніко-економічні показники ОГД та об'єктів аналогічного призначення
6. Форма Г.1.5. Аналіз новизни, винахідницького рівня та промислової придатності ОГД
7. Форма Г.2.4. Аналіз можливості застосування в ОГД відомих об'єктів промислової власності
8. ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОНАВЦІВ

Науковий керівник
д-р техн. наук, проф.

В.І. Самуся
(керівництво роботами)

Провідний науковий співробітник,
к. техн. наук, доц.

Ю.І. Оксень
(вибірка джерел)

Науковий співробітник

М.В. Радюк
(форми Г.1.4, Г.1.5, Г.2.4)

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Підприємство виконавець розробок: Національний гірничий університет

Початок розробок – січень 2010 р.

Кінець розробок – грудень 2012 р.

Призначення, область використання, короткий опис об'єкту:

Об'єктом дослідження є обладнання для кондиціонування шахтного повітря, когенераційні та теплонасосні установки.

У зв'язку з дефіцитом паливних ресурсів в Україні набуває актуальності проблема енергозаощадження. Одним з напрямків її вирішення є утилізація викидного тепла промислових підприємств. На гірничих підприємствах є потужні джерела викидного тепла, зокрема, викидний вентиляційний струмінь, компресорні установки, установки для сушіння вугільного концентрату та інші.

Науково-дослідна робота присвячена проблемам утилізації викидного тепла, яке може бути використано різними способами: прямим нагріванням теплоносія, підвищенням потенціалу тепла до опалювального рівня за допомогою теплових насосів, виробленням електричної енергії в теплосилових установках, що працюють на низькокиплячих робочих тілах, застосуванням когенераційних технологій. Теплоутилізаційні установки можуть суттєво впливати на режими роботи базових, тому питання визначення параметрів цих установок необхідно вирішувати на основі комплексних моделей функціонування базових і теплоутилізаційних установок.

Розв'язування проблем утилізації викидного тепла в Україні знаходиться у початковому стані і рекомендації щодо вибору раціональних схемних рішень та визначення параметрів системи утилізації викидного тепла вказаних вище джерел практично відсутні.

У зв'язку з цим метою досліджень є розробка та обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла вихідного вентиляційного струменя шахт, компресорних установок, установок для сушіння вугільного концентрату, встановлення закономірностей функціонування та визначення показників енергетичного та економічної ефективності систем, що використовують викидне тепло.

Кінцева науково-технічна продукція у вигляді теорій, математичних моделей, технічних рішень та рекомендацій щодо способів та методів утилізації викидного тепла, що буде створена, не має аналогів в Україні.

ЗАТВЕРДЖУЮ**Проректор з наукової роботи НГУ**_____ **О.С. Бешта**" __ " _____ **2012 р.****Завдання
на проведення патентних досліджень**

по темі: „Наукове обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла на гірничих підприємствах” (ГП-434)

Мета патентних досліджень: визначення патентної ситуації відносно ОГД

Таблиця А.1 Види робіт при проведенні патентних досліджень та виконавці:

Види робіт	Підрозділи- виконавці	Відповідальні виконавці (П.І.П.)	Строки виконання робіт	Звітний документ
1	2	3	4	5
1. Техніко-економічні показники ОГД та об'єктів аналогічного призначення	кафедра гірничої механіки	Самуся В.І., Радюк М.В.	грудень 2012 р.	Форма Г.1.4.
2. Аналіз новизни, винахідницького рівня та промислової придатності ОГД		Радюк М.В.		Форма Г.1.5.
3. Аналіз можливості застосування в ОГД відомих об'єктів промислової власності		Радюк М.В.		Форма Г.2.4. Звіт про патентні дослідження

**Завідувач кафедри
гірничої механіки проф.**

В.І. Самуся

Керівник ПЛВ

О.О. Філонова

ЗАТВЕРДЖУЮ**Проректор з наукової роботи**_____ **О.С. Бешта**

" ___ " _____ 2012_ р.

ДОВІДКА**про оцінку науково-технічного рівня результатів НДР****„Наукове обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла на гірничих підприємствах” (ГП-434)****ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ**

Найменування та одиниця виміру	Значення техніко-економічних показників	
	кращого аналога	розробленого об'єкту
Коефіцієнт трансформації енергії	0,6	3,2

Пат. на корисну модель №61130 (UA) Установа гарячого водопостачання

Перелік патентів (заявок)

(авт. Самуся В.І., Оксень Ю.І., Радюк М.В., Мішанський Ю.О.)

(назва, номер, дата, автори)

Відомості НОУ-ХАУ Методика розрахунку параметрів теплонасосної технології утилізації низькопотенційного тепла шахтних вод.**ЗАГАЛЬНА ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ НДР**перевищує науково-технічний рівень

(відповідає сучасному рівню науки і техніки, перевищує, не відповідає)

Керівник ПЛВ

_____ **О.О. Філонова**

Керівник НДР

_____ **В.І. Самуся**

" ___ " _____ 2012_ р.

Форма Г.1.4 Техніко-економічні показники ОГД та об'єктів аналогічного призначення

Найменування та одиниці виміру	Техніко-економічні показники			
	об'єкта за стандартом або технічними умовами	об'єкта-аналога (держава, фірма, організація, модель, рік освоєння)	ОГД	перспективного зразка
1	2	3	4	5
Коефіцієнт трансформації енергії	0,6	-	3,2	3,2

Форма Г.1.5 Аналіз новизни, винахідницького рівня та промислової придатності ОГД

ОГД, його складові частини		Прототип		Очікуваний результат	Можливості використання у промисловості або іншій сфері діяльності	Номер отриманого патенту, дата публікації
Назва	Сукупність ознак	Бібліографічні дані	Сукупність ознак			
1	2	3	4	5	6	7
Установа гарячого водопостачання	Установка гарячого водопостачання обладнана системою теплоізолюваних баків-акумуляторів гарячої води із запірною арматурою, кожний з котрих підключений до теплообмінника попереднього нагріву чистої води, теплообмінника остаточного нагріву чистої води, а також до контуру подачі гарячої води споживачам з можливістю почергово-	"Установка опалення і гарячого водопостачання", пат. № 80292 С2 UA, Остапенко В.М., Уланов М. М., 2007, Бюл. №14	Установка опалення і гарячого водопостачання, що містить джерело низькопотенційного тепла, циркуляційний контур опалення, контур гарячого водопостачання, тепловий насос з випарником і конденсатором, контур циркуляції шахтної води з	Зниження витрат енергії на виробництво тепла в 4,5-5,0 рази та ліквідація шкідливих викидів в атмосферу.	Гірничі підприємства	"Установка гарячого водопостачання", патент на корисну модель № 61130 Опубл. 11.07.2011, Бюл. №13

Продовження Форми Г.1.5

1	2	3	4	5	6	7
	<p>го наповнення та спорожнення у заданий період робочого циклу, та має насос подачі гарячої води споживачам, встановлений в контурі гарячого водопостачання, теплоізований бак-збірник відпрацьованої гарячої води, встановлений нижче рівня споживачів і сполучений через введений насос відпрацьованої води з теплообмінником попереднього нагріву чистої води відпрацьованою водою, а також має насос подачі попередньо нагрітої чистої води до теплообмінника остаточного нагріву її.</p>		<p>вузлами фільтрації, магнітної та ультрафіолетової обробки її, зворотні клапани.</p>			

Форма Г.2.4 Аналіз можливості застосування в ОГД відомих об'єктів промислової власності

ОГД, його складові частини	Документи на об'єкти промислової власності (бібліографічні дані)	Суть об'єкта промислової власності	Очікуваний результат від застосування
1	2	3	4
Установка гарячого водопостачання	"Установка опалення і гарячого водопостачання" пат. № 80292 С2 UA, Остапенко В.М., Уланов М.М., 2007, Бюл. №14	Установка гарячого водопостачання, що містить джерело низькопотенційного тепла, контур гарячого водопостачання з системою споживачів гарячої води, тепловий насос з випарником та конденсатором, проміжний контур циркуляції води через випарник з блоком теплообмінників шахтної води із запірною арматурою, проміжний контур циркуляції води через конденсатор з блоком теплообмінників остаточного нагріву чистої води із запірною арматурою, контур підготовки гарячої води з теплообмінником попереднього нагріву чистої холодної води стічною відпрацьованою гарячою водою, яка відрізняється тим, що обладнана системою теплоізованих баків-акумуляторів гарячої води із запірною арматурою, кожний з котрих підключений до теплообмінника попереднього нагріву чистої води, теплообмінника остаточного нагріву чистої води, а також до контуру подачі гарячої води споживачам з можливістю почергового наповнення та спорожнення у заданий період робочого циклу, та має насос подачі гарячої води споживачам, встановлений в контурі гарячого водопостачання, теплоізований бак-збірник відпрацьованої гарячої води, встановлений нижче рівня споживачів і сполучений через введений насос відпрацьованої води з теплообмінником попереднього нагріву чистої води відпрацьованою водою, а також має насос подачі попередньо нагрітої чистої води до теплообмінника остаточного нагріву її.	Зниження витрат енергії на виробництво тепла в 4,5-5,0 рази та ліквідація шкідливих викидів в атмосферу.

ВИСНОВКИ

Було проведено патентні дослідження і визначено новизну технічних рішень, які використовувалися при виконанні ГП-434, зокрема корисної моделі №61130 “Установка гарячого водопостачання” у повному обсязі. Запропоновані технічні рішення щодо вибору режимних параметрів теплонасосної установки разом з використанням зазначеного патенту складають відомості НОУ-ХАУ. В результаті використання цих рішень отримано практичні результати, а саме: зниження витрат енергії на виробництво тепла в 4,5-5,0 рази та ліквідація шкідливих викидів в атмосферу. Розробка має новизну, промислову придатність та може бути використана на гірничих підприємствах України.

Таким чином, виконаний пошук і аналіз дозволяють зробити висновок, що розробка перевищує сучасний рівень науки та техніки в Україні.

ВИТЯГ

з протоколу № 24 засідання кафедри гірничої механіки

від 11 грудня 2012 р.

ПРИСУТНІ: зав. кафедри, д.т.н., проф. Самуся В.І., проф. Кириченко Є.О.; доценти: Савенчук О.С., Дерюгін В.Г., Оксень Ю.І., Холоменюк М.В., Чеберячко І.М., Тарасов В.І., Діжевський Б.К.; ст.викл. Комісаров Ю.О.; асистенти: Бобришов О.О., Трофимова О.П., Радюк М.В.; ст. лаборант Дідоренко Н.В.

СЛУХАЛИ: доповідь відповідального виконавця теми ГП-434 «Наукове обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла на гірничих підприємствах» доцента Оксеня Ю.І. про результати виконання заключного етапу «Аналіз та обґрунтування технічних рішень з удосконалення теплового режиму та використання викидного тепла установок для сушіння вугільного концентрату на вуглезбагачувальних фабриках» за 2012 рік (науковий керівник проф. Самуся В.І.).

УХВАЛИЛИ:

1. Робота виконана в повному обсязі згідно з ТЗ і календарним планом.
2. НДР має фундаментальний характер. У роботі використано аналітичний метод дослідження, математичне моделювання.
3. Наукове значення роботи полягає у розв'язанні актуальної наукової задачі енергозбереження і обґрунтування параметрів енергозберігаючих установок в технологічному процесі сушіння вугільного концентрату на вуглезбагачувальних фабриках на основі труб-сушарок.
4. Практичне значення роботи полягає у розробці та обґрунтуванні технічних рішень з теплонасосної та когенераційної технологій утилізації низькопотенційного викидного тепла на гірничих підприємствах, що дає значну економію паливних ресурсів за рахунок використання викидного тепла.

5. Матеріали звіту не містять відомостей, які можуть бути віднесені до державної таємниці.

6. Заключний звіт затвердити та рекомендувати продовження робіт в даному науковому напрямку.

Завідувач кафедри гірничої механіки,
д-р техн. наук, професор

В. І. Самуся

Вчений секретар,
асистент, канд. техн. наук

С.С. Ільїна

ВИТЯГ

з протоколу № 3 засідання секції ради
за науковим напрямом «Механіка та машинобудування»
від 14 грудня 2012 р.

ПРИСУТНІ: голова д-р техн. наук, проф. Самуся В.І., заступник голови д-р техн. наук, проф. Блохін С.Є., вчений секретар канд. техн. наук, доц. Колосов Д.Л.; члени ради: д-р техн. наук, проф. Франчук В.П., Кириченко Є.О., Дідик Р.П. та виконавці теми.

СЛУХАЛИ: повідомлення наукового керівника теми ГП-434 д-р техн. наук, проф. Самусі В. І. про результати виконання науково-дослідної роботи «Наукове обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла на гірничих підприємствах» за 2012 р.

УХВАЛИЛИ:

1. НДР виконана в повному обсязі відповідно до технічного завдання й календарного плану.
2. Робота має фундаментальний характер.
3. Матеріали звіту не містять відомостей, які можуть бути віднесені до державної таємниці.
4. Робота має високий науково-технічний рівень в порівнянні із кращими вітчизняними й закордонними аналогами.
5. Наукове значення роботи полягає в розробці математичних моделей формування теплових режимів комплексів теплоутилізаційних і базових установок; встановленні закономірностей зміни показників енергетичної ефективності утилізації тепла та визначенні умов, при яких ефективність утилізаційних установок набуває максимуму.
6. Практичне значення роботи полягає в розробці та обґрунтуванні технічних рішень з теплонасосної та когенераційної технології утилізації

низькопотенційного викидного тепла на гірничих підприємствах; економії енергетичних і паливних ресурсів при впровадженні розроблених технічних рішень, що забезпечить їх високу економічну ефективність при прийнятних строках окупності капітальних затрат та поліпшення екологічного стану навколишнього середовища.

7. Вченій раді НГУ рекомендувати продовжити розвиток наукових досліджень в даному напрямку, як перспективному для економіки та екологічного стану України.

8. Заключний звіт для здавання замовнику затвердити.

Голова ради,
д-р техн. наук, професор

В. І. Самуся

Вчений секретар,
канд. техн. наук, доцент

Д. Л. Колосов

РЕЦЕНЗІЯ

на заключний звіт по темі ГП-434 «Наукове обґрунтування технічних рішень з когенераційних та теплонасосних технологій використання викидного тепла на гірничих підприємствах» за 2012 р.

В Україні одними з найважливіших питань є питання забезпечення енергетичної незалежності країни. Тому актуальність розглядуваних в роботі проблем енергозбереження за рахунок використання викидного тепла на гірничих підприємствах не викликає сумнівів.

В роботі, що рецензується, розглянуто можливі шляхи удосконалення процесу підготовки сушильного агента та використання викидного тепла установок для сушіння вугільного концентрату на основі труб-сушарок на вуглезбагачувальних фабриках. В роботі запропоновано знизити температуру сушильного агента (димових газів) перед трубою-сушаркою за рахунок перетворення частки їх енергії на електричну енергію і теплову опалювального потенціалу. Така виробка електроенергії і тепла в технологічному процесі підготовки сушильного агента надає можливість більш ефективно використовувати паливо, ніж при роздільних процесах підготовки сушильного агента та виробки електроенергії і тепла. З метою більш повного використання тепла сушильних установок в роботі розглянута можливість перетворення тепла димових газів, що виходять з труб-сушарок, на електроенергію і тепло потенціалу гарячого водопостачання за допомогою теплосилової установки, працюючої на низькокиплячому робочому тілі.

Отримані закономірності та висновки щодо енергетичної ефективності розроблених технічних рішень базуються на математичних моделях процесів в базових та теплоутилізаційних установках, що забезпечує високу ступінь їх достовірності.

Наукова цінність отриманих результатів полягає, насамперед, в установленні закономірностей зміни показників енергетичної ефективності

теплоутилізаційних та базових установок і у виявленні умов, при яких ефективність утилізації тепла набуває максимальних значень.

Практичне значення результатів роботи полягає у суттєвій економії паливних і енергетичних ресурсів, отриманні економічного ефекту та в позитивному впливі розроблених технічних рішень на екологію довкілля.

Завідувач кафедри гірничих машин

та інжинірингу,

д-р техн. наук, професор

В. П. Франчук