

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра “Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент”

“Допущено до захисту ”
Зав. кафедрою ЕТС та ЕМ
к.т.н., професор
_____Петро ПЛЄШКОВ
“ ____ ” _____2023р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої
освіти
на тему
“Підвищення енергоефективності біогазових
установок шляхом застосування
парокомпресійних теплових насосів”

Виконала здобувачка вищої освіти
2 курсу магістратури, групи ЕНМ-22М
ОПП «Енергетичний менеджмент»
спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка»

_____Анна КАРАБУТ
« ____ » _____2023р.

Керівник роботи
д.т.н., професор

_____Василь КЛИМЕНКО
« ____ » _____2023р.

Рецензент _____

м. Кропивницький

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 Електрична інженерія

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітньо-професійна програма Енергетичний менеджмент

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

Плешков П.Г.

«_____» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Карабут Анни Іванівни

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи (проекту) Підвищення енергоефективності біогазових установок шляхом застосування парокомпресійних теплових насосів

Improving the energy efficiency of biogas plants by using vapour compression heat pumps

2. Керівник роботи (проекту) Клименко Василь Васильович, д.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання студентом роботи до захисту 30.12.2023 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи (проекту)

Метою дослідження є розробка та аналіз способу підвищення енергоефективності біогазових установок шляхом застосування парокомпресійних теплових насосів(ПКТН). Основні завдання роботи: проаналізувати стан та перспективи розвитку біогазових технологій в Україні; обґрунтувати використання ПКТН для рекуперації теплоти в біогазових установках; оцінити ефективність використання парокомпресійного теплового насоса в системах теплопостачання біогазових установок.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант		
		Завдання видав	Завдання прийняв
<i>Охорона праці</i>	<i>к.т.н, доц. Іван САВЕЛЕНКО</i>		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Вступ</i>	<i>29.09.23</i>	
2	<i>Аналіз сучасного стану та перспективи розвитку біогазових технологій в Україні</i>	<i>16.10.23</i>	
3	<i>Обґрунтування використання парокомпресійних теплових насосів(ПКТН) для рекуперації теплоти в біогазових установках</i>	<i>28.10.23</i>	
4	<i>Енергетичний баланс біогазової установки. Математична модель і алгоритм вибору параметрів теплообмінних апаратів та компресора теплового насоса</i>	<i>16.11.23</i>	
5	<i>Оцінка ефективності використання парокомпресійного теплового насоса в системі тепlopостачання біогазових установок</i>	<i>30.11.2023</i>	
6	<i>Охорона праці</i>	<i>06.12.23</i>	
7	<i>Висновки</i>	<i>12.12.23</i>	
8	<i>Оформлення пояснювальної записки та презентації магістерської роботи</i>	<i>25.12.23</i>	

Дата видачі завдання

« 04 » вересня 2023 р.

Підпис керівника _____

Завдання прийнято до виконання

« ____ » _____ 2023 р.

Підпис здобувача _____

АНОТАЦІЯ

Карабут А.І. Підвищення енергоефективності біогазових установок шляхом застосування парокомпресійних теплових насосів

Спеціальність 141 – «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». – ОПП «Енергетичний менеджмент». – Центральноукраїнський національний технічний університет. – м. Кропивницький, 2023 р.

Метою роботи є розробка та аналіз способу підвищення енергоефективності біогазових установок шляхом застосування парокомпресійних теплових насосів.

В роботі виконано огляд та проаналізовано стан та перспективи розвитку біогазових технологій України. Проведено оцінку ефективності та обґрунтовано використання парокомпресійних теплових насосів для рекуперації теплоти в біогазових установках.

Розроблено параметри та режими роботи обладнання для системи теплопостачання біогазової установки з використанням парокомпресійного теплового насоса, що забезпечує зниження витрат енергії на власні потреби. Отримано теоретичні положення для визначення кількості теплової енергії, що рекуперується при застосуванні різних засобів рекуперації.

Запропоновано технологічну схему теплопостачання біогазової установки, що забезпечує енергонезалежність переробки біомаси від зовнішніх джерел теплової та електричної енергії.

Ключові слова: БІОГАЗОВІ УСТАНОВКИ, МЕТАНОВЕ БРОДІННЯ, СИСТЕМИ ГЕНЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ПАРОКОМПРЕСІЙНИЙ ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛООБМІННІ ПРОЦЕСИ, ЕНЕРГОВИТРАТИ

Karabut A.I. Increasing the energy efficiency of biogas plants through the use of steam-compressor heat pumps

Specialty 141 - "Electric power engineering, electrical engineering and electromechanics". - OPP "Energy Management". - Central Ukrainian National Technical University. – Kropyvnytskyi, 2023

The purpose of the work is to develop and analyze the method of increasing the energy efficiency of biogas installations by stagnating steam-compressor heat pumps.

The work provides an overview and analysis of the state and prospects for the development of biogas technologies in Ukraine. An assessment was made of the effectiveness and installation of steam-compressor heat pumps for heat recovery in biogas plants.

The parameters of the robotic control mode for the heat supply system of a biogas plant using a vapor-compression heat pump have been expanded, which will ensure a reduction in energy consumption for energy consumption. Theoretical provisions for calculating the amount of thermal energy that is recovered when various recovery methods are stopped are determined.

A technological scheme for the heat supply of a biogas plant has been proposed, which will ensure the energy independence of biomass processing from external heat and electrical energy sources.

Keywords: BIOGAS INSTALLATIONS, METHANE FERMENTATION, ENERGY GENERATION SYSTEMS, ENERGY EFFICIENCY, STEAM-COMPRESS HEAT PUMP, THERMODYNAMIC AND HEAT EXCHANGE PROCESSES, ENERGY CONSUMPTION

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	7
Вступ.....	8
Розділ 1. Аналіз сучасного стану та перспективи розвитку біогазових технологій в Україні.....	10
1.1 Виробництво і використання біогазу в Україні	10
1.2 Класифікація технологій метанового бродіння	15
1.3 Сучасні методи і технічні засоби забезпечення температурного режиму в біогазових установках	19
1.4 Методи підвищення енергоефективності систем генерації енергії	29
1.5 Удосконалена система теплопостачання біогазової установки з рекуперацією теплоти ефлюента за допомогою парокомпресійного теплового насоса	37
Розділ 2. Обґрунтування використання ПКТН для рекуперації теплоти в біогазових установках.....	41
Розділ 3. Енергетичний баланс біогазової установки. Математична модель і алгоритм вибору параметрів теплообмінних апаратів та компресора теплового насоса	52
3.1 Енергетичний баланс біогазової установки	52
3.2 Математична модель та алгоритм вибору параметрів теплообмінних апаратів.....	55
Розділ 4. Оцінка ефективності використання ПКТН в системі теплопостачання біогазових установок.....	67
4.1 Методика розрахунку системи теплопостачання анаеробних реакторів із застосуванням парокомпресійного теплового насоса	67
4.2 Визначення економічної ефективності запропонованої системи теплопостачання біогазових установок	71
Розділ 5. Охорона праці	82

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при роботі біогазових установок	82
5.2 Способи захисту від шуму	83
5.3 Безпечне обслуговування біогазових установок	86
5.4 Розрахунок захисного заземлення.....	89
Висновки до розділу	91
Загальні висновки	92
Список використаних джерел	93

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АХМ – абсорбційна холодильна машина

БГУ – біогазова установка

ВРХ – велика рогата худоба

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ДСТУ – державний стандарт України

ККД – коефіцієнт корисної дії

КУ – когенераційна установка

НіШВФ – небезпечні і шкідливі виробничі фактори

ПКТН – парокомпресійний тепловий насос

СР – суха речовина

ТЕО – техніко-економічне обґрунтування

ТЕЦ – Теплоелектроцентраль

ТО – теплообмінний апарат

ЄС – Європейський Союз

ВСТУП

В даний час у світовій практиці утилізації відходів сільського господарства досить широкого поширення набули біогазові установки. Ці установки переробляють біомасу, а продуктами їх переробки є біогаз і високоякісні органічні добрива.

Однак, незважаючи на позитивні ефекти анаеробної переробки біомаси в біогазових реакторах, серйозним гальмуючим фактором масового їх впровадження, є відносно низька енергетична ефективність при виробництві біогазу (до 60% біогазу, що виділився, використовується установкою для власних потреб).

Існуючі системи підігріву субстрату недостатньо ефективні та мають низький ККД. Тому постає питання розробки технологічної лінії підігріву субстрату, здатної забезпечити ефективний перебіг процесів анаеробного зброджування за мінімальних витрат енергії. Застосування парокомпресійних теплових насосів відноситься саме до таких напрямків, що визначає **актуальність** дослідження

Метою роботи є розробка та аналіз способу підвищення енергоефективності біогазових установок шляхом застосування парокомпресійних теплових насосів (ПКТН).

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні **задачі**:

- проаналізувати стан та перспективи розвитку біогазових технологій України;
- обґрунтувати використання ПКТН для рекуперації теплоти в біогазових установках;
- виконати розрахунки системи рекуперації теплової енергії із застосуванням парокомпресійних теплових насосів;
- оцінити ефективність використання парокомпресійного теплового насоса в системах теплопостачання біогазових установок.

Об'єктом дослідження є процес отримання біогазу шляхом анаеробного зброджування в біогазових установках.

Предметом дослідження є вплив застосування засобів рекуперації теплової енергії, параметрів теплообмінних апаратів та холодоагентів на продуктивність біогазових установок.

Методи досліджень, використані в роботі:

- аналіз і узагальнення науково-технічної літератури для визначення сучасних напрямків технологічного застосування парокомпресійних теплових насосів;
- методи технічної термодинаміки для розрахунків параметрів процесів анаеробної переробки біомаси;
- теорія теплопровідності та теплопередачі для розрахунків конструктивних елементів газогідратного технологічного обладнання;
- застосування прикладних програм Microsoft Excel та Mathcad при виконанні теплотехнічних розрахунків.

Наукова цінність: Розроблено параметри та режими роботи обладнання для системи тепlopостачання біогазової установки з використанням парокомпресійного теплового насоса, що забезпечує зниження витрат енергії на власні потреби. Отримано теоретичні положення для визначення кількості теплової енергії, що рекуперується при застосуванні різних засобів рекуперації.

Практична цінність: Запропоновано технологічну схему тепlopостачання біогазової установки, що забезпечує енергонезалежність переробки біомаси від зовнішніх джерел теплової та електричної енергії.

Дана система тепlopостачання біогазової установки дозволяє знизити енерговитрати на власні потреби, тим самим підвищити вихід товарної теплової енергії.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ БІОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В УКРАЇНІ

1.1. Виробництво і використання біогазу в Україні

Загальний річний обсяг споживання природного газу в Україні становить приблизно 44 млрд. м³[4]. Цей енергоносіє можна було б на 59 % замінити українським біогазом (біометаном) .

Екологічний ефект біогазового виробництва полягає у екологічно безпечній переробці органічних відходів з розвитком комплексних технологій утилізації біомаси за рахунок метанового зброджування. У біогазових установках застосовуються, перш за все, екскременти тварин і відтворювана сировина, насамперед, різноманітні органічні відходи агропромислового комплексу, які багаті на целюлозу та інші полісахариди. Однак, і біогенні відходи харчової промисловості і побутові відходи набувають все більшого значення. У біогазовому виробництві застосовується первинна сировина, яка раніше не використовувалася і тільки додатково забруднювала навколишнє середовище. Такі органічні речовини використовуються або окремо, або в поєднанні (субстрати) з іншими органічними речовинами. Таким чином, можна створювати програми для конкретного місця розташування, що дозволяють раціональне виробництво і використання біогазу.

Крім того, багато фермерських господарств та науково-дослідних установ вирощують і випробовують нові сорти рослин для виробництва біогазу. Через можливість використання різноманітних субстратів в одній бродильній установці виробництво біогазу є дуже гнучким. У той же час, широкий спектр первинної сировини забезпечує збереження біорозмаїття в сільськогосподарському секторі.

Перетворення органічних решток на біогаз відбувається внаслідок цілого комплексу складних біохімічних перетворень. Цей процес отримав загальну назву ферментації біомаси. Він відбувається лише завдяки бактеріям і здійснюється у спеціальних технологічних установках – ферментаторах. Необхідність створення та підтримування оптимальних умов для росту й існування культури бактерій у ферментаторі визначає собівартість одержання біогазу.

Існують думки, що головне призначення ферментаційних установок – отримання біогазу, який слугує додатковим джерелом місцевого енергопостачання [3]. Оцінюючи з цього погляду економічну ефективність переробки біомаси, не враховується, що біогазові установки є також обладнанням для переробки гною та інших органічних відходів. Тому економічні витрати на їх створення й експлуатацію потрібно розглядати комплексно. При підрахунку собівартості біогазу необхідно враховувати вартість заходів із утилізації відходів і захисту навколишнього середовища. У такому разі побудова й експлуатація біогазових установок завжди матиме позитивний економічний ефект. Розрахунки свідчать, що, не зважаючи на значні капітальні вкладення, термін окупності промислової біогазової установки становить близько трьох років.

Обсяги сучасного виробництва біогазу з агропромислової сировини в Україні оцінюють на рівні 1,6 млн. тонн умовного палива. Враховуючи технологічні можливості використання зеленої маси, як вихідної сировини для одержання біогазу, потенційні можливості синтезу біогазу та використання його як палива можна вважати істотно більшими.

Суттєвою перевагою виробництва біогазу є використання поновлюваних джерел енергії. Широкий і постійно доступний спектр органічних речовин уможливорює постійне і безперервне виробництво біогазу і сприяє економії викопних енергоносіїв.

Біогаз може застосовуватися по-різному і відкриває, таким чином, численні можливості використання:

- біогаз може застосовуватися на місці його виробництва у якості палива;
- з біогазу можна виробляти енергію. У той же час можна використовувати відхідне тепло, яке при цьому утворюється. Тому біогаз пропонує цікаві можливості для децентралізованого енергозабезпечення і є альтернативою, зокрема, для великих аграрних підприємств в Україні;
- біогаз, доведений до якості природного газу (біометану), може подаватися в загальну газорозподільну мережу, яка є відмінним шляхом транспортування біогазу до споживачів та енергонакопичувачів. На відміну від дорогих і неефективних можливостей накопичення перемінних резервів сонячної та вітрової енергії, газорозподільна мережа дозволяє майже без втрат поєднати виробництво і споживання енергії.

Крім того, виробництво біогазу створює додаткову зайнятість і є джерелом доходу, зокрема, в сільській місцевості. На відміну від вітрової і сонячної енергетики, одна біогазова установка може легко досягти показника 70-80% у використанні «місцевої складової», що є важливим плюсом для економіки країни.

До того ж, для України не актуальна дискусія, що ведеться в багатьох європейських країнах стосовно боротьби за сільськогосподарські угіддя для вирощування на них енергетичних культур замість харчових продуктів. За умови інтенсивного господарювання земельних угідь вистачить як для вирощування харчових культур, так і для потреб енергетичного сектору. Однак, національна біогазова стратегія з самого початку повинна робити ставку на найефективніше використання потенціалу біогенних відходів у виробництві біогазу.

Не зважаючи на великий сільськогосподарський потенціал для виробництва біогазу в Україні, наразі майже не існує потужних установок для його виготовлення. Причиною цього є, перш за все, недостатня законодавча база, що перешкоджає розбудові промислового виробництва і

обробки біогазу. Тут від законодавця вимагається створення відповідних рамкових умов.

Вже сьогодні біогазові установки могли б за певних умов ефективно працювати:

- за рахунок використання відходів сільськогосподарського виробництва в біогазовій установці, одночасно можна вирішити проблеми навколишнього середовища. Зокрема, в такий спосіб можна корисно утилізувати такі речовини, як гній, що накопичується на тваринницьких фермах;

- відходи (залишки бродіння), що залишаються від виробництва біогазу в біогазових установках, є високоякісним добривом. Їх можна продавати або використовувати замість дорогого штучного добрива;

- біогазові установки можна реалізовувати в рамках Проектів спільного впровадження (згідно Кіотського протоколу) і, за рахунок продажу квот на викиди CO₂, отримувати додаткові доходи.

Функціонуюче місцеве виробництво біогазу вже сьогодні відкрило б Україні шлях до Європи. Таку можливість пропонує Директива про поновлювані джерела енергії, яка, з-поміж іншого, зобов'язує країни-учасниці ЄС до 2030 року покрити принаймні 30% кінцевого споживання енергії в транспортному секторі з поновлюваних джерел енергії. Згідно цієї Директиви, для того щоб зараховуватися в країнах ЄС, біопаливо не обов'язково повинно походити з них. Головне, щоб воно відповідало встановленим критеріям поновлюваності. Не всі країни ЄС зможуть власними силами досягти в своєму транспортному секторі використання частки біопалива 30% до 2030 року. Тут Україна могла б стати цікавим партнером. В результаті західноєвропейський споживач фінансував би розбудову інфраструктури в Україні, яка пізніше могла б стати для України фундаментом на шляху до енергетичної незалежності від Росії.

Ще у 2010 році планувалося розробити і оприлюднити вимоги до якості біогазу, а також методику визначення якості біогазу з метою запровадження

обов'язкових стандартів і норм, але на сьогодні це так і не відбулося.

Біогаз, у порівнянні з іншими поновлюваними джерелами енергії, є дуже гнучким у використанні і знаходить застосування у трьох важливих напрямках (виробництво електроенергії, тепла, палива). Так, біогаз може використовуватися децентралізованими блочними теплоелектроцентралями (ТЕЦ) для електро- і теплопостачання, або подаватися як очищений і збагачений біогаз (біометан) в існуючу газотранспортну мережу. Крім того, збагачений біогаз може використовуватися як пальне в автомобілях на природному газі, на великих центральних когенераційних установках (КУ), або для виробництва тепла у високоефективних газових конденсаційних котлах.

Енергетичний потенціал біогазу складається з різноманітних факторів. До них належать:

- потенціал площ для вирощування енергетичних культур;
- теоретично можливі потенціали традиційних органічних добрив (рідкий та твердий гній, курячий послід тощо);
- потенціали обробної промисловості (органічні відходи);
- потенціал використання відходів комунального господарства;
- підвищення ефективності у вирощуванні енергетичних культур на гектар площі;
- різноманітні потенціали можливостей використання біогазу, наприклад, чисте виробництво електроенергії, виробництво електроенергії і тепла (ТЕЦ), або використання в якості пального для транспорту.

Крім того, вирішальну роль у розвитку біоенергетики і ефективному використанні існуючих потенціалів відіграють політичні і правові рамкові умови, а також наявна інфраструктура.

Найважливішими практичними кроками створення функціонуючого українського ринку біогазу (біометану) є такі:

- Формулювання чітких цілей і шляхів розвитку виробництва біогазу в

національній енергетичній стратегії, оптимізація енергетичного балансу держави.

- Створення законодавчих рамкових умов для регулювання подачі біометану і уможливлення транскордонної торгівлі.

- Створення установ для здійснення нагляду, документування і сертифікації подачі біометану і торгівлі ним, а також забезпечення визнання такої сертифікації у транскордонній торгівлі.

- Покращення інвестиційного клімату шляхом створення відповідних рамкових умов для інвесторів з метою форсування розвитку ринку поновлюваних енергій, тобто:

- 1) створення стимулів для іноземних інвесторів шляхом дебіюрократизації і спрощення процесу, а також прозорості, наприклад, підчас видачі ліцензій потенційним інвесторам.

- 2) надання інших податкових знижок і/або податкових пільг; вони вже існують щодо імпорту енергозберігаючих установок в Україну, обмежуючись українськими компаніями, що імпортують в Україну енергозберігаючі матеріали, установки і запчастини. Ці компанії звільнено як від сплати ввізного мита, так і від податку на додану вартість. Передусім вигоду від цього отримують спільні підприємства. У випадку будівництва біогазової установки 50 % матеріалів повинні мати вітчизняне походження.

- 3) підготовка та публікація аналізу потенціалу і місць, придатних для виробництва (газотранспортна інфраструктура, географічні умови, технічний потенціал біомаси для виробництва біогазу/біометану).

1.2. Класифікація технологій метанового бродіння

Апаратне оформлення технології метанового бродіння визначається температурним режимом, вологістю зброджуваного субстрату, об'ємом сировини, що переробляється і економічною доцільністю.

1. За температурним режимом технології метанового бродіння поділяються на: технології з психрофільним температурним режимом

($0 \div 25^{\circ}\text{C}$); технології з мезофільних температурним режимом ($25 \div 40^{\circ}\text{C}$); технології з термофільним температурним режимом ($40 \div 60^{\circ}\text{C}$).

2. За вологості субстрату технології метанового бродіння можна розділити на: твердофазну метангенерацію; ферментацію рідких органічних відходів; ферментацію «супержидких» органічних відходів.

До першої групи технологій відноситься технологія твердо фазної метангенерації. Дана технологія використовувалася при обробці стоків свиноферм з попередніми поділом рідкої і твердої фаз вихідного субстрату.

Друга група технологій - ферментація рідких органічних відходів, вологість яких становить $85 \div 98\%$, це найбільш поширена технологія метанового бродіння.

Третя група технологій - ферментація «супержидких» органічних відходів (переробної промисловості - молочної, цукрової, паперової, шкіряної, консервної, текстильної і т.д.), вологість яких становить $98 \div 99\%$.

3. За походженням біомаси можна виділити три типи біогазових технологій: агрохарчової промисловості, нехарчової промисловості, непромислові.

4. Конструктивні особливості метантенка дозволяють класифікувати технології метанового бродіння за наступним рядом ознак, таких як: обсяг метантенка; спосіб організації технологічного процесу (гідродинамічний режим); метод перемішування; система підтримки температурного режиму; конструкція метантенка і газгольдера; поділ на стадії (зони бродіння); спосіб утримання мікроорганізмів.

4.1. За обсягом метантенка технології метанового бродіння можна розділити на наступні типи:

- а) малої потужності ($5 - 20 \text{ м}^3$, фермерські господарства).
- б) середньої потужності ($20 - 1000 \text{ м}^3$, тваринницькі комплекси).
- в) великої потужності ($1000 - 10000 \text{ м}^3$, наприклад, промислові заводи).

4.2. За гідродинамічним режимом технології метанового бродіння підрозділяються на: біогазові установки (БГУ) з проточною системою

анаеробного зброджування; біоенергетичні установки (БЕУ) з цикловою системою анаеробного зброджування; БЕУ з акумулятивною системою анаеробного зброджування.

4.3. За способом перемішування в метантенку БГУ підрозділяються на установки, в яких перемішування може здійснюватися за допомогою механічних пристроїв, гідравлічними засобами (рециркуляція під дією насоса), під напором пневматичної системи (часткова рециркуляція біогазу).

Механічні мішалки ефективні при переробці важких субстратів з вмістом сухої речовини (СР) до 20%. При застосуванні механічного способу використовують рамні, гвинтові, лопатеві і інші мішалки. Велика частина пристроїв являють собою горизонтально або вертикально встановлений вал, на якому закріплені лопаті або інші елементи з гвинтовою поверхнею, які забезпечують пересування маси.

Гідравлічні перемішувачі системи. Гідравлічне перемішування - перемішування, при якому здійснюється перекачування сировини з однієї зони апарату в іншу. Використання гідравлічних систем перемішування обмежується легкотекучими субстратами.

Пневматичне перемішування. Існують способи пневматичного перемішування, коли частина виробленого біогазу відкачується з реактора, стискається компресором і нагнітається в апарат. Газ може нагнітатися через дно, бічну стінку або купол.

4.4. Для забезпечення більш високого виробництва біогазу і біодобрив, а також кращого знезараження сировини використовуються два методи підігріву: прямий підігрів - у вигляді пари або змішування з сировиною гарячої води і непрямий підігрів - через теплообмінник. Теплообмінники можуть бути як вбудовані, так і виносні, а також у вигляді сорочки на метантенку. Найбільш поширеною системою підігріву сировини є зовнішня система підігріву з водогрійним котлом, що працює на біогазі, електриці або твердому паливі. В якості нагрівальних елементів застосовують теплообмінники у вигляді змійовиків, секцій радіаторів, паралельно зварених

труб, де теплоносієм служить гаряча вода з температурою близько 60 °С.

4.5. Конструкції біореактора і газгольдера, що застосовуються в різних біогазових технологіях, можуть бути як окремі, так і суміщені.

4.6. За конструктивним поділу на стадії (зони бродіння) розрізняють такі біогазові технології: без поділу на стадії, двостадійні і тристадійні.

4.7. Типи біореакторів, що застосовуються в різних технологіях анаеробного зброджування, можуть бути розділені на дві великі групи:

а) з нефіксованими мікроорганізмами (реактори повного перемішування, контактні реактори, реактори висхідного потоку з активним шаром мулу).

б) з мікроорганізмами, фіксованими на носіях (біоплівках). До цієї групи належать реактори з анаеробними фільтрами, з рухомими біодисками, з рециркуляцією активного мулу, що мають інертні носії маленького розміру (частки міліметра), які межують з контактними реакторами, і реактори зі зваженим або киплячим шаром активного мулу, фіксованого на інертних носіях.

4.8. Щодо використання енергії біогазу технології анаеробного зброджування можуть бути спрямовані:

а) на повну передачу біогазу в традиційну енергосистему (ТЕЦ, котельня). Потреби біогазової установки в енергії забезпечуються традиційною енергосистемою;

б) на автономне виробництво з аварійним;

в) на часткове енергозабезпечення.

5. За зберіганням шламу біогазові технології поділяються на технології з рідким зберіганням шламу; технології з висушуванням шламу; технології з компостуванням шламу.

В даний час в світі функціонує кілька тисяч великих промислових установок для переробки органічних відходів у біогаз. В Україні технології метанового бродіння не отримали широкого поширення, за винятком кількох дослідно-промислових установок, розроблених відповідно до державних

програм. Реалізація біогазових технологій знаходиться на рівні науково-технічних розробок, малих дослідних серій і демонстраційних виробничих центрів.

В Україні застосування технологій метанового бродіння біовідходів обмежене внаслідок великих енергетичних витрат на технологічні потреби устаткування, слід зазначити, що основні енергетичні витрати виникають в метантенку, який є основним апаратом в технологічній схемі.

Значні резерви підвищення енергетичної ефективності біогазових технологій приховані в застосуванні різного роду методів інтенсифікації процесу анаеробного зброджування.

1.3. Сучасні методи і технічні засоби забезпечення температурного режиму в біогазових установках

В даний час у світовій практиці для утилізації гною все більш широке застосування набувають біогазові установки. Ці установки обробляють гній в анаеробних умовах, а продуктами їх переробки є біологічний газ і високоякісні органічні добрива.

Під час зброджування в гної розвивається мікрофлора, яка послідовно руйнує органічні речовини до кислот, а останні під дією сінтрофних бактерій і метанутворюючих перетворюються в газоподібні продукти - метан і вуглекислоту. Одночасно при зброджуванні гною забезпечується його дезодорація та дегельмінтизація.

Однак, незважаючи на позитивні ефекти анаеробної обробки гною в біогазових реакторах, серйозним гальмом їх впровадження в сільське господарство України є їх відносно низька енергетична ефективність при виробництві біогазу (до 60% біогазу, що виділився використовується установкою для власних потреб).

Основними витратами енергії для потреб біогазової установки є витрати теплової низькопотенційної енергії для підтримки теплового режиму біогазової установки. При використанні сучасних теплоізоляційних

матеріалів на перше місце виходять витрати тепла на нагрів добової дози завантаження до температури процесу.

Анаеробне зброджування субстрату вологістю 90-95% - енергоємний процес, на проведення якого витрачається значна кількість енергії біогазу. Аналіз витрат енергії на підтримку процесу показує, що основна її частина витрачається на нагрів субстрату до температури зброджування.

На рисунку 1.1 показані розрахункові дані вироблення і споживання біогазу на власні потреби біогазової установки з робочим об'ємом 60 м^3 , що працює в термофільному режимі умов Кіровоградської області.. Біогазова установка має теплоізоляцію з мінеральної вати товщиною 300 мм. Добова доза завантаження становить 10% від робочого об'єму метантенка і дорівнює 6 м^3 гною ВРХ з вологістю 92%.

Вироблення та споживання біогазу

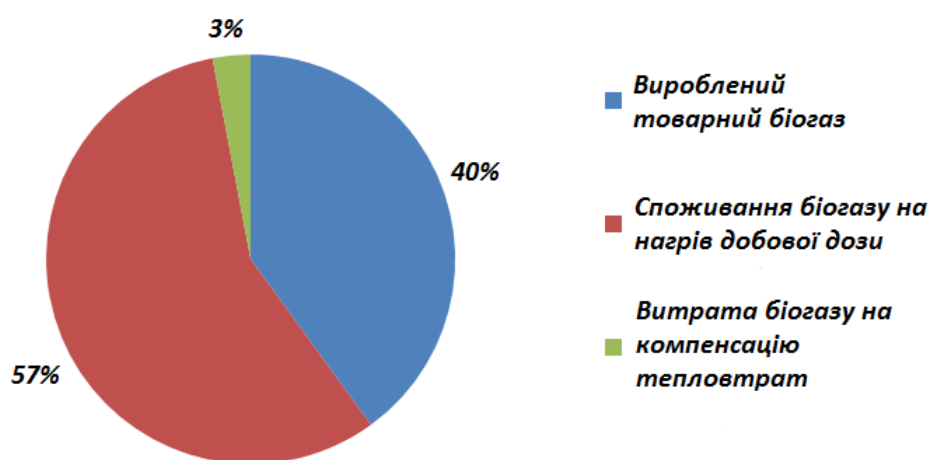


Рис. 1.1. Структура вироблення і споживання біогазу

Інтенсивність процесу анаеробного зброджування в значній мірі залежить від температурного режиму в метантенку. Так, при роботі метантенка в мезофільному режимі при температурі зброджування $37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ допустиме коливання температур становить $2,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а при термофільному ($55 \text{ }^{\circ}\text{C}$) - лише $0,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, [7]. Тому, щоб отримати необхідну для протікання процесу

температуру і підтримувати її на заданому рівні, необхідно підігріти субстрат до температури, близької до температури зброджування і забезпечити додатковий підігрів для компенсації тепловтрат [1].

В даний час використовуються різні методи забезпечення температурного режиму в біогазових установках, які можна умовно розділити на 4 групи:

- Підігрів вбудованими всередину метантенку теплообмінниками;
- Підігрів через поверхню метантенка;
- Контактний нагрів субстрату;
- Підігрів в зовнішніх теплообмінниках.

Схематичне зображення методів підтримки температурного режиму наведено на рисунку 1.2.

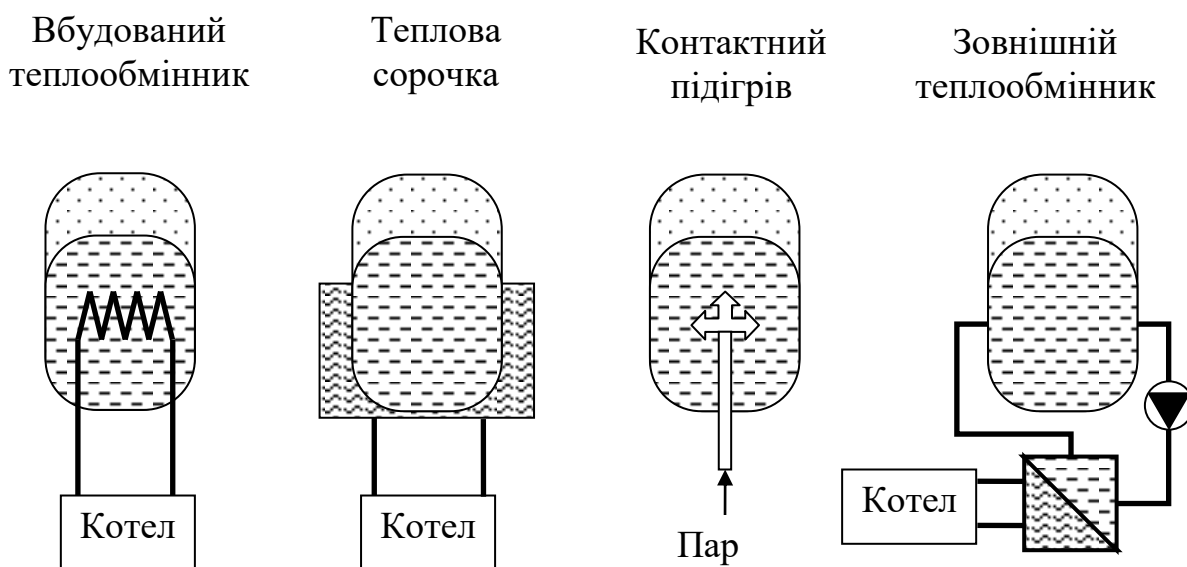


Рис. 1.2. Методи підтримки температурного режиму

У невеликих реакторах, забезпечених, як правило, пристроями, широко застосовуються теплообмінники, змонтовані всередині метантенка. В якості нагрівальних елементів застосовуються труби, стрижні, нагрівальні циліндри, плоскі теплообмінники і т.п. по яких циркулює теплоносій.

Недоліком підігріву субстрату за допомогою внутрішніх теплообмінників і через поверхню метантенка є те, що для забезпечення необхідної теплопередачі температура теплоносія, що циркулює в нагрівальних елементах не повинна перевищувати 50-60 °С. Однак навіть у цьому випадку швидкість субстрату, що циркулює близько поверхні нагрівача, виявляється занадто малою, в результаті чого буде відбуватися поступове прилипання твердих частинок субстрату на поверхні теплообміну, і, як наслідок, погіршення теплопередачі.

У більшості випадків для виконання операцій з ремонту та обслуговування теплообмінників необхідно спорожнити метантенк і зупиняти процес на тривалий час.

Підігрів гною в метантенку можна здійснювати через його поверхню. В цьому випадку теплообмінник може бути вбудований в зовнішню теплоізоляцію метантенка, метантенк може бути занурений у ванну з водою, що нагрівається, а також виконаний з подвійними стінками, між якими циркулює теплоносій.

До недоліків цієї системи слід віднести їх складність і пов'язану з цим високу вартість. Коефіцієнт корисної дії подібних систем нижче, так як теплота передається гною тільки з одного боку стінки, а з іншого втрачається в навколишнє середовище. Тому метантенк повинен мати теплоізоляцію з більшою товщиною, що також призводить до здорожчання установки.

Підігрів вмісту метантенку можна здійснювати контактним способом, подаючи в нього гарячу воду або пар. Обігрів «гострим» паром простий у виконанні, надійний в експлуатації і не вимагає пристрою внесення теплообмінної апаратури. Крім того, інжекція забезпечує часткове перемішування маси, що зброджується. Однак обігрів гострою парою є дорогим способом, оскільки вимагає будівництва парових котелень. З технологічної точки зору головним недоліком цього способу є згубний вплив високих температур на метантворюючі бактерії в місцях введення пари в зброжуючу масу. Крім того, при подачі пара в метантенк відбувається значне

розведення оброблюваного субстрату і, як наслідок, зменшення виходу біогазу з одиниці об'єму реактора.

Підігрів субстрату можна забезпечити за допомогою зовнішніх теплообмінників. При цьому способі застосовується примусова циркуляція субстрату через теплообмінники. Зазвичай застосовуються пластинчасті теплообмінники або теплообмінники типу труба в трубі. В якості теплоносія використовується вода, нагріта, як правило, в котлах.

Циркуляція субстрату через теплообмінник забезпечує також перемішування оброблюваного субстрату в метантенку. Для виключення небезпеки пригорання і прилипання твердих частинок субстрату до поверхонь теплообмінника, швидкість субстрату при температурі 60-80 °С повинна бути не менше 0,8-1,5 м/с.

Розглянемо основні типи і конструкції теплообмінних апаратів.

Кожухотрунні теплообмінники відносяться до найбільш поширених апаратів. Їх застосовують для теплообміну і термохімічних процесів між різними рідинами, парами і газами - як без зміни, так і зі зміною їх агрегатного стану.

Однак таке широке розмаїття умов застосування кожухотрубних теплообмінників і їх конструкцій жодним чином не повинно виключати пошук інших, альтернативних рішень, таких, як застосування пластинчастих або спіральних теплообмінників в тих випадках, коли їх характеристики виявляються прийнятними і їх застосування може призвести до економічно більш вигідного рішення.

Кожухотрунні теплообмінники складаються з пучків труб, укріплених в трубних дошках, кожухів, кришок, камер, патрубків та опор. Трубний і міжтрубний простір в цих апаратах роз'єднані, причому кожний з них може бути розділений перегородками на кілька ходів. Схема кожухотрубного теплообмінника показана на рисунку 1.3.

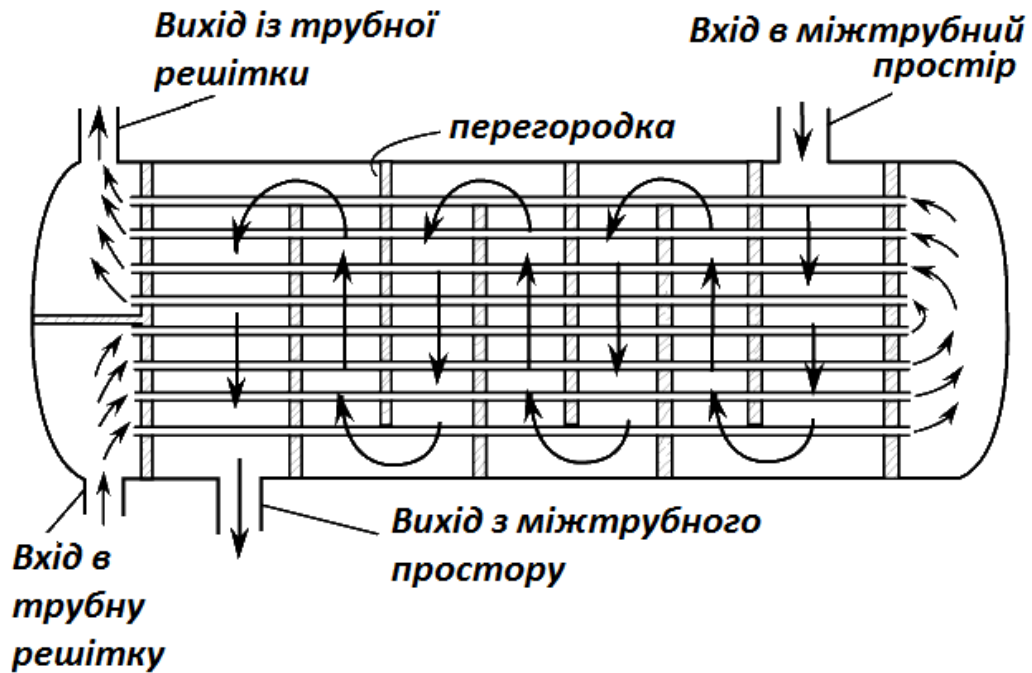


Рис. 1.3. Схема кожухотрубного теплообмінника

У кожухотрубних теплообмінниках прохідний переріз міжтрубного простору в 2-3 рази більший прохідного перерізу всередині труб. Тому при рівних витратах теплоносіїв з однаковим фазовим станом коефіцієнти тепловіддачі на поверхні міжтрубного простору невисокі, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі в апараті. Пристрій перегородок в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника сприяє збільшенню швидкості теплоносія і підвищенню ефективності теплообміну.

Пластинчасті теплообмінники відносяться до класу рекуперативних теплообмінників та являють собою апарати, теплообмінна поверхня яких утворена набором тонких штампованих металевих пластин з гофрованою поверхнею. Пластини, зібрані в єдиний пакет, утворюють між собою канали, по яких протікають теплоносії, що обмінюються тепловою енергією. Канали з теплоносіями А і В чергуються між собою.

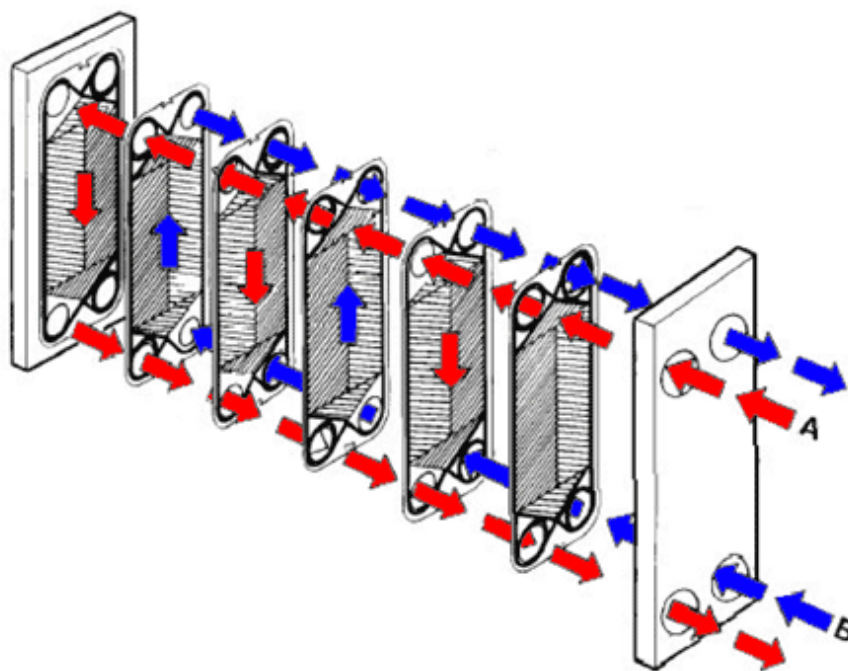


Рис. 1.4. Напрямок потоків в пластинчастому теплообміннику

Основні розміри і параметри найбільш поширених в промисловості пластинчастих теплообмінників визначені ДСТУ 15518-83. Їх виготовляють з поверхнею теплообміну від 2 до 600 м² в залежності від типорозміру пластин; ці теплообмінники використовують при тиску до 1,6 МПа і температурі робочих середовищ від -30 до + 180 °С.

Найбільш широко застосовують розбірні пластинчасті теплообмінники, в яких пластини відділені одна від одної гумовими ущільнювачами. Монтаж і демонтаж цих апаратів здійснюють досить швидко, очищення теплообмінних поверхонь вимагає незначних витрат праці.

Просторово звивистий потік рідини в каналах сприяє турбулізації потоків, а протитечія між середовищами сприяє збільшенню температурного напору і, як наслідок, інтенсифікації теплообміну при порівняно малих гідравлічних опорах.

При великій різниці у витраті середовищ, а також при малій різниці в кінцевих температурах середовищ існує можливість багаторазового теплообміну середовищ шляхом петлеподібного напрямки їх потоків. У таких теплообмінниках патрубки для підведення середовищ розташовані не

тільки на нерухомій плиті, а й на притискній, а вздовж пластин-перегородок середовища рухаються в одному напрямку.

У робочому положенні пластини щільно притиснуті один до одного. Кожна пластина на лицьовій стороні має гумову контурну прокладку, що обмежує канал для потоку робочого середовища і охоплює два кутових отвори по одній стороні пластини, через які входить потік робочого середовища в міжпластинний канал і виходить з нього, а через два інших отвори, ізольовані додатково малими кільцевими прокладками, зустрічний теплоносій проходить транзитом.

Спіральний теплообмінник був винайдений в двадцятих роках минулого століття шведським інженером Розенбладом для використання в целюлозно-паперовій промисловості. Ці теплообмінники вперше дозволили забезпечити надійну теплопередачу між середовищами, що містять тверді включення.

Два або чотири довгих металевих листа укладаються спіраллю навколо центральної труби, утворюючи два або чотири однопроточних канали. Для того щоб забезпечити постійну величину зазорів по одній стороні аркушів приварюються розділові шипи.

Центральна труба за допомогою спеціальної перегородки розділена на дві камери, які утворюють вхідний і вихідний колектора. Скорочення спіралі поміщаються в циліндричний кожух. Зовнішні кінці спіральних листів приварюються уздовж твірної обичайки. Для виходу каналів назовні в місцях фіксації країв каналів в кожусі робляться отвори, які герметично закриваються вхідним і вихідним колекторами з приєднувальними патрубками.

Рух потоків в спіральних теплообмінниках відбувається по криволінійних каналах близьких за формою до концентричних кіл. Напрямки векторів швидкостей руху потоків постійно зазнають змін. Геометрія каналів і розділові шипи створюють значну турбулентність вже при низьких швидкостях потоків, при цьому поліпшується теплопередача і зменшується

забруднення. Все це обумовлює компактність конструкції спіральних теплообмінників, які можуть бути інтегровані в технологічну лінію, що значно скорочує витрати на установку.

Завдяки міцній і жорсткій суцільнозварній конструкції спіральні теплообмінники мало схильні до забруднення, витрати на їх обслуговування зведені до мінімуму. Спіральні теплообмінники часто є найбільш оптимальним і економічним рішенням завдань теплообміну.

Незважаючи на мінливі масові витрати і відмінності в необхідних температурах, спіральний теплообмінник часто дозволяє здійснювати теплопередачу в одному і тому ж пристрої на різних режимах і неповному навантаженні. По суті, спіральні теплообмінники представляють собою довгі щільні однопроточні канали, згорнуті в спіраль. Таким чином, в спіральних теплообмінниках може бути досягнута практично будь-яка теплова довжина взаємодії двох середовищ, а значить і різниця температур потоків менше 3 °С. При цьому, в спіральних теплообмінниках можливий нагрів або охолодження "проблемних" технологічних середовищ, для яких неприпустимі різкі повороти потоків, що провокують блокування каналів.



Рис. 1.5. Напрямок потоків в спіральному теплообміннику.

Спіральні теплообмінники практично не потребують обслуговування, крім випадків, обумовлених властивостями і характеристиками середовищ і робочими умовами.

Коаксіальні теплообмінники.

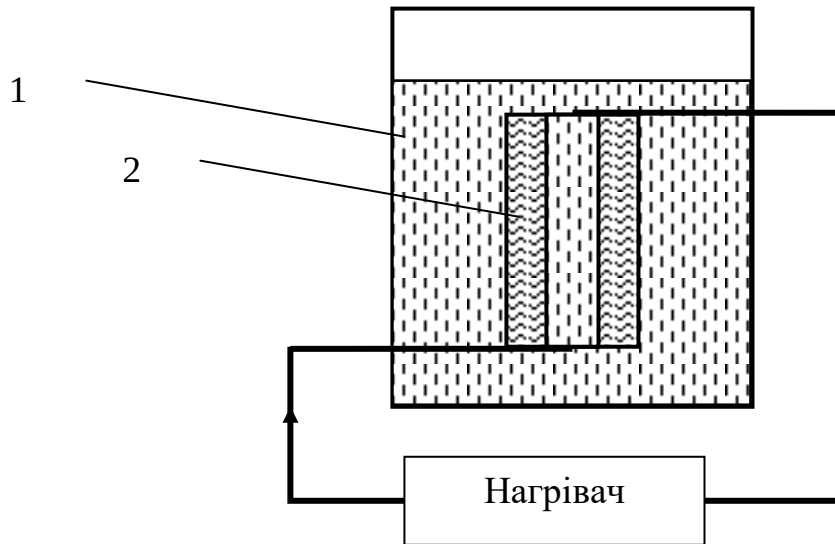


Рис. 1.6. Загальний вигляд коаксіального теплообмінника.

1 – ємність; 2 – коаксіальний теплообмінник.

Дані теплообмінники прості у виготовленні і застосовуються, як правило, в системах з внутрішнім розташуванням теплообмінника в метантенку. За рахунок простору внутрішньої частини теплообмінника значно збільшується площа теплообміну в порівнянні з теплообмінниками-регістрами. Крім того, поверхня теплообміну такого теплообмінника набагато менше схильна до забруднення з боку субстрату, ніж теплообмінники, розглянуті вище. Використання теплообмінників даного типу виключає тепловтрати в навколишнє середовище, так як розташовані всередині метантенів, в той час як кожухотрубні, пластинчасті і спіральні теплообмінники повинні розташовуватися поза метантенком.

1.4. Методи підвищення енергоефективності систем генерації енергії

Методи підвищення енергоефективності систем генерації енергії на основі анаеробної обробки відходів тваринництва:

- Додаток до оброблюваних відходів високоенергетичних субстратів (зерно, силос і т.п.);
- Прямі рекуперації теплової енергії (субстрат/ефлюент);
- Попередній аеробний нагрів субстрату;
- Рекуперація теплової енергії з використанням термотрансформаторів.

Додаток до оброблюваних відходів високоенергетичних субстратів.

Сучасні технології дозволяють переробляти в біогаз будь-які види органічної сировини, однак найбільш ефективним є використання біогазових технологій для переробки відходів тваринницьких і птахівницьких ферм, підприємств АПК і стічних вод, так як вони характеризуються постійністю потоку відходів в часі і простотою їх збору [5].

Оскільки сировиною для отримання біогазу може служити широкий спектр органічних відходів, на багатьох існуючих біогазових установках використовується додаток до оброблюваних відходів так званої зеленої маси. Активного обміну речовин і високої швидкості біохімічних обмінних процесів можна досягти, якщо підтримувати і безперервно оновлювати максимально можливу величину граничних поверхонь між твердою і рідкою фазами. Тому тверді матеріали, особливо рослинного походження, повинні бути попередньо підготовлені за допомогою ріжучих або плющильних пристроїв, щоб у результаті ефективного механічного впливу отримати частинки меншого розміру. Частка зважених в рідині твердих частинок в значній мірі залежить від технічних засобів, які використовуються для отримання ретельного перемішування, гідравлічного транспортування субстрату і відділення газу. Сучасний рівень розвитку техніки дозволяє переробляти субстрати з вмістом твердих речовин до 12%, якщо довжина

частинок твердих компонентів не перевищує 30 мм. Подрібнення зеленої маси призводить до додаткових витрат енергії.

Тверді речовини, щільність яких істотно відрізняється від щільності рідини, обумовлюють утворення осаду (седиментацію) або плаваючої кірки, чому сприяє флотація. Виникаючі у зв'язку з цим механіко-гідравлічні проблеми і погіршення процесу газоутворення можуть привести до того, що для їх усунення потрібні високі витрати технічних засобів і енергії.

Пряма рекуперація теплової енергії.

Теплота, що міститься в еффлоенті, являє собою додатковий резерв енергії, який слід по можливості використовувати для підігріву субстрату, що завантажується і компенсації тепловтрат в реакторі.

Найпростішим рішенням є установка на лінії вивантаження еффлоента з біореактора рекуперативного теплообмінника типу «інфлюент-еффлоент». Ця схема забезпечує використання теплоти зброженого субстрату для часткового підігріву інфлюента. Її застосування скорочує витрату енергії на збродження субстрату. Найбільш ефективно схема може застосовуватися при термофільному процесі в біореакторі.

В якості теплообмінних апаратів зазвичай застосовують спіральні теплообмінники типу «інфлюент-еффлоент». Однак схеми, в яких інфлюент проходить через накопичувач еффлоента, мають більш просте конструктивне рішення, але в цих випадках вдруге використовується порівняно невелика частина енергії внаслідок втрат в накопичувачі шламу. Приклад такої схеми наведений на рисунку 1.7.

Органічні відходи тваринництва, як правило, мають велику липкість, в'язкість і вони дуже різноманітні за дисперсним складом. Тому швидкість руху субстрату повинна бути не менше 3-5 м/с, через що теплота еффлоента не встигає передатися субстрату, завантаженому в метантенк.

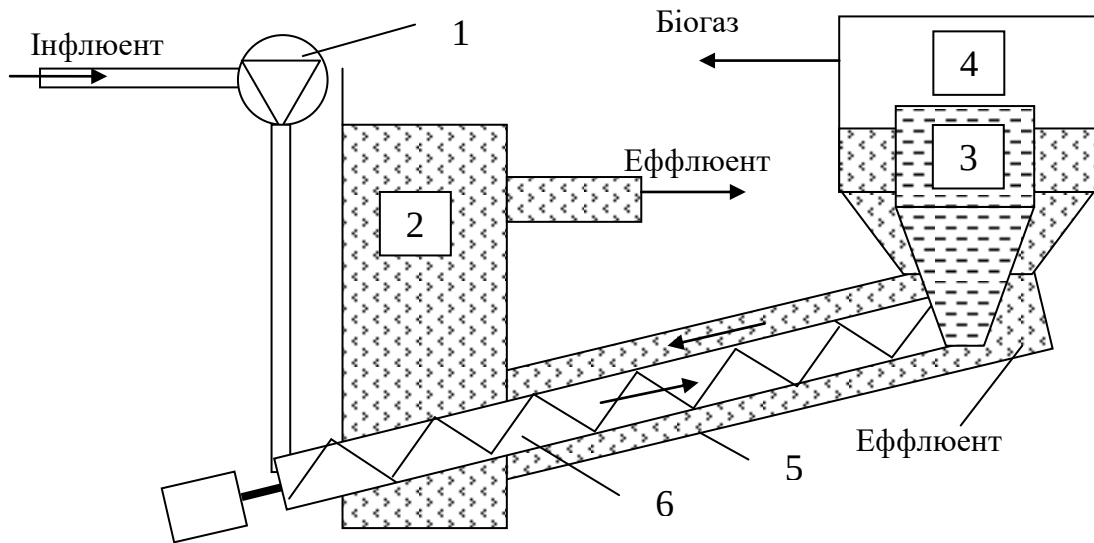


Рис. 1.7. Технологічна схема прямого підігріву інфлюєнта за рахунок відкидної теплоти ефлюєнта.

1 – насос; 2 – накопичувач ефлюєнта; 3 – реактор; 4 – газований простір;
5 – теплоізоляція; 6 – шнек.

Попередній аеробний нагрів субстрату.

При аеробному розкладанні органічних речовин вивільняється така кількість теплоти, що за сприятливих умов температура субстрату може досягати 70°C . Так як ця теплова енергія утворюється тими ж речовинами, які виділяють біогаз, двоступеневий процес бродіння, що складається з першої, аеробної фази, що має на меті одержання теплоти, і другої, анаеробної, що служить для виробництва газу, завжди пов'язаний з меншим виходом газу. Крім того, слід враховувати той факт, що аеробне бродіння (компостування) без додаткової витрати енергії (не рахуючи підготовки) можливо лише при наявності твердого та вологого органічного матеріалу, який володіє сприятливою для газообміну пористою структурою. Рідкі субстрати, навпаки, вимагають для внесення в них повітря з одночасним інтенсивним перемішуванням великих витрат енергії, які несприятливо позначаються на загальному енергетичному балансі [51]. Додаткові витрати грошових коштів в цьому випадку також відносно великі.

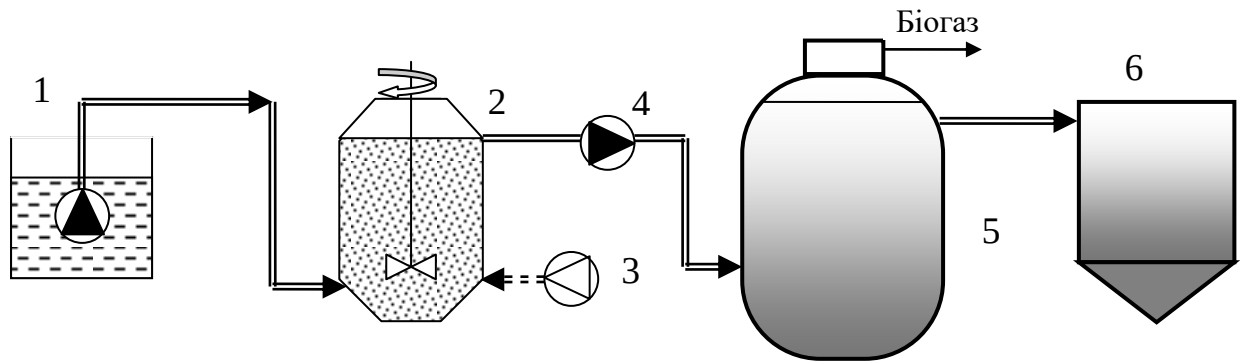


Рис.1.8. Технологічна схема попереднього аеробного нагріву субстрату.
1 – приймальня ємність з насосом; 2 – аеробний реактор; 3 – повітродувка;
4 – насос; 5 – анаеробний реактор; 6 – відстійник ефлюента.

Рекуперація теплової енергії з використанням термотрансформаторов.

Альтернативою традиційним способам теплопостачання, заснованим на спалюванні палива, є вироблення тепла за допомогою теплового насоса.

Незалежно від типу теплового насоса і типу приводу компресора на одиницю витраченого вихідного палива споживач отримує, принаймні, в 1,1-2,3 рази більше тепла, ніж при прямому спалюванні палива [2].

Така висока ефективність виробництва тепла досягається тим, що тепловий насос залучає до використання корисне низькопотенційне тепло природного походження (тепло ґрунту, природних водойм, ґрунтових вод) та техногенного походження (промислові стоки, очисні споруди, вентиляція і т.д.) з температурою від $+3$ до $+40$ $^{\circ}\text{C}$, тобто таке тепло, яке не може бути безпосередньо використано для теплопостачання.

Зрозуміло, що теплові насоси досить інтенсивно витісняють традиційні способи теплопостачання, засновані на спалюванні органічного палива.

Результатом роботи будь-якого холодильного циклу є охолодження холодного джерела і нагрів гарячого за рахунок підведення зовнішньої роботи. Кельвін (1852 р) запропонував застосувати зворотний цикл для цілей опалення, використовуючи його в якості теплового насоса, який перекачував би теплоту, відібрану від холодного джерела (зовнішнього середовища) в гаряче.

Введемо наступні позначення:

q_2 - питома теплота, що відбирається від холодного джерела, кДж/кг (низькопотенційна теплота);

q_1 - питома теплота, передана гарячому джерелу, кДж/кг (теплота, передана в систему опалення приміщення);

l - питома робота, що підводиться від зовнішнього джерела, кДж/кг.

Можна записати:

$$q_1 = q_2 + l.$$

Величина $\varepsilon = q_1/l$ називається коефіцієнтом перетворення або опалювальним коефіцієнтом циклу.

Цей коефіцієнт характеризує ефективність циклу компресійного теплового насоса.

Низькопотенційна теплота q_2 надходить у випарник теплового насоса, де її сприймає робоче тіло (холодоагент), що циркулює в циклі. Джерелом низькопотенційної теплоти може бути зовнішнє повітря, природні водойми, ґрунт, питна вода, промислові стоки, вентиляційні викиди і т.д. В якості холодоагентів в циклах використовуються теплоносії з низькою температурою кипіння - вуглекислота, аміак, фреони. Холодоагент надходить у випарник в рідкому стані. У процесі підведення теплоти q_2 до рідкого холодоагенту відбувається його перетворення в пару (при постійному тиску і температурі). Пари холодоагенту надходять в компресор, де стискаються, підвищується їх тиск і температура. При стисненні в компресорі від зовнішнього джерела (електродвигуна) підводиться робота l . Нагріті пари холодоагенту надходять в конденсатор, де віддають своє тепло q_1 в систему опалення приміщення і за рахунок віддачі теплоти конденсуються (перетворюються в рідину) при постійному тиску і температурі. Рідкий холодоагент надходить в дросель, де його тиск падає до тиску в випарнику, а температура знижується до температури низькопотенційного джерела. Цикл замикається.

Схема використання відкидної теплоти еффлюента за допомогою компресійного теплового насоса працює наступним чином.

Оброблений в анаеробному біореакторі субстрат (еффлюент) направляється в накопичувач еффлюента і в безперервному режимі прокачується через теплообмінник-випарник теплового насоса. Теплова енергія від еффлюента через легкозакипаючий теплоносіє після підвищення температурного потенціалу в компресорі передається через теплообмінник-конденсатор вихідного субстрату, циркулюючому по схемі «біореактор - насос - теплообмінник-конденсатор - біореактор». Таким чином, теплова енергія нагрітого субстрату, що відводиться з біореактора, корисно використовується для нагріву інфлюента. При коефіцієнті перетворення теплового насоса на рівні 4-5, на кожні 3-4 кВт теплової потужності, що відводиться з біореактора з еффлюентом, може бути передано 4-5 кВт теплової потужності до вихідного субстрату. При цьому витрачається ~ 1 кВт механічної потужності на приводі компресора.

Основним недоліком даного технічного рішення є утворення відкладень на теплообмінних поверхнях з боку гною, що призводить до суттєвих втрат теплової потужності, або до необхідності суттєвого збільшення дорогих поверхонь теплообміну.

Іншим недоліком є низька інтенсивність основних процесів, що визначають продуктивність технологічної лінії «приймальна ємність - біореактор - відстійник еффлюента».

Технологічна схема використання відкидної теплоти еффлюента за допомогою абсорбційного теплового насоса представлена на рисунку 1.9.

Система теплопостачання БГУ працює наступним чином.

Вихідний гній з ферми надходить в приймальну ємність 1, звідки насосом завантаження субстрату 2 подається в біореактор 4 через спіральні теплообмінники типу інфлюент/вода 3.

Інфлюент, проходячи через теплообмінник 3, нагрівається від теплоносія контурів охолодження АХМ 7 до робочої температури термофільного режиму $t = 56^{\circ}\text{C}$.

У біореакторі відбувається анаеробна обробка субстрату, при якій виділяється біогаз, який використовується як паливо в ДВЗ 8.

Втрати теплоти через огорожувальні конструкції біореактора компенсуються за допомогою теплової сорочки біореактора. Підтримка термофільного режиму в біореакторі здійснюється теплоносієм контуру охолодження ДВЗ 8.

Оброблений субстрат з біореактора 4 надходить у відстійник еффлюента 6, де за допомогою охолоджувача еффлюента охолоджується теплоносієм робочого контуру АХМ 7.

В процесі розшарування обробленого субстрату в відстійнику еффлюента 6 згущена фракція еффлюента накопичується в нижній (осадовій) частині апарату. Через значну концентрацію анаеробних метаногенних мікроорганізмів і наявності залишкової органічної речовини субстрату в осадовій частині розвивається анаеробний процес з виділенням біогазу. Спливаючі бульбашки біогазу є причиною різкого падіння інтенсивності процесу розшарування обробленого субстрату, так як розвивається процес зустрічного перенесення твердої фази за рахунок біофлотації.

Розміщення в нижній частині відстійника еффлюента 6 охолоджувача еффлюента 5 призводить до різкого зниження температури біомаси, і, як наслідок, до відповідного зниження залишкового газовиділення. В кінцевому рахунку, скорочується тривалість процесу поділу еффлюента на фракції.

Пропонована схема теплопостачання включає в себе тільки вироблення електроенергії (весь вироблений біогаз йде на привід електрогенератора).

Привід генератора являє собою двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) 8, ККД ДВЗ 40%, ККД генератора 99%.

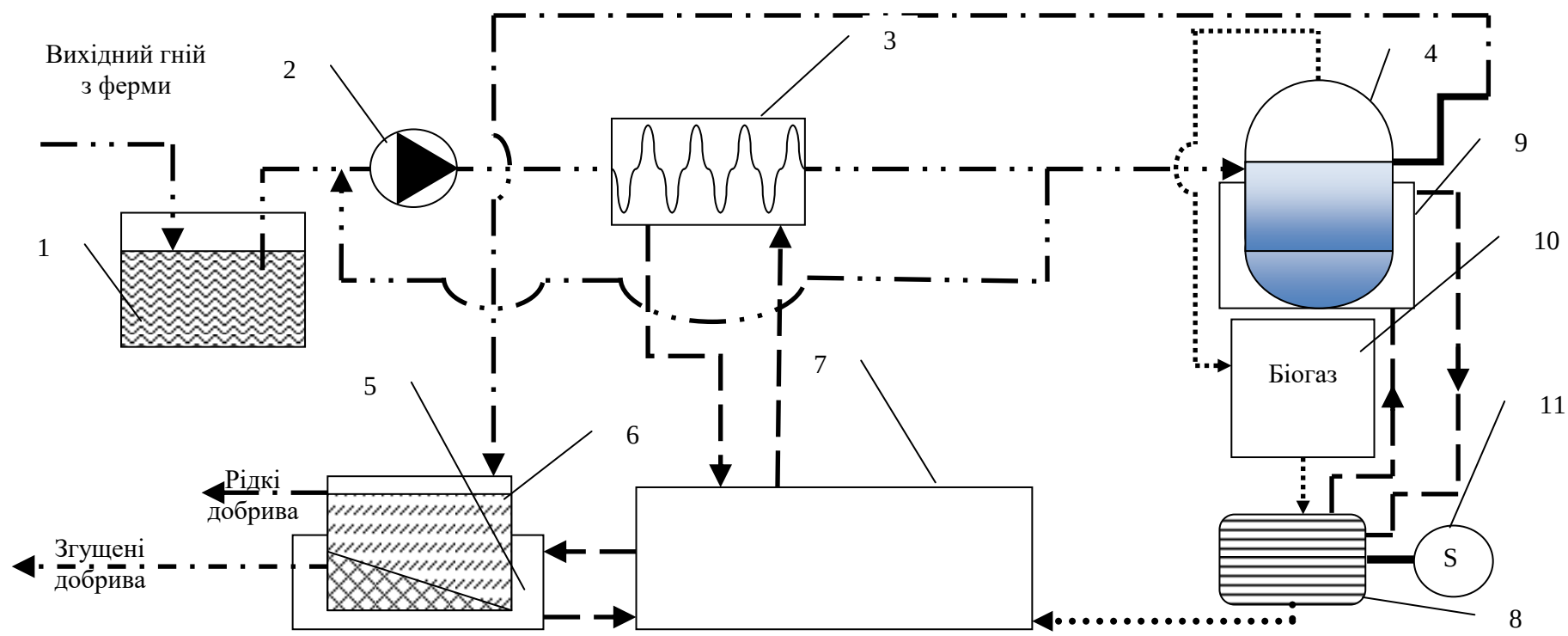


Рис. 1.9. Технологічна схема використання відкидної теплоти ефлюента за допомогою абсорбційного теплового насоса

1 – приймальна ємність; 2 – насос завантаження субстрату; 3 – спіральний теплообмінник типу інфлюент/вода;
 4 – біореактор; 5 – охолоджувач ефлюента; 6 – відстійник ефлюента; 7 – абсорбційна холодильна машина;
 8 – двигун внутрішнього згорання; 9 – тепла сорочка біореактора; 10 – газгольдер; 11 – електрогенератор.
 — — — — — - інфлюент; — — — — — - ефлюент; — — — — — - вода; - біогаз; - вихлопні гази.

Також в якості теплової товарної енергії отримуємо воду з температурою 95 °С від контуру охолодження ДВС 8 і воду з температурою 37 °С від контуру охолодження АХМ 7.

1.5. Удосконалена система тепlopостачання біогазової установки з рекуперацією теплоти еффлюента за допомогою парокомпресійного теплового насоса

Біогазова установка складається з ємності попереднього нагріву, в якій змонтований теплообмінник; біореактора з внутрішнім теплообмінником для підтримки температурного режиму зброджування і вивантажувальними пристроями, які пов'язані з відстійником еффлюента.

Теплота з блоку утилізації теплоти від ДВЗ в зимовий період (з грудня по лютий включно) використовується для компенсації теплових втрат через огорожувальні поверхні біореактора (компресійний тепловий насос працює тільки на попередній нагрів субстрату), а в літній період - для потреб споживачів.

У відстійнику еффлюента змонтований теплообмінник для відбору теплової енергії від еффлюента. Теплообмінник за допомогою трубопроводів з'єднаний з випарником теплового насоса. У випарнику теплового насоса відбувається теплообмін між обробленою водою і низькопотенційним холодоагентом, який після підвищення енергетичного потенціалу в компресорі теплового насоса направляється в конденсатор теплового насоса.

Теплообмінник, розташований в ємності попереднього нагріву, за допомогою трубопроводів з'єднаний з конденсатором теплового насоса.

У конденсаторі теплового насоса відбувається теплообмін між високопотенційний холодоагентом та підготовленою водою, яка потім направляється в теплообмінник, розташований в ємності попереднього нагріву, де відбувається теплообмін між обробленою водою і інфлюентом, в результаті чого інфлюент нагрівається до робочої температури процесу зброджування і по черзі подається в блоки-модулі.

Система теплопостачання, включаючи теплообмінники і трубопроводи, заповнена обробленою водою. Підготовлена вода - хімічно пом'якшена за допомогою комплексонів вода, що застосовується для запобігання випаданню накипу і залізистих відкладень, а також утворення корозії на стінках трубопроводів і обладнання.

Весь вироблений біогаз використовується в ДВЗ для приводу електрогенератора і компресійного теплового насоса.

Технологічна схема установки наведена на рисунку 1.10.

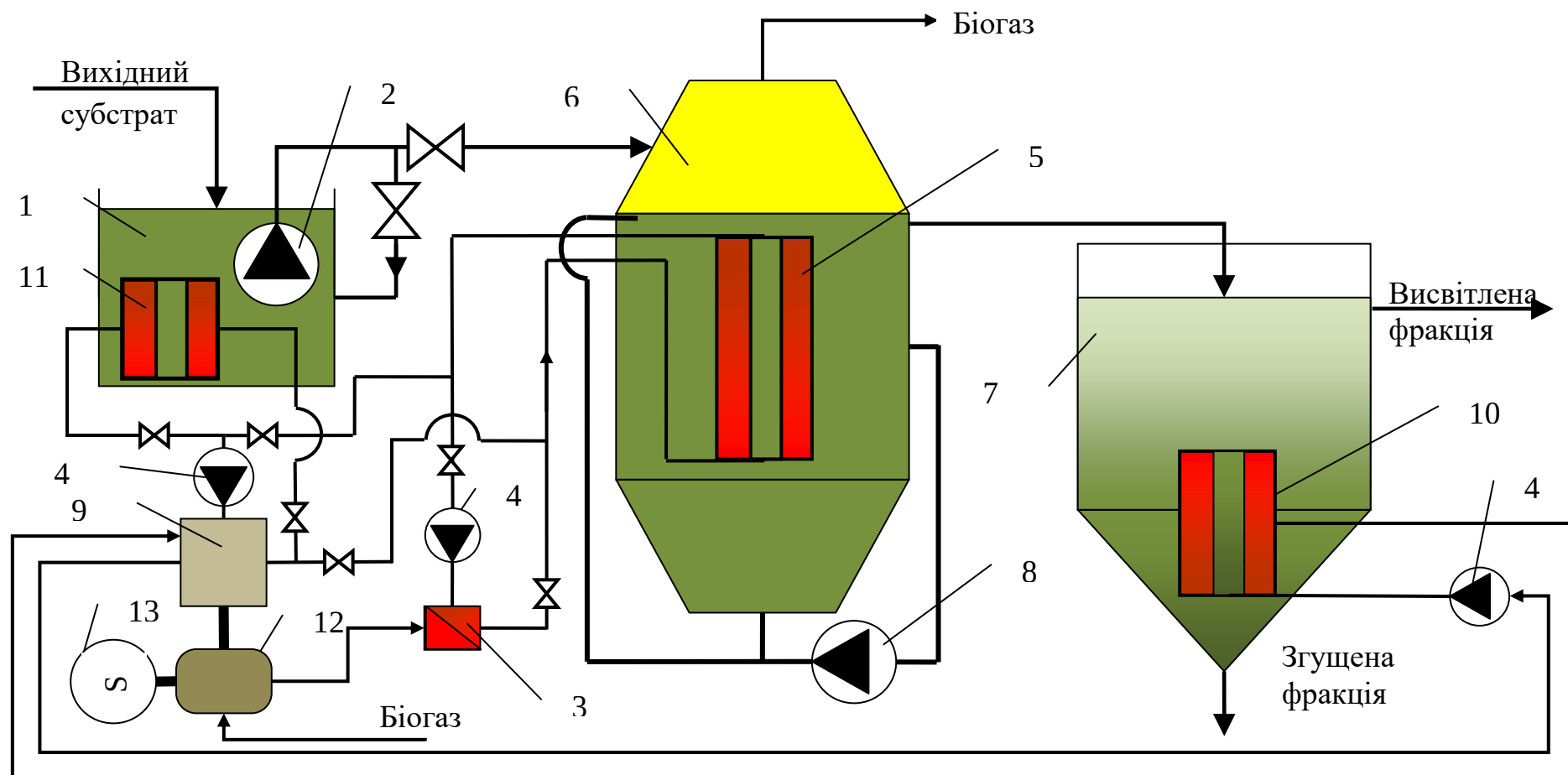


Рис. 1.10. Технологічна схема системи теплопостачання біогазової установки.

1 – ємність попереднього нагріву; 2 – насос завантаження; 3 – блок утилізації теплоти від ДВЗ; 4 – насос циркуляції теплоносія; 5 – теплообмінник біореактора; 6 – анаеробний біореактор; 7 – відстійник ефлюента; 8 – насос перемішування субстрату; 9 – компресійний тепловий насос; 10 – теплообмінник-охолоджувач; 11 – теплообмінник-нагрівач; 12 – ДВЗ; 13 – електрогенератор.

На підставі аналізу роботи типової технологічної схеми анаеробної переробки органічних відходів тваринництва встановлено, що біогазові установки є низько ефективними системами виробництва енергії - до 60% виробленого біогазу споживається самою установкою. Основна витрата енергії йде на підігрів добової дози завантаження метантенка до температури анаеробного процесу.

Реально зменшити витрату енергії можна, якщо включити в систему теплопостачання біогазової установки тепловий насос, що дозволяє рекуперувати відкидну теплоту ефлюента.

Запропоновано принципову схему системи теплопостачання анаеробного реактора і розроблена методика її використання для попереднього нагріву добової дози завантаження метантенка. Використання теплового насоса в системі теплопостачання біогазової установки дозволить знизити витрату енергії на власні потреби.

Досвід застосування подібних пристроїв у системах теплопостачання біогазових установок практично відсутній, а наявних відомостей, наведених у відомій нам науково-технічній літературі, недостатньо для створення ефективних енергозберігаючих установок.

На підставі вищевикладеного, основною метою роботи є: підвищення енергетичної ефективності біогазових установок шляхом удосконалення системи теплопостачання біогазової установки, що забезпечує ефективне виконання процесу при мінімальних витратах енергії на власні потреби установки.

РОЗДІЛ 2

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ПКТН ДЛЯ РЕКУПЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ В БІОГАЗОВИХ УСТАНОВКАХ

Для розуміння циклу парової компресійної холодильної машини необхідно ретельно вивчити окремі процеси, що входять до нього, а також зв'язки, що існують між окремими процесами, і вплив змін в будь-якому процесі циклу на всі інші процеси даного циклу. Це вивчення в значній мірі можна спростити, використовуючи діаграми і схеми з графічним зображенням циклу (рисунок 2.1). Графічне зображення холодильного циклу дозволяє розглядати одночасно різні зміни в стані холодоагенту, що відбуваються протягом циклу, і вплив цих змін на цикл без відтворення в пам'яті різних цифрових величин, пов'язаних з циклом [2].

Найбільш поширеною в холодильній техніці є діаграма $h-lgP$ * (питома ентальпія - тиск) як найбільш зручна для наступних теплових розрахунків.

Стан холодоагенту, що знаходиться в будь-якому термодинамічному вигляді, може бути показано на діаграмі у вигляді точки, яка визначається двома будь-якими параметрами, відповідними даному стану. При цьому можуть бути використані прості вимірювані параметри: температура (в $^{\circ}\text{C}$ або K); тиск (в Па або в похідних одиницях: $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$, $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10 \text{ бар}$), а також питомий об'єм v (в $\text{м}^3/\text{кг}$) або густина $\rho = 1/v$, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Крім простих показників, що вимірюються використовують також складні розрахункові параметри. На діаграмі $h-lgP$ таким (одним з основних) параметрів є питома ентальпія h , $\text{кДж}/\text{кг}$. Це повна енергія холодоагенту H , віднесена до одиниці маси.

У термодинаміці питому ентальпію h представляють у вигляді суми внутрішньої енергії u , $\text{кДж}/\text{кг}$, і добутку абсолютного тиску P , Па , на питомий об'єм v , $\text{м}^3/\text{кг}$ [2].

$$h=u+Pv$$

У цьому виразі добуток Pv є потенційною енергією тиску P , яка використовується на здійснення роботи.

Розрахунковим параметром є і ентропія S . У розрахунках і на діаграмах використовують питоме значення ентропії s , кДж/(кг·К).

Так само, як і у випадку ентальпії, для розрахунків важливо не значення ентропії «в точці», а її зміна в якомусь процесі, тобто $\Delta s = \Delta q / T_m$, де Δq - теплота, віднесена до одиниці маси холодоагенту, а T_m , К - середня абсолютна температура протягом процесу теплообміну між холодоагентом і зовнішнім середовищем.

Для роботи з діаграмою треба пам'ятати, що вона ділиться на три зони:

- переохолодженої рідини - зліва від кривої насиченої рідини (на діаграмах крива чорного кольору, що має максимальну товщину), де ступінь сухості пари $x=0$;
- парорідинної суміші – між кривими $x=0$ и $x=1$ – насиченої пари;
- перегрітої пари – справа від лінії $x=1$.

Лінію, відповідну насиченій рідині ($x=0$) називають лівою, або нижньою, прикордонною кривою, а лінію, відповідну насиченому пару ($x=1$), називають правою, або верхньою, прикордонною кривою.

Процеси кипіння і конденсації холодоагенту при постійному тиску проходять між прикордонними кривими при незмінній (постійній) температурі, що відповідає температурі насичення при постійному тиску [2].

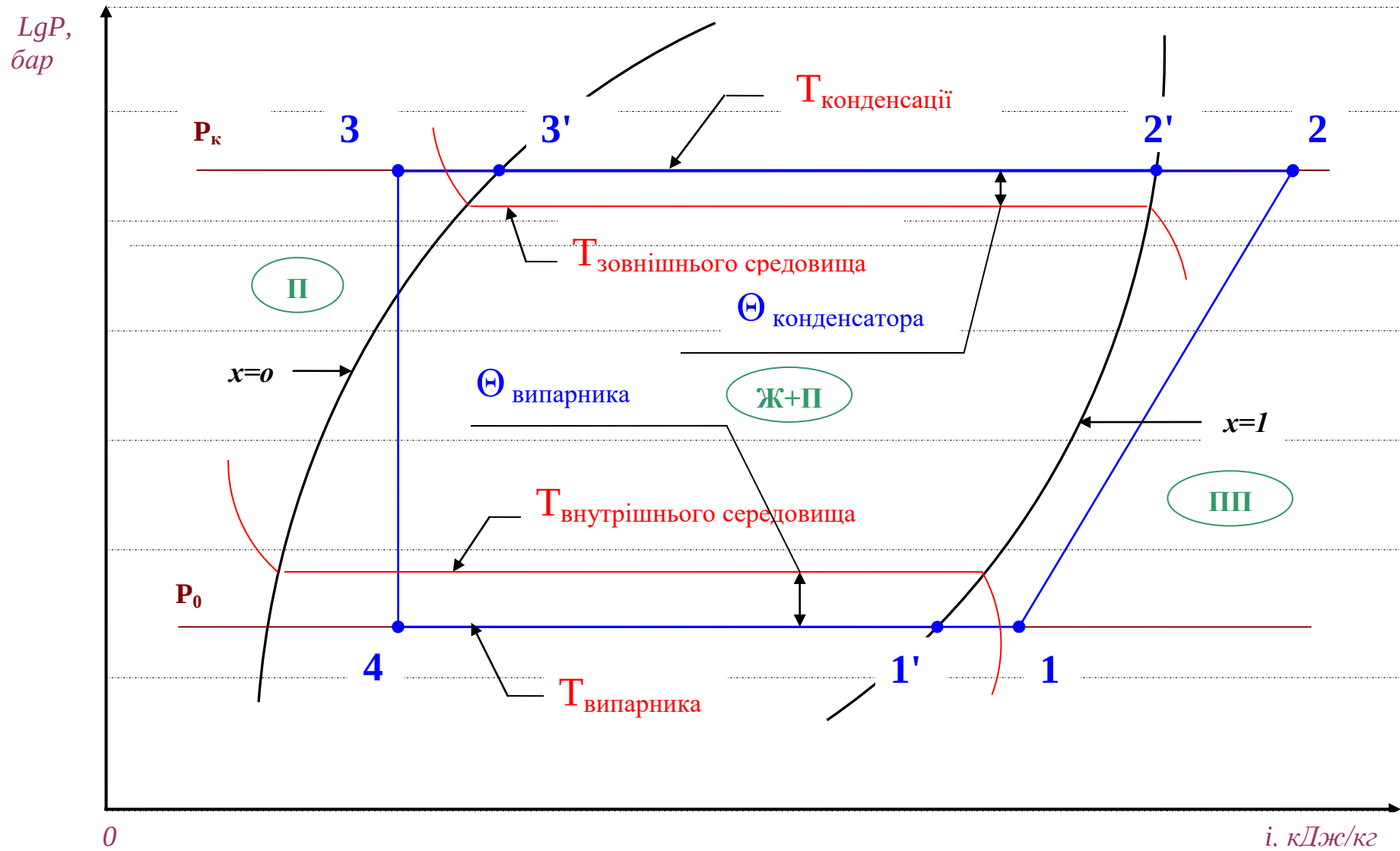


Рис. 2.1. P-h діаграма роботи теплового насоса.

Основними критеріями вибору холодоагенту для системи тепlopостачання біогазової установки є:

- Підвищена критична температура для забезпечення нагрівання субстрату до термофільного режиму роботи;
- Знижений тиск холодоагенту в робочій зоні температур (4°C в випарнику, 65°C в конденсаторі);
- Вплив на навколишнє середовище в разі витoku холодоагенту;
- Доступність на ринку.

За даними критеріями були обрані три холодоагенти *R22*, *R134a*, *R717*. Порівняння їх параметрів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Порівняння параметрів холодоагентів

Показник	R22	R134a	R717
Хімічна формула	CF_2ClH	CF_3CFH_2	NH_3
Температура кипіння	-40,85	-26,5	-33,35
Критична температура, $^{\circ}\text{C}$	96,13	101,5	132,35
Критичний тиск, МПа	4,986	4,06	11,353
Вибухонебезпечність	безпечний	безпечний	При певних умовах вибухонебезпечний
Вплив на навколишнє середовище	низький потенціал виснаження озону	озонобезпечний	озонобезпечний
Озоноруйнуючий потенціал, ODP	0,05	0	-
Потенціал глобального потепління, GWP	1810	1430	-

Холодоагент R22. Дифторхлорметан відноситься до групи ГХФУ (HCFC). Має низький потенціал руйнування озону ($ODP = 0,05$), невисокий потенціал парникового ефекту ($GWP = 1810$), тобто екологічні властивості *R22* значно кращі, ніж у *R12* і *R502*. Це безбарвний газ із слабким запахом хлороформу, більш отруйний, ніж *R12*, вибухобезпечний та негорючий. У порівнянні з *R12* холодоагент *R22* гірше розчиняється в маслі, але легко проникає через нещільності і нейтральний до металів. Для *R22* холодильною промисловістю випускаються холодильні масла хорошої якості. Холодоагент *R22* слабо розчиняється у воді. Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні і конденсації на 25...30% вище, ніж у *R12*, проте *R22* має більш високі тиск конденсації і температуру нагнітання (в холодильних машинах). Цей холодоагент широко застосовують для отримання низьких температур в холодильних компресійних установках, в системах кондиціонування і теплових насосах. У холодильних установках, що працюють на *R22*, необхідно використовувати мінеральні або алкілбензольні масла. Не можна змішувати *R22* з *R12* - утворюється азеотропна суміш.

За енергетичною ефективністю *R502* і *R22* досить близькі. Холодильну установку, яка використовує в якості робочого тіла *R502*, можна адаптувати до застосування *R22*. Однак, як зазначалося раніше, *R22* має більш високий тиск насичених парів і, як наслідок, більш високу температуру нагнітання.

Холодоагент R134a. Хімічна формула CF_3CFH_2 (тетрафторетан). Молекула *R134a* має менші розміри, ніж молекула *R12*, що робить більш значною небезпека витоків. Відноситься до групи ГФУ (HFC). Потенціал руйнування озону $ODP = 0$, потенціал глобального потепління $GWP = 1430$. Холодагент *R134a* нетоксичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати *R134a* з *R12*, так як утворюється азеотропна суміш високого тиску з масовими частками компонентів 50 і 50%. Тиск насиченої пари цього холодоагенту трохи вище,

ніж у *R12* (відповідно 1,16 і 1,08 МПа при 45 °С). Пари *R134a* розкладаються під впливом полум'я з утворенням отруйних і дратівливих сполук, таких, як фторводород.

За класифікацією ASHRAE цей продукт відноситься до класу A1. У середньотемпературному обладнанні (температура кипіння -7 °С і вище) *R134a* має експлуатаційні характеристики, близькі до *R12*.

Для *R134a* характерні невелика температура нагнітання (вона в середньому на 8 ... 10 °С нижче, ніж для *R12*) і невисокі значення тиску насичених парів.

У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на *R134a* також трохи вище (на 6% при $t_0 = 10$ °С), ніж у *R12*.

Через значний потенціал глобального потепління GWP рекомендується застосовувати *R134a* в герметичних системах. Вплив *R134a* на парниковий ефект в 1430 разів сильніше, ніж у CO₂.

Для роботи з холодоагентом *R134a* рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю.

R134a широко використовують у всьому світі в якості основної заміни *R12* для холодильного обладнання, що працює в середньотемпературному діапазоні.

R134a сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів. Як показав аналіз, проведений фірмою "Du Pont", зміна маси і лінійне набухання таких матеріалів, що застосовуються у вітчизняному холодильному обладнанні, як фенопластові і поліамідні колодки, текстоліт, пароніт та поліетілентерефталатові плівки, при старінні в суміші SUVA *R134a* з поліефірним маслом "Castrol SW100" при 100 °С протягом 2 тижнів були незначними.

Аналіз зарубіжних публікацій і результати досліджень вітчизняних фахівців свідчать про те, що заміна *R12* на *R134a*, який має високий

потенціал глобального потепління GWP, в холодильних компресорах пов'язана з вирішенням ряду технічних завдань, основні з яких:

- Поліпшення об'ємних та енергетичних характеристик герметичних компресорів;
- Збільшення хімічної стійкості емаль-проводів електродвигуна герметичного компресора;
- Підвищення вологопоглинаючої здатності фільтрів-осушувачів через високу гігроскопічність системи *R134a* - синтетичне мастило [2].

Холодоагент R-717 (NH₃), або аміак, є єдиним холодоагентом, який не входить в групу галоїдоуглеродів, які використовуються в даний час у великих кількостях. Аміак отруйний, вогнебезпечний і, за деяких умов, є вибуховою речовиною, але через чудові теплові характеристики це домінуючий холодоагент в області виробництва продуктів. У аміаку найвища питома холодопродуктивність на фунт.

Незважаючи на досить високий питомий об'єм пари, висока холодопродуктивність збільшується при відносно невеликому робочому об'ємі поршня. У аміаку є ще одна перевага - він екологічно безпечний холодоагент.

Помірний тиск систем з аміаком дозволяє використовувати легкі матеріали для котушок теплопередачі. Але відносно висока температура нагнітання вимагає скорочення до мінімуму будь-якого перегріву пари, що всмоктується. Для зменшення теплового навантаження і пов'язаного з ним зносу, який відбувається при високих температурах, компресор і циліндри часто охолоджують водою.

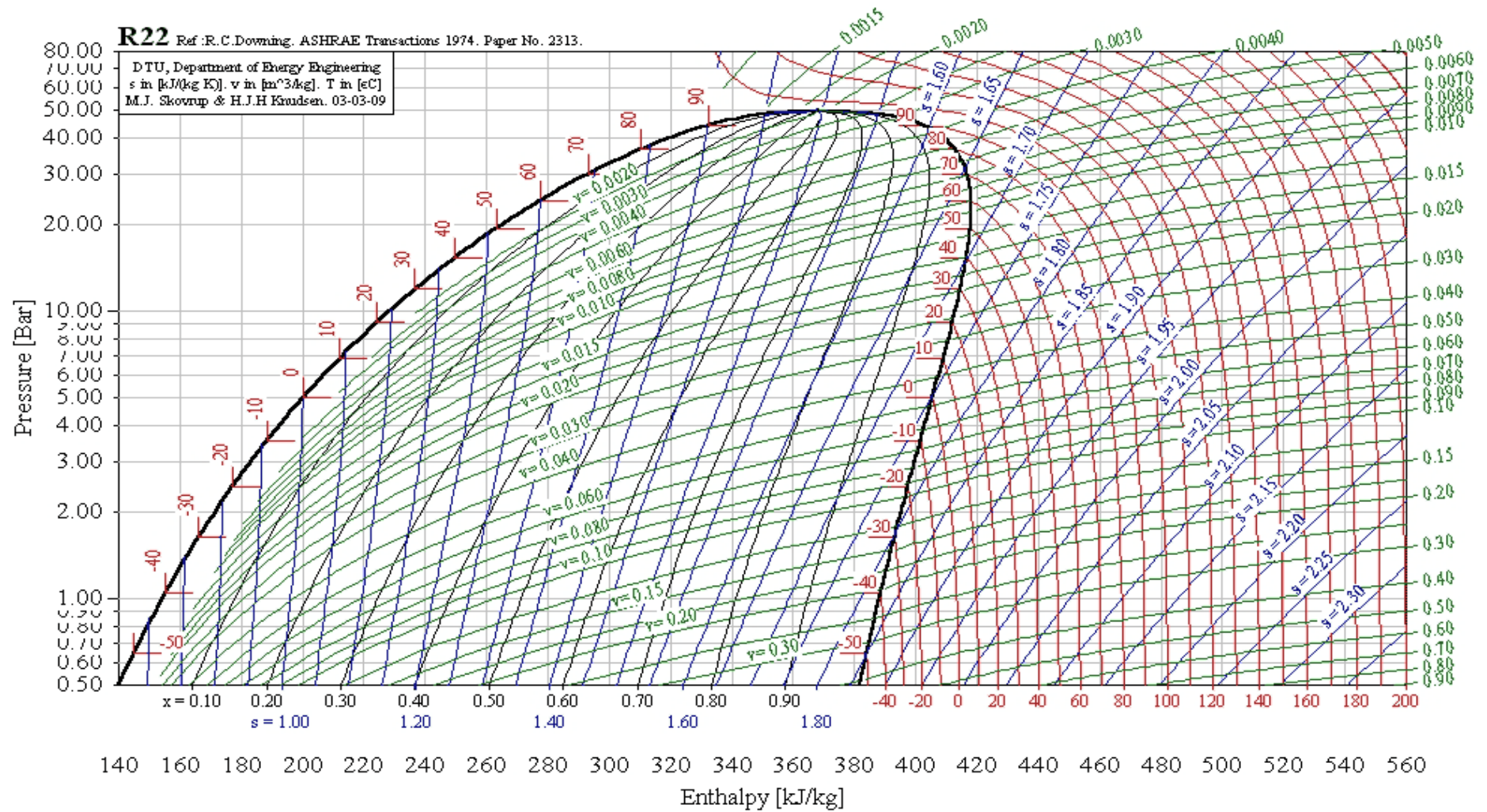
Хоча аміак можна використовувати у випарниках з повітряним охолодженням і рідинних охолоджувачах, він найбільш часто використовується в охолоджувачах занурення. У таких застосуваннях експлуатується відносно висока теплопровідність аміаку і подальше збільшення інтенсивності теплопередачі. Крім того, завдяки високому

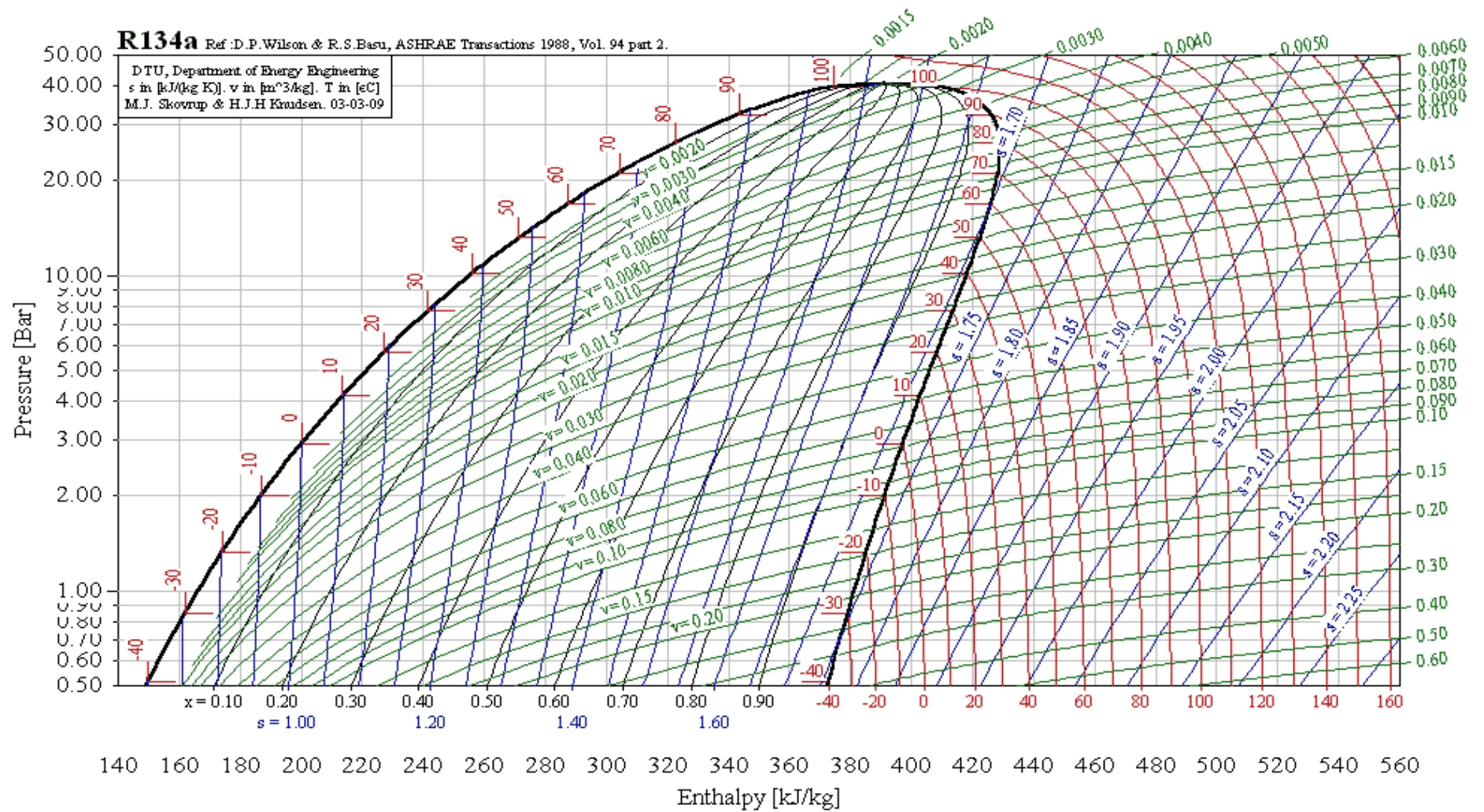
значенню прихованої теплоти, поряд з низькою щільністю рідини, це ідеальний холодоагент для систем з рециркуляцією рідини.

Завдяки нижчому робочому об'єму компресора *R-717* (0,1 м/хв) можна використовувати його в ротаційних, відцентрових компресорах і компресорах відкритого типу. Конденсатори з аміаком зазвичай охолоджуються водою або парою. Але з ротаційним компресором і зниженням температури нагнітання в результаті, конденсатор з повітряним охолодженням - також доречний вибір для деяких застосувань аміаку.

Аміак не змішується з маслом і, отже, не буде розчиняти його в картері компресора. Необхідно використовувати масловіддільник в нагнітальному трубопроводі всіх систем з аміаком і створити умови для видалення масла з випарника. Хоча чистий аміак некоррозійний по відношенню до всіх металів холодильних систем, він небезпечний для кольорових металів, наприклад міді і латуні, при поглинанні вологи. Отже, не можна використовувати дані метали або інші мідні сплави в системах з *R-717*.

Аміак доступний і найбільш дешевий з холодоагентів. Завдяки цим двом факторам, поряд з хімічною стабільністю, розчинністю в воді і незмішуваності з маслом, аміак - ідеальний холодоагент для великих систем. Як видно з опису холодоагентів і таблиці 2.1, найбільш енергетично обґрунтованим холодоагентом є *R717*.

Рис. 2.2. P - h діаграма холодоагента R22.

Рис. 2.3. P - h діаграма холодоагента R134a.

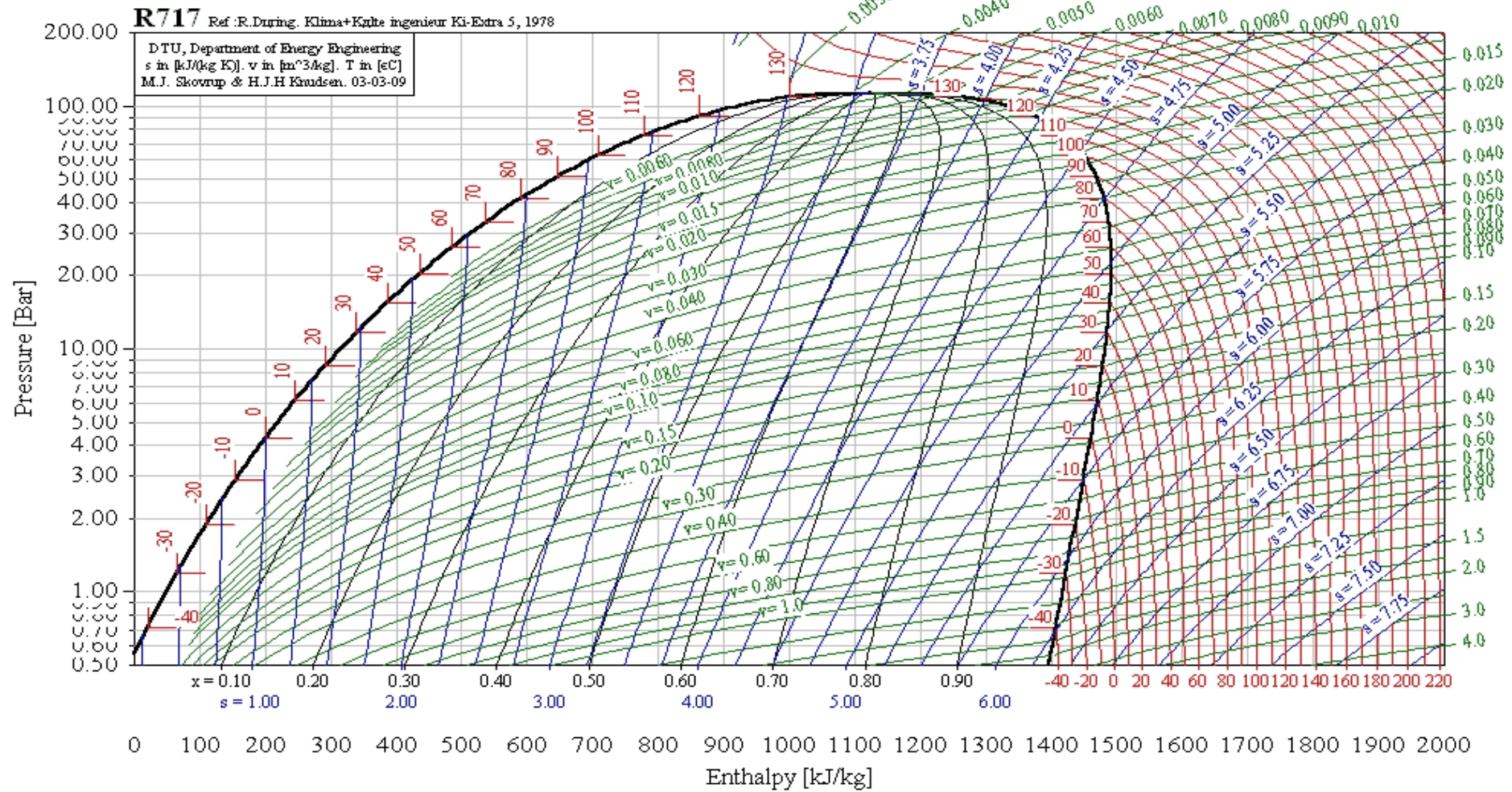


Рис. 2.4. P - h діаграма холодоагента R717.

РОЗДІЛ 3

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ БАЛАНС БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І АЛГОРИТМ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ТА КОМПРЕСОРА ТЕПЛОВОГО НАСОСА

3.1. Енергетичний баланс біогазової установки

Ефективне виробництво енергії на біогазовій установці, згідно [3,4], можливо лише в разі, коли сумарна енергія отриманого біогазу буде значно перевищувати витрати енергії на його виробництво, тобто має виконуватися умова:

$$\frac{V_r \cdot \lambda}{\left(E_{CH/\eta_{el}} + Q_{CH/\eta_T} \right) \cdot 3600} \gg 1,$$

де V_r – загальна кількість отриманого біогазу, м³/доб.;

λ – теплотворна здатність біогазу, кДж/м³;

E_{CH} – витрата електроенергії на власні потреби установки, кВт·год;

$\eta_{эл}$ – ККД перетворення енергії біогазу в електроенергію;

Q_{CH} – витрата теплової енергії на власні потреби установки, кВт·год;

η_T – ККД перетворення енергії біогазу в теплову енергію [3].

Кількість товарного (невикористаного на власні потреби установки) біогазу [м³/доб.] Може бути представлено як

$$V_T = V_r - \frac{E_{CH/\eta_{el}} + Q_{CH/\eta_T}}{\lambda} \cdot 3600,$$

Витрата теплової енергії на власні потреби установки дорівнює:

$$Q_{CH} = Q_H + Q_K - Q_P,$$

де Q_H – витрата енергії на попередній нагрів субстрату до температури бродіння, кВт·год;

Q_K – добова витрата енергії на компенсацію тепловтрат від огорожувальних конструкцій і трубопроводів, кВт·год;

Q_p – кількість рекуперованої енергії, кВт·год [7; 8].

Витрата тепла на попередній нагрів субстрату [кВт·год] визначається як:

$$Q_H = \frac{C_H \cdot \rho_H \cdot V_H \cdot (T_H - T_1) \cdot n}{24 \cdot 3600},$$

де C_H – теплоємність субстрату, кДж/(кг·°C);

ρ_H – густина субстрату, кг/м³;

V_H – добова доза завантаження, м³/доб;

T_H – кінцева температура нагріву субстрату, °C;

T_1 – вихідна температура субстрату, °C;

n – число годин роботи теплового насоса в добу, год/доб [3; 9].

Середньодобова витрата тепла [кВт·год], необхідна для компенсації тепловтрат через огорожувальні поверхні біореактора при середньорічній температурі зовнішнього повітря:

$$Q_K = k \cdot F \cdot (T_H - T_B) \cdot 10^{-3} \cdot 24,$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·K;

F – площа огорожувальних поверхонь біореактора, м²;

T_H – температура субстрату в біореакторі, °C;

T_B – температура зовнішнього повітря, °C [3; 7].

Максимальна добова кількість низькопотенційної теплоти ефлюента:

$$Q_{eff}^{max} = \frac{C_H \cdot \rho_H \cdot V_H \cdot (T_H - T_{OX_{min}}) \cdot 10^{-3}}{24 \cdot 3600},$$

де $T_{OX_{min}}$ – температура ефлюента в відстійнику, необхідна для припинення залишкового газовиділення, °C.

Середньодобова кількість рекуперованого тепла:

$$0 \leq Q_p \leq Q_{eff}^{max} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right) \cdot n,$$

де ε – коефіцієнт перетворення теплового насоса з урахуванням ізоентропічного і механічного ККД компресора теплового насоса.

На рисунках 3.1-3.2 показані зміни протягом року складових власних потреб біогазової установки для умов Кіровоградської області.

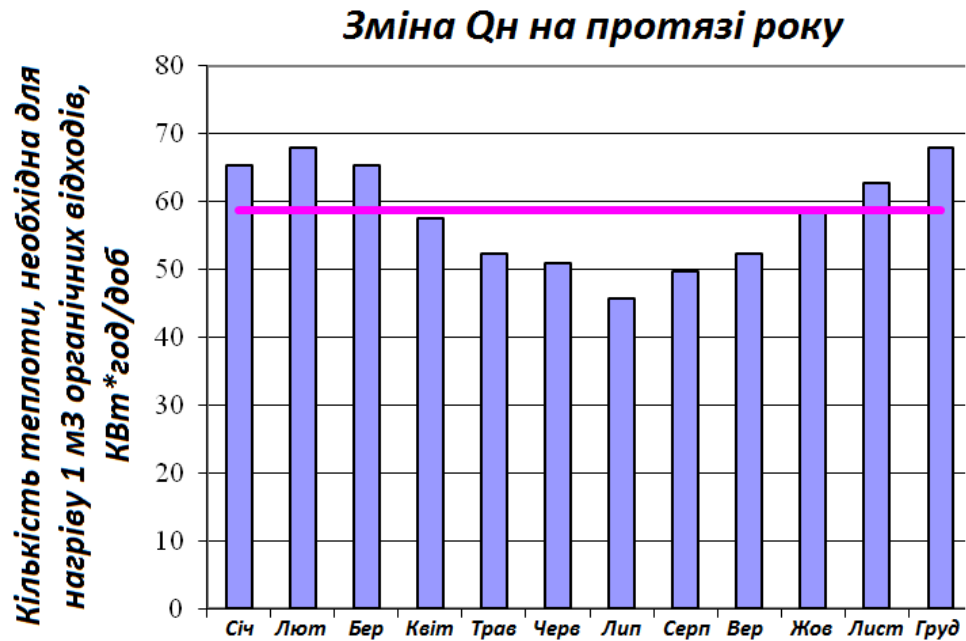


Рис. 3.1. Зміна кількості теплоти, необхідної на нагрів добової дози завантаження, що дорівнює 1 м³ органічних відходів, протягом року

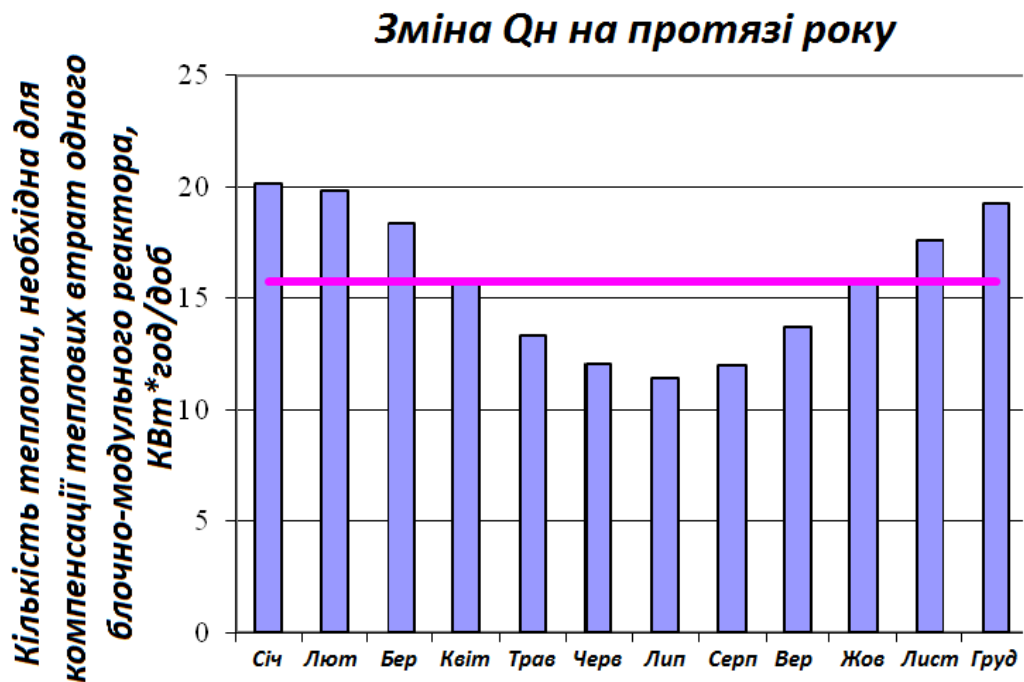


Рис. 3.2. Зміна кількості теплоти, необхідної для компенсації теплових втрат від огорожувальних конструкцій і трубопроводів протягом року

3.2. Математична модель та алгоритм вибору параметрів теплообмінних апаратів

Метою моделювання параметрів теплообмінних апаратів і компресора теплового насоса системи теплопостачання біогазових установок є оцінка параметрів і умов роботи теплообмінників і компресора відносно різних температурних режимів роботи біогазової установки, добовими дозами завантаження і фізичними властивостями оброблюваного субстрату і холодоагенту.

Основні розрахункові залежності:

$$\begin{aligned} N_K &= f(\text{параметрів}), \\ F_{TO_БП} &= f(\text{параметрів}), \\ F_{TO_ОТС} &= f(\text{параметрів}). \end{aligned}$$

Перша основна розрахункова залежність в такому випадку буде виглядати як:

$$N_K = f(\text{влас.холодоагента}; V_H; t_H; G_{БП}; G_{Ц1}; G_{Ц2}; \text{тип} TO; \text{влас.субстрата}),$$

де N_K – потужність компресора, кВт;

влас.холодоагента – фізичні властивості холодоагенту, що включають в себе теплоємність, в'язкість, критичні температура і тиск;

V_H – добова доза завантаження біореакторів, м³/доб;

t_H – температура анаеробного процесу;

V_p – об'єм реактора, м³;

$G_{БП}$ – подача насоса завантаження, м³/год;

$G_{Ц1}; G_{Ц2}$ – подача насосів циркуляції теплоносія, м³/год;

тип TO – типи теплообмінних апаратів в баку попереднього нагріву і відстійнику ефлюента;

влас.субстрата – фізичні властивості субстрату, що включають в себе теплоємність, в'язкість і щільність [11; 13].

$$V_H = f(t_H; V_p),$$

$$\text{влас.субстрата} = f(\text{вологість_субстрата}),$$

$$G_{\text{БП}} = f(V_H),$$

$$G_{\text{Ц1}} = f(d_1; Q_H; t_H),$$

$$G_{\text{Ц1}} = f(d_2; Q_O; t_H),$$

при $W_{\text{опт}}$ – оптимальній швидкості в трубопроводі рівній 1 м/с;

где d_1 – діаметр трубопроводу до теплообмінника бака попереднього нагріву, м;

Q_H – витрата енергії на попередній нагрів субстрату до температури бродіння, Вт;

d_2 – діаметр трубопроводу до теплообмінника відстійника ефлюента, м;

Q_O – витрата енергії, що відбирається від ефлюента, Вт.

Друга основна розрахункова залежність в такому випадку буде виглядати як:

$$F_{\text{ТО-БП}} = \frac{Q_H}{k_{\text{ТО-БП}} \cdot \Delta t_1},$$

где $F_{\text{ТО-БП}}$ – площа теплообмінника бака попереднього нагріву, м²;

$k_{\text{ТО-БП}}$ – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника бака попереднього нагріву, Вт/м²К;

Δt_1 – середній температурний напір через стінку теплообмінника бака попереднього нагріву, °С:

$$Q_H = f(V_H; t_H; t_1),$$

де t_1 – температура вихідного субстрату, °С.

$$\Delta t_1 = f(t_H).$$

$$k_{\text{ТО-БП}} = f(G_{\text{БП}}; G_{\text{Ц1}}; \text{тип ТО}; \text{влас. субстрата}).$$

Третя основна розрахункова залежність в такому випадку буде виглядати як:

$$F_{\text{ТО-ОТС}} = \frac{Q_O}{k_{\text{ТО-БП}} \cdot \Delta t_2}.$$

де $F_{\text{ТО-ОТС}}$ – площа теплообмінника відстійника ефлюента, м²;

$k_{TO_БП}$ – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника відстійника ефлюента, Вт/м²К;

Δt_2 – середній температурний напір через стінку теплообмінника відстійника ефлюента, °С.

$$Q_o = f(V_H; t_H; t_{ox}).$$

где t_{ox} – температура, необхідна для припинення залишкового газовиділення, °С.

$$\Delta t_2 = f(t_H).$$

$$k_{TO_отс} = f(G_{ц2}; \text{мин} TO; \text{влас.субстрата}).$$

З теплового балансу:

$$Q_o = Q_H + Q_{\text{втр1}} + Q_{\text{втр2}} + Q_K,$$

де $Q_{\text{втр}}$ – втрати теплоти від трубопроводів в навколишнє середовище, Вт;

Q_K – теплота, яка використовується для компенсації тепловтрат в навколишнє середовище від огорожувальних поверхонь біореактора, Вт.

Оскільки в запропонованій схемі для зменшення експлуатаційних витрат на виробництво обраний тип теплообмінного апарату для бака попереднього нагріву і відстійника відповідний типу теплообмінного апарату в блочно-модульному реакторі - коаксіальний теплообмінник.

При цьому функції, залежні від типу теплообмінників приймуть такий вигляд:

$$N_K = f(\text{влас.холодоагента}; V_H; t_H; G_{БП}; G_{ц1}; G_{ц2}; \text{влас.субстрата}),$$

$$k_{TO_БП} = f(G_{БП}; G_{ц1}; \text{влас.субстрата}),$$

$$k_{TO_отс} = f(G_{ц2}; \text{влас.субстрата}).$$

Основні розрахункові залежності і їх аргументи схематично представлені на рисунку 3.3.

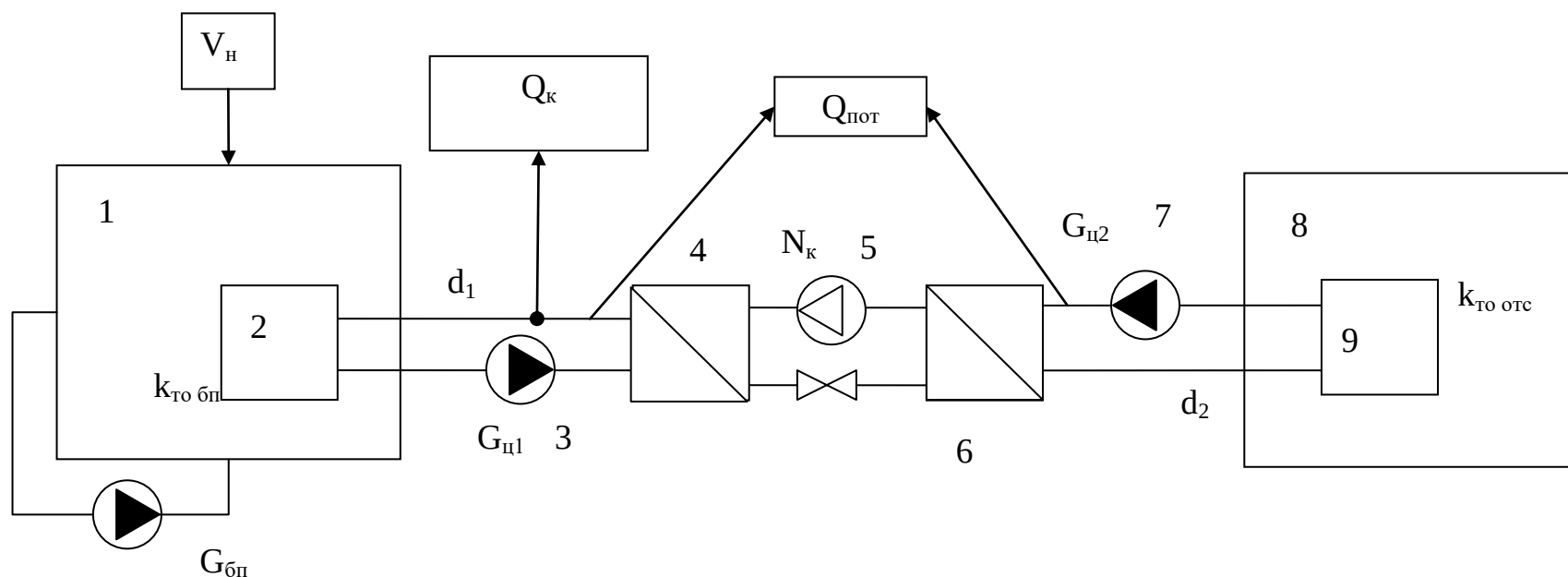


Рис. 3.3. Блок-схема основних розрахункових залежностей системи теплопостачання з рекуперацією відкидної теплоти ефлюента біогазової установки блочно-модульного типу.

1 – бак попереднього нагріву; 2 – теплообмінник в баку попереднього нагріву; 3 – насос циркуляції гріючого теплоносія; 4 – конденсатор теплового насоса; 5 – компресор теплового насоса; 6 – випарник теплового насоса; 7 – насос охолоджуючого теплоносія; 8 – відстійник ефлюента; 9 – теплообмінник в відстійнику ефлюента.

3.2.1. Потoki i коефіцієнти переносу

Вирази, які використовуються в макрокінетичних моделях для опису локальних потоків тепла q , ґрунтуються на припущенні про адитивності вкладів різних механізмів в процеси переносу. Транспортні феноменологічні рівняння включають молекулярний перенос в формі законів Фур'є і конвективний перенос, величина якого в кожній точці середовища пропорційна локальній швидкості руху середовища як цілого:

$$q(r,t) = -\lambda \cdot \text{grad}T + c_p \cdot \rho \cdot \vec{v} \cdot T$$

де r – радіус-вектор даної точки;

t – час, с;

c_p – теплоємність, кДж/кг·К;

λ – теплопровідність, Вт/м·К;

ρ – густина, кг/м³;

T – температура, К.

Інтегруючи рівняння по поверхні, можна обчислити повні потоки тепла Q , що переносяться через дану поверхню. Для вирішення завдання необхідно знати гідродинамічну структуру, тобто поле швидкостей середовища (r, t) .

3.2.2. Внутрішня і зовнішня задачі

Визначення поля швидкостей середовища $\vec{v}(r, t)$ в багатьох важливих випадках наштовхується на непереборні труднощі внаслідок багатьох причин: складної геометрії системи, нестійкого характеру течії. При теоретичному аналізі структури потоків в макрокінетичних моделях, що описують транспортні явища за участю твердих тіл і флюїдів, можна виділити дві принципово різні задачі:

- внутрішня задача; типовий приклад - потік флюїду в трубі, коли між довжиною труби L і діаметром d має місце співвідношення $L/d \gg 1$;

- зовнішня задача; типовий приклад - обтікання флюїдом твердого тіла, характерний розмір якого d значно поступається характерному розміру області набігаючого потоку.

Відмінність двох задач має геометричну природу:

- У внутрішній задачі природний характерний масштаб системи - це діаметр труби, тобто розмір області течії обмежений.
- У зовнішній задачі природний характерний масштаб системи - це розмір тіла, а розмір області течії необмежений.

Різниця в геометрії обумовлює відмінність в характері течій.

У внутрішній задачі реально існують два режими течії, між якими є різка межа. Ламінарний режим течії, коли існує аналітичне рішення і поле швидкостей в трубі підпорядковується відомому закону Пуазейля. Турбулентний режим, коли область течії можна розбити на дві характерні ідобласті - тонкий шар, що прилягає до поверхні твердого тіла, всередині якого відбувається основна зміна швидкості течії, і ядро потоку, всередині якого швидкість залишається майже незмінною. Зміна одного режиму течії іншим при зміні параметрів течії відбувається практично стрибкоподібно (це явище отримало назву криза течії).

У зовнішній задачі теж говорять про ламінарний і турбулентний режими течії, але в цьому випадку мова йде про поняття, що використовуються при теоретичній інтерпретації асимптотичної поведінки математичного опису течії в області малих і великих значень числа Рейнольдса (про число Рейнольдса мова піде нижче). Звичайно, поділ гідродинамічних задач на зовнішні і внутрішні певною мірою умовний і не відображає все різноманіття явищ, що зустрічаються в технологічній практиці. Наприклад, поведінка протікаючого всередині труби потоку флюїду на початковій ділянці труби більше схоже на поведінку потоку, що набігає на тверду пластину. Тільки, коли потік пройде в трубі відстань в декілька калібрів (діаметрів), встановиться режим течії, що розглядається у внутрішній задачі. Часто доводиться мати справу з задачами, коли структура потоку обумовлена неоднорідною геометрією середовища. У цих явищах присутні риси як зовнішньої (обтікання потоком флюїду елемента пористого середовища, частинки каталізатора, бульбашки газу), так і внутрішньої задач

(фільтрація в елементарній порі, між частинками каталізатора або між газовими бульбашками). Ці задачі відрізняє виміреність характерних розмірів твердого тіла (частки сорбенту, зерна каталізатора) або газового включення (бульбашки, пори) і області течії, яка надає безпосередній вплив на процеси перенесення між флюїдом і твердою часткою або між рідиною і бульбашкою газу. Саме в цьому одна з причин труднощів при теоретичному аналізі багатьох практично важливих систем. Інша причина полягає в переході на макроскопічний рівень опису, тобто у виборі масштабу усереднення закономірностей течії, отриманих при аналізі проблеми на масштабі окремої бульбашки, елементарної пори, частинки каталізатора. Нарешті, характеристики даної системи у багатьох практично важливих випадках відчують флуктуації, величина яких порівнянна з усередненою величиною. Як приклад поглянемо на структуру газового потоку і потоку зважених часток в псевдозрідженому шарі, структуру потоків газу і рідини в барботажному шарі. Звичайно, сучасні обчислювальні комплекси і просунуті методи вирішення рівнянь відсувають кордон можливостей кількісного аналізу в сторону все більш складних геометрій і характеру течії середовища, але важливі проблем залишаються тими ж самими.

3.2.3. Основні залежності для розрахунку теплообмінних апаратів в технологіях анаеробного зброджування

Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів заснований на спільному рішенні рівнянь теплового балансу і теплопередачі. З рівняння теплового балансу визначається кількість теплоти, що витрачається на тепловий процес, а також витрата теплоносіїв. Рівняння теплопередачі дозволяє визначити необхідну площу поверхні теплообміну.

Для теплообмінних апаратів рекуперативного типу безперервної дії рівняння теплового балансу в загальному випадку можна уявити так:

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q$$

Кількість тепла, що витрачається на тепловий процес залежить від технологічних умов його протікання. Тому для процесу, в ході якого агрегатний стан теплоносіїв не змінюється, розрахункові рівняння приймають такий вигляд:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1'' - t_1')$$

де Q_1 – кількість тепла віддана гарячим теплоносієм, Дж;

$$Q_2 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')$$

Q_2 – кількість теплоти сприйнята холодним теплоносієм, Дж;

ΔQ – втрати тепла в навколишнє середовище, Дж;

G_1, G_2 – масові витрати гарячого і холодного теплоносіїв за одиницю часу, кг/с;

c_{p1}, c_{p2} – теплоємності теплоносіїв, Дж/кг·К;

t_1', t_1'' – температури гарячого теплоносія на вході і виході з теплообмінника, К;

t_2', t_2'' – температури холодного теплоносія на вході і виході з теплообмінника, К [1; 33].

Для визначення кількості тепла, що витрачається на тепловий процес, необхідно мати дані про теплоємність (c_p) субстрата.

Потрібна для теплового процесу поверхня теплообміну визначається з рівняння теплопередачі, яке в загальному вигляді виражається наступним чином:

$$Q_{пол} = K \cdot F \cdot \Delta \bar{t} \cdot \tau$$

де $Q_{пол}$ – корисна кількість теплоти, передана від одного теплоносія до іншого через поверхню теплообміну, Дж;

K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К;

F – площа поверхні теплообміну, м²;

$\Delta \bar{t}$ – середній температурний напір, К;

τ – тривалість процесу, с [33; 39].

При виведенні розрахункових формул теплопередачі приймалося, що в даному перетині теплообмінного апарату температура теплоносія постійна, що справедливо тільки при кипінні рідини або конденсації пари. У разі, коли агрегатний стан теплоносіїв не змінюється, змінюється температурний напір між теплоносіями по всій поверхні теплообміну. У цих випадках рівняння теплопередачі може бути застосовано лише в диференціальній формі до елементу поверхні dF :

$$dQ = K_i \cdot dF \cdot \Delta t_i \cdot \tau$$

Загальна кількість тепла, передана через всю поверхню, визначається інтегралом цього виразу:

$$Q = \int_0^F K_i \cdot \Delta t_i dF = K \cdot F \cdot \Delta t \cdot \tau$$

де Δt – середнє значення температурного напору по всій поверхні теплообміну, К;

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулами:

- для плоскої стінки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} + R'_{загр} + R''_{загр}}$$

- для циліндричної стінки:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_c} + \frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{d_n}{d_e} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} + R'_{загр} + R''_{загр}}$$

де α_1, α_2 – коефіцієнт тепловіддачі на внутрішній і зовнішній сторонах стінки, Вт/(м² К);

δ_c – товщина стінки, м;

λ_c – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/м·К;

d_n, d_{cp}, d_e – зовнішній, середній і внутрішній діаметри циліндричної стінки, м;

$R'_{загр}, R''_{загр}$ – термічні опори, що враховують забруднення по обидва боки стінки (пригорання частинок гною, накип і т.д., (м²·К/Вт).

$R'_{загр} + R''_{загр}$ - визначається за формулою:

$$R'_{загр} + R''_{загр} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}$$

де: δ_1, δ_2 – передбачувані товщини шарів забруднення, м;

λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності шарів забруднення, Вт/м·К.

При розрахунку коефіцієнта теплопередачі найбільшу складність представляє визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_1, α_2 , величина яких залежить від гідродинамічних факторів (швидкості, характеру руху теплоносіїв), фізичних факторів (в'язкості, щільності, теплоємності і теплопровідності), а також геометричних параметрів поверхні теплообміну. Тому для їх визначення зазвичай застосовують теорію подібності. Додаток принципу подібності стосовно процесу теплопередачі, дозволяє встановити залежність між критеріями подібності.

У загальному вигляді критеріальна залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі має вигляд:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Критерій Нуссельта характеризує інтенсивність теплообміну між теплоносієм і стінкою:

$$Nu = \alpha \cdot d / \lambda$$

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху теплоносія (відношення сил інерції до сили тертя в потоці):

$$Re = (w d \rho) / \mu$$

Критерій Прандтля характеризує фізичні властивості теплоносіїв:

$$Pr = (\mu \cdot c_p) / \lambda$$

У наведені вище критерії входять наступні величини:

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

d – визначаючий розмір, м;

w – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

μ – динамічна в'язкість, Па·с;

c_p – питома теплоємність, Дж/(кг·К) [9; 13].

Так як значення коефіцієнта тепловіддачі α визначається з виразу $Nu = \alpha \cdot d / \lambda$, то його розрахунок зводиться в основному до визначення критерію Nu залежно від критеріїв Re та Pr .

Таким чином, для розрахунку теплотехнічного обладнання системи тепlopостачання біогазової установки необхідно знати теплофізичні властивості води і гною (λ, ρ, c_p, μ), що входять в критерії подібності, а також провести експериментальні дослідження по встановленню коефіцієнтів критеріальних залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі.

Алгоритм визначення оптимальних параметрів теплообмінних апаратів і компресора теплового насоса.

1) Введення вихідних даних, що включають в себе наступні значення:

$V_n; n_p; t_n; t_1; t_{ox}; t_{окр}; \tau_k.$

2) Підбір $V_{\text{бн}}$ та $V_{\text{отс}}$ за такими залежностями:

$$V_{\text{бн}} = 1,3 \cdot V_n \cdot n_p,$$

де 1,3 – коефіцієнт взятий з умови тривалості гідролізу (12-24 години) і часу попередньої обробки добової дози завантаження (час роботи компресора теплового насоса), прийнятого 24 год/доб.

$$V_{\text{отс}} = 1,5 \cdot V_n \cdot n_p.$$

3) Розрахунок Q_n , $Q_{\text{отс}}$ та Q_k .

4) Розрахунок $G_{\text{ц1}}$ та $G_{\text{ц2}}$.

5) Вибір d_1 и d_2 при $W_{\text{отс}}=1$ м/с.

6) Розрахунок $F_{\text{то бн}}$ при умові $(d;h)_{\text{то_бн}} \angle (d;h)_{\text{бн}}$.

7) Розрахунок $Q_{\text{см1}}$.

8) Розрахунок $F_{\text{то отс}}$ при умові $(d;h)_{\text{то_отс}} \angle (d;h)_{\text{бн}}$.

9) Розрахунок навантажень на випарник і конденсатор з теплового балансу:

$$Q_{исп} = Q_0 + Q_{втр2},$$

$$Q_{исп} = Q_{кон} - N_K,$$

$$Q_{кон} = Q_H + Q_{ном1} + Q_K = N_K + Q_0 + Q_{ном2}.$$

9) Перевіряємо d_1 и d_2 .

В результаті теоретичних досліджень визначено енергетичний баланс біогазової установки з рекуперацією теплоти еффлюента за допомогою компресійного теплового насоса, згідно з яким теплота, що витрачається на власні потреби установки, повністю компенсується за рахунок рекуперованої теплоти з отриманням додаткової товарної теплової енергії.

В результаті теоретичних досліджень на основі теорії теплообміну отримані формули для визначення параметрів вузлів системи тепlopостачання біогазової установки з застосуванням теплового насоса в якості засобу рекуперації. На підставі отриманих формул розроблено алгоритм і методику визначення параметрів вузлів системи тепlopостачання біогазової установки з компресійним тепловим насосом в якості засобу рекуперації.

В результаті порівняння властивостей різних холодоагентів був обраний найбільш енергетично обгрунтований для застосування в запропонованій системі тепlopостачання біогазової установки холодоагент - *R717*.

РОЗДІЛ 4

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПКТН В СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

4.1. Методика розрахунку системи теплопостачання анаеробних реакторів із застосуванням парокомпресійного теплового насоса

Основним завданням даної методики є визначення параметрів вузлів системи теплопостачання біогазової установки з рекуперацією теплоти еффлюента компресійним тепловим насосом за вихідними даними, отриманими в результаті обробки досліджень.

Вихідними даними є:

- добова доза завантаження біореактора, м³/доб;
- об'єм біореактора, м³;
- температурний режим роботи біореактора, °С;
- температура вихідного субстрату, °С;
- середньорічна температура зовнішнього повітря, °С;
- час роботи теплового насоса, год;
- застосовуваний холодоагент і його фізичні властивості;
- фізичні властивості субстрату.

Згідно з математичною моделлю, наведеною в главі 2, підбираються об'єми бака попереднього нагріву і відстійника.

Згідно тепловому балансу, наведеного в главі 2, визначаються кількості теплоти, необхідні для нагріву добової дози і компенсації тепловтрат в навколишнє середовище, а також теплота, що відбирається від еффлюента.

Далі визначається подача насосів циркуляції за формулами:

$$G_{ц1} = \frac{Q_H + Q_{емп1}}{c_p \cdot \Delta t_1},$$

$$G_{ц2} = \frac{Q_H + Q_{емп2}}{c_p \cdot \Delta t_2}.$$

У першому наближенні вважаємо, що втрати теплоти в навколишнє середовище рівні 0. По подачі насосів визначаємо оптимальний діаметр трубопроводів і розраховуємо тепловтрати в навколишнє середовище. Потім, підставляючи отримані значення тепловтрат в формули для визначення подачі насосів, отримуємо уточнені витрати в трубопроводах і їх діаметри. Ітерації виробляються до значень $\Delta_1 < 3\%$ и $\Delta_2 < 3\%$, де

$$\Delta_1 = \frac{Q'_{\text{втр1}} - Q_{\text{втр1}}}{Q'_{\text{втр1}}},$$

$$\Delta_2 = \frac{Q'_{\text{втр2}} - Q_{\text{втр2}}}{Q'_{\text{втр2}}}.$$

Далі проводиться розрахунок площі теплообмінного апарату в баку попереднього нагріву і відстійнику за умови того, що лінійні розміри теплообмінників будуть менше лінійних розмірів бака попереднього нагріву і відстійника.

З теплового балансу визначається теплове навантаження на конденсатор і випарник теплового насоса.

Визначається мінімальна потужність компресора з формули:

$$N_K = Q_{\text{кон}} - Q_{\text{II}}.$$

Визначається коефіцієнт перетворення теплового насоса при його мінімальній потужності:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{кон}}}{N_K}.$$

На рисунку 4.1 представлена блок-схема визначення коефіцієнтів теплопередачі вузлів системи тепlopостачання біогазової установки блочно-модульного типу.

У таблиці 3.1 наведено приклад розрахунку системи тепlopостачання біогазової установки блочно-модульного типу для ферми на 400 голів ВРХ за даною методикою.

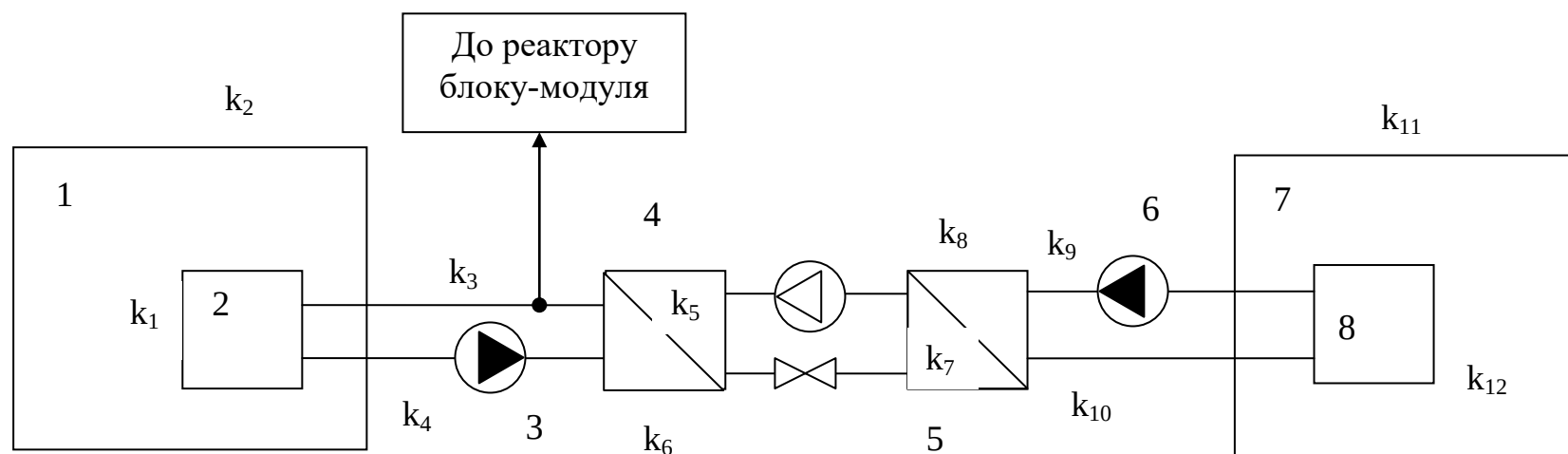


Рис. 4.1. Блок-схема визначення коефіцієнтів переносу теплоти в системі тепlopостачання з рекуперацією відкидної теплоти ефлюента біогазової установки блочно-модульного типу.

1 – бак попереднього нагріву; 2 – теплообмінник в баці попереднього нагріву; 3 – насос циркуляції гріючого теплоносія; 4 – конденсатор теплового насоса; 5 – випарник теплового насоса; 6 – насос циркуляції охолоджуючого теплоносія; 7 – відстійник ефлюента; 8 – теплообмінник в відстійнику ефлюента.

Таблиця 4.1. Розрахунок системи тепlopостачання біогазової установки

Параметр	Одиниці виміру	Значення
Добова доза завантаження біореактора, V_n	м ³ /доб.	25
Температурний режим, t_n	°C	55
Температура вихідного субстрату, t_1	°C	10*
Температура, необхідна для припинення остаточно газовиділення, t_{ox}	°C	7
Температура навколишнього середовища, $t_{окр}$	°C	4,1*
Час роботи теплового насоса за добу, τ_k	год	24
Тип холодоагенту	-	R717
Теплоємність субстрату, c_n	кДж/кг·К	4,06
Густина субстрата, ρ_n	кг/м ³	1020
Об'єм бака попереднього нагріву, $V_{бп}$	м ³	35
Об'єм відстійника ефлюента, $V_{отс}$	м ³	35
Кількість теплоти для нагріву добової дози, Q_n	кВт·год/доб	1294,12
Максимальна кількість теплоти, що відбирається від ефлюента, Q_{eff}^{max}	кВт·год /доб	1380,4
Кількість теплоти на компенсацію тепловтрат біореакторів, Q_k	кВт·год /доб	66,46
Подача насоса циркуляції гріючого теплоносія, $G_{ц1}$	м ³ /год	2,412
Подача насоса циркуляції охолоджуючого теплоносія, $G_{ц2}$	м ³ /год	2,573
Діаметр трубопроводу гріючого теплоносія, d_1	м	0,032
Діаметр трубопроводу охолоджуючого теплоносія, d_2	м	0,032
Втрати в навколишнє середовище трубопроводу гріючого теплоносія,	кВт	6,64

Параметр	Одиниці виміру	Значення
$Q_{втр1}$		
Втрати в навколишнє середовище охолоджуючого теплоносія, $Q_{втр2}$	кВт	2,85
Теплова потужність конденсатора теплового насоса, $Q_{кон}$	кВт	75,92
Теплова потужність випарника теплового насоса, Q_u	кВт	85,43
Потужність компресора теплового насоса, N_k	кВт	14,4
Коефіцієнт перетворення теплового насоса, ϵ	-	5

4.2. Визначення економічної ефективності запропонованої системи тепlopостачання біогазових установок

Для оцінки економічної ефективності біогазових установок розроблено спеціальну методику, яка базується на порівнянні альтернативних варіантів переробки біомаси - із застосуванням традиційної та запропонованої системи тепlopостачання біогазових установок.

При розробці методики визначення економічної ефективності біоенергетичних установок поряд з використанням затверджених в даний час методик по оцінці в сільському господарстві нової техніки, винаходів, результатів НДР, ветеринарних заходів, використані методики для визначення економічної ефективності природоохоронних заходів і оцінки економічного збитку, що завдається навколишньому середовищу і, зокрема, тваринництва, птахівництва, рослинництва і людських ресурсів, техногенними забрудненнями.

Критерієм оцінки ефективності в сфері експлуатації біогазових установок є річний економічний ефект:

$$\mathcal{E} = (P_{уст} - P_{б}) P_{год} + \Delta E_{ф} + E_{б} + E_{уд}$$

де $P_{уст} - P_{б}$ - приведені витрати по новій і базовій технологічній лінії;

$P_{год}$ – річний обсяг робіт;

$\Delta E_{ф}$ – ефект від ліквідації збитків, заподіяних техногенними забрудненнями;

$E_{б}$ – ефект від отримання палива;

$E_{уд}$ – ефект від використання високоякісного добрива.

Приведені витрати по новій і базовій технології визначаються за формулами:

$$P_{уст} = C_{б} + E_{н} K_{б}$$

$$P_{б} = C_{н} + E_{н} K_{н},$$

де $C_{б}$ та $C_{н}$ - витрати на експлуатацію, грн/рік,

$K_{б}, K_{н}$ - капітальні вкладення порівнюваних варіантів, грн;

$E_{н}$ - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, що дорівнює 0,15.

За базу для порівняння була прийнята традиційна система теплопостачання біогазової установки, адаптована до технічних умов системи теплопостачання біогазової установки, що розробляється.

Технологічні схеми традиційної біогазової установки і біогазової установки з рекуперацією відкидної теплоти ефлюента наведені на рисунках 4.2-4.3.

Згідно з цим для переробки гною в кількості 25 т/добу від ферми 400 голів ВРХ має бути застосовано обладнання представлене в таблиці 4.2. Тому економічний ефект від використання біогазової установки з рекуперацією відкидної теплоти ефлюента визначаємо як різницю річних витрат на спорудження та експлуатацію традиційної та блочно-модульної біогазової установки і додаткового прибутку за рахунок збільшення виходу товарного біогазу.

Таблиця 4.2. Перелік обладнання

<i>Традиційна біогазова установка</i>	<i>Біогазова установка з рекуперацією відкидної теплоти</i>
Приймальна ємність	Ємність попереднього нагріву
Насос завантаження НЦІ-Ф-100	Насос завантаження НЦІ-Ф-100
Водогрійний котел	Водогрійний котел
Насос циркуляції теплоносія	Насос циркуляції теплоносія
Метантенк	Чотири блочно-модульних реактора
Відстійник ефлюента	Відстійник ефлюента
Насос перемішування субстрату	Насос перемішування субстрату
Газгольдер	Компресійний тепловий насос
-	Теплообмінник-охолоджувач
-	Газгольдер

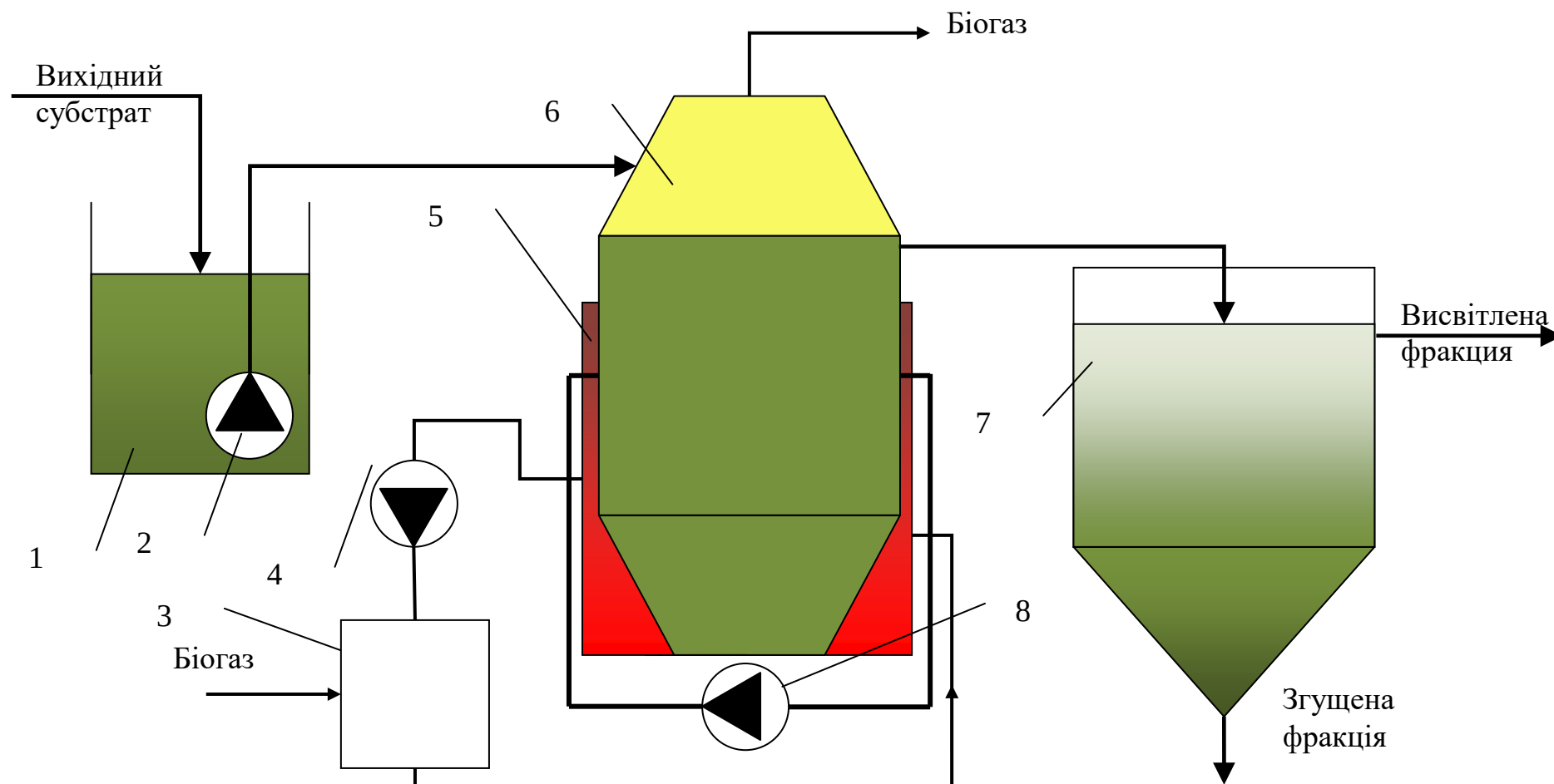


Рис. 4.2. Технологічна схема традиційної біогазової установки

1 – приймальна ємність; 2 – насос завантаження; 3 – водогрійний котел; 4 – насос циркуляції теплоносія;
5 – теплова сорочка метантенка; 6 – метантенк; 7 – відстійник ефлюента; 8 – насос перемішування субстрату.

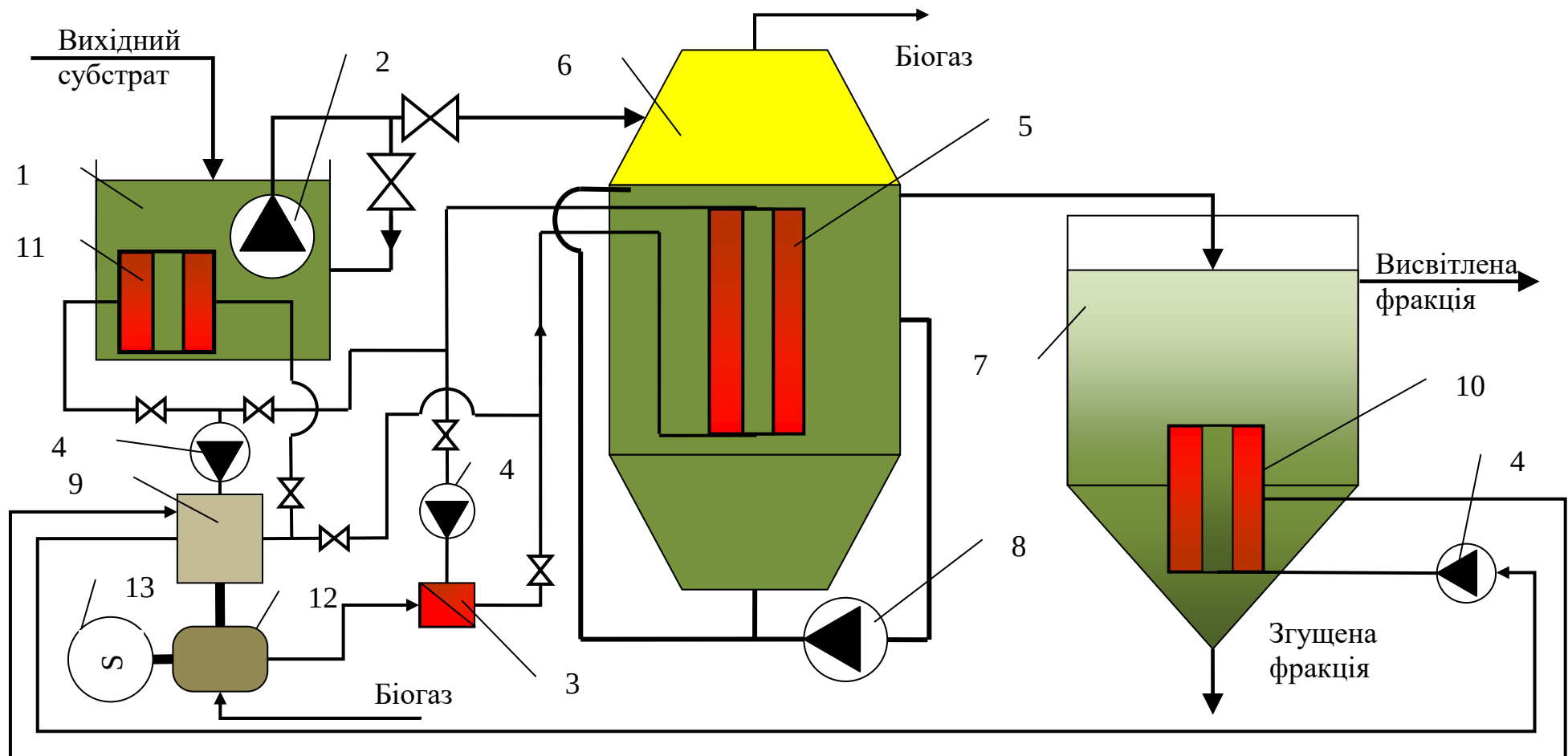


Рис. 4.3. Технологічна схема системи теплопостачання біогазової установки.

- 1 – ємність попереднього нагріву; 2 – насос завантаження; 3 – блок утилізації теплоти від ДВЗ; 4 – насос циркуляції теплоносія; 5 – теплообмінник блоку-модуля; 6 – анаеробний біореактор (4 блоки-модуля); 7 – відстійник ефлюента; 8 – насос перемішування субстрату; 9 – компресійний тепловий насос; 10 – теплообмінник-охолоджувач; 11 – теплообмінник-нагрівач; 12 – ДВЗ; 13 – електрогенератор.

Розрахунок приведених витрат.

Розрахунок техніко-економічних показників носить орієнтовний характер. Повне техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) може бути підготовлено тільки після проведення досліджень складу та властивостей відходів, розгляду геоподоснови і варіантів розміщення підприємства, визначення потреби і вартості продукції переробки та інших передпроектних робіт. Розрахунок зроблений з урахуванням багаторічного досвіду проектування, будівництва та експлуатації подібних підприємств в Україні.

Капітальні вкладення на створення біогазової установки в складі метантенків, газгольдера і пристроїв для утилізації біогазу за діючими в даний час світовими цінами складають від 500 до 1000 \$ за 1 м³ метантенка.

Вартість 1 кВт встановленої потужності теплового насоса коливається в межах 600-800 \$, приймаємо 700 \$ за 1 кВт.

Для створення з металу конструкції традиційної установки буде потрібно 3,96 млн. грн, у той час як для створення біогазової установки з рекуперацією відкидної теплоти ефлюента потрібно 4,14 млн. грн. Дана вартість включає в себе вартість насосного та теплового обладнання.

Для розрахунку загального обсягу капітальних вкладень можна скористатися відомим з досвіду проектування і будівництва вітчизняних традиційних біогазових установок співвідношенням, при якому загальний обсяг капітальних вкладень розподіляється наступним чином:

- загальнобудівельні та монтажні роботи – 27%;
- обладнання – 60%;
- проектна та технічна документація – 13%.

Експлуатаційні витрати.

Амортизаційні відрахування і поточний ремонт приймаємо 5% від вартості установки.

Річний фонд заробітної плати - 120 тис. грн /рік з розрахунку потреби в обслуговуванні установки 0,5 люд/доб., місячній зарплаті 10000 грн і ставкою накладних витрат 40%.

Розрахунок прибутку від реалізації товарної продукції.

- Ефект від отримання товарного біогазу підраховуємо за вартістю заміщеного біогазом природного газу:

$$E_6 = \frac{V_6 \cdot T_6 \cdot C_2}{T_2},$$

де V_6 – загальний вихід товарного біогазу, м³/рік;

T_6 – теплотворна здатність біогазу, 21500 кДж/м³;

T_2 – теплотворна здатність природного газу, що дорівнює 36300 кДж/м³;

C_2 – вартість 1 м³ природного газу, грн/ м³.

- Ефект від отримання високоякісних добрив.

Рідка фракція використовується на полив сільськогосподарських угідь в якості добрив або на продаж і забезпечує підвищення врожайності на 5-15%.

Ефект від запобігання забрудненню прилеглих водойм отримують за рахунок того, що в збродженому гної зміст БСК₅ становить 1,458 кг/м³, в незбродженого - 15,9 кг/м³. У ґрунтові води вимивається 1/4 внесених забруднень (для піщаних ґрунтів).

Виходячи з цього, приведена маса річного скидання забруднень у прилеглі водойми становить:

$$M = A_j \cdot (m_{\text{БПК}} - m_{\text{БПК сбр}}) \cdot Q_{\text{год}}^{1/4}$$

Ефект від запобігання забрудненню прилеглих водойм при використанні біоенергетичних установок становить:

$$E = \Delta_6 \cdot \Delta_8 \cdot m,$$

де $A_j \cdot v$ - показник агресивності ум. т/т;

$\Delta_{\text{г}}$ - показник небезпеки забруднень водою;

$\Delta_{\text{г}}$ - умовний множник грн/т;

m - вміст БПК₅ кг/м³.

Таблиця 4.3. Зведений баланс (млн. грн.) розрахунку річного економічного ефекту

Показники	+; -	Складові витрат, млн. грн..	
		Традиційна біогазова установка	Біогазова установка з рекуперацією теплоти еффлюента
1. Капітальні вкладення:			
- загальнобудівельні та монтажні роботи	-	0,912	1,05
- обладнання	-	2,376	2,694
- проектна та технічна документація	-	0,516	0,534
2. Витрати на експлуатацію:			
- амортизаційні відрахування і поточний ремонт	-	0,198	0,2052
- фонд заробітної платні	-	0,12	0,12
3.Ефект від отримання товарного біогазу	+	0,0378	0,0528
4.Ефект від поліпшення якості рідких добрив	+	0,5112	0,1704
5.Ефект від ліквідації техногенних збитків	+	0,5088	0,5088

Річний економічний ефект розрахований з урахуванням зростання тарифів на енергоносії, а також індексації заробітної плати та амортизаційних відрахувань і зростання цін на добрива.

Розрахунок наведено в таблиці 4.4, а тенденції зростання витрат і прибутку - на рисунках 4.4 - 4.5.

Таблиця 4.4. Розрахунок економічного ефекту (тис.грн)

		2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	Середнє значення*
<i>Традиційна біогазова установка</i>	Витрати на енергоносії	830,46	905,19	972,20	1039,16	1106,16	1173,18	1240,14	1038,08
	Прибуток	1357,80	1601,24	1668,80	1736,37	1803,93	1871,49	1939,06	1711,24
<i>Біогазова установка з рекуперацією теплоти тепловим насосом</i>	Витрати на енергоносії	678,36	752,66	808,65	864,54	920,54	976,55	1032,44	861,96
	Прибуток	1667,98	1738,80	1809,70	1893,54	1951,51	2022,43	2093,34	1882,47

* - при збереженні цієї тенденції зростання цін і тарифів термін окупності складе 8 і 5 років для традиційної біогазової установки і біогазової установки з рекуперацією теплоти тепловим насосом відповідно.

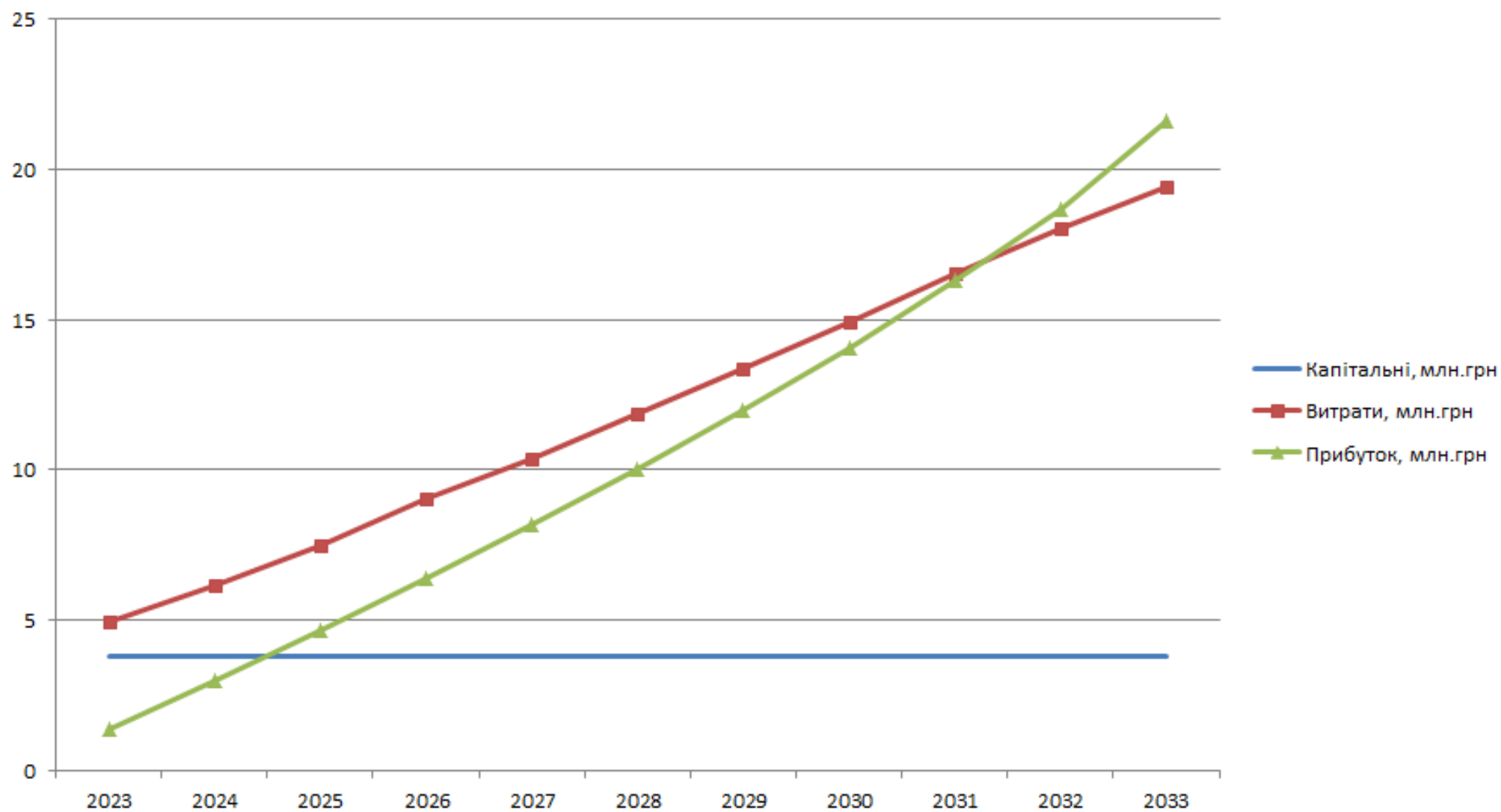


Рис. 4.4. Графік терміну окупності традиційної біогазової установки

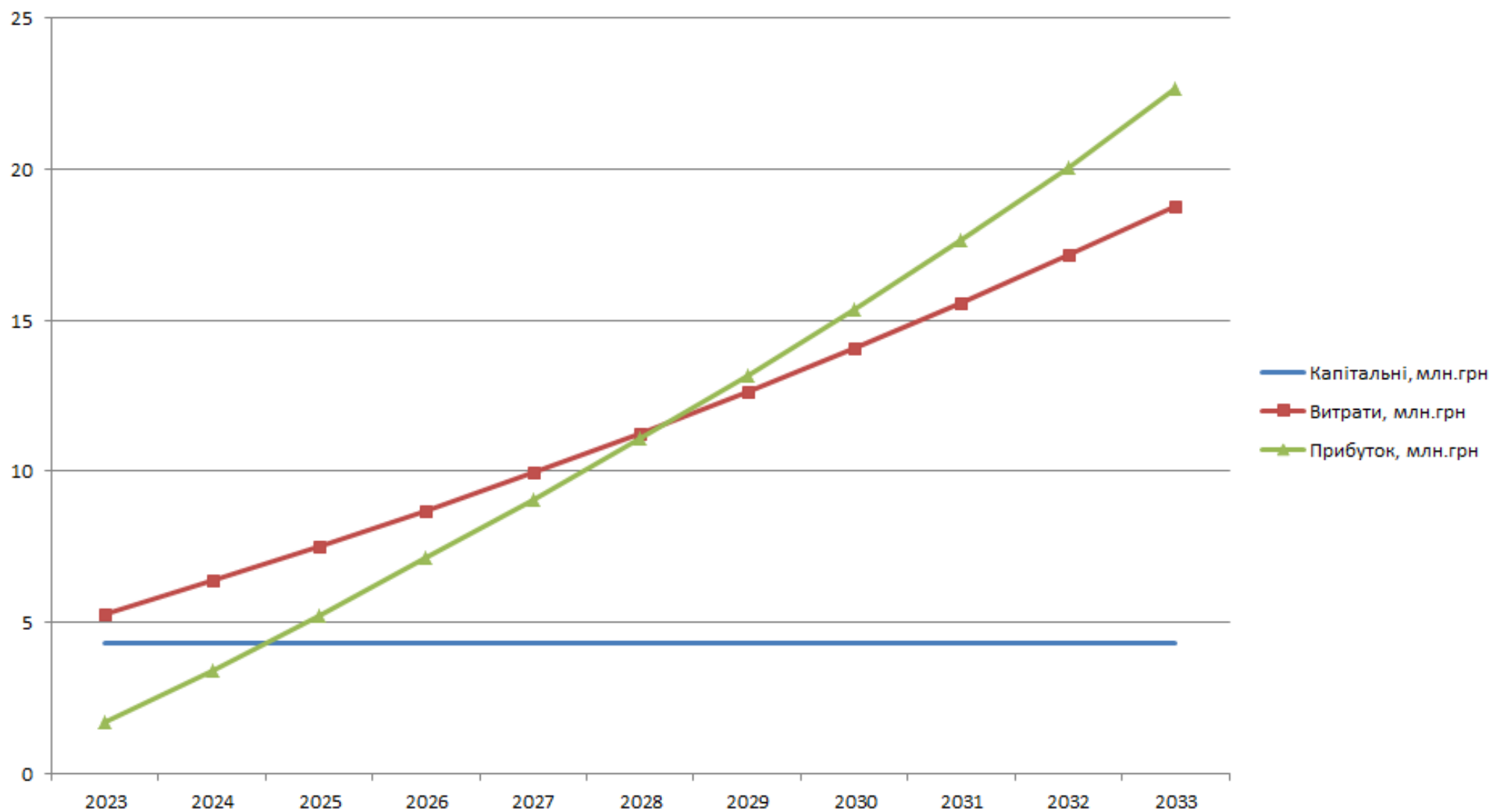


Рис. 4.5. Графік терміну окупності біогазової установки з рекуперацією теплоти

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів при роботі біогазових установок

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні, що можуть мати місце під час експлуатації, обслуговування, ремонту та монтажу устаткування.

Приміщення в яких розташовуються біогазові установки відрізняються великою кількістю небезпечних і шкідливих виробничих факторів (НіШВФ). До небезпечних фізичних виробничих факторів належать:

- рухомі машини і механізми; рухомі частини устаткування (повзуни, муфти, відкриті кривошипно-шатуні механізми); елементи, що пересуваються;

- нагріті поверхні устаткування;
- висока напруга в силовій електричній мережі й статична електрика;
- гострі кромки устаткування;
- підйомно-транспортні пристрої і переміщувані вантажі;
- можливість виникнення пожеж.

До шкідливих фізичних виробничих факторів відносять:

- підвищений рівень шуму і вібрації;
- підвищену запиленість повітря;
- підвищену температуру повітря робочої зони;
- підвищену вологість повітря;
- підвищену рухливість повітря;
- недостатню освітленість робочої зони;
- знижену контрастність;
- підвищений рівень електромагнітних полів;

- підвищений рівень інфрачервоної радіації;
- підвищений рівень інфразвукових коливань, ультразвуку

Приміщення, в яких розташовані БГУ характеризуються підвищеним рівнем шуму. Підвищене джерело шуму створюють струмені стислого повітря, насоси і компресори. Основні причини шумоутворення при роботі БГУ пов'язані з їх конструкцією: обертання ротора турбіни з лопатками, вихлоп відхідних газів, робота компресора, робота паливного насоса. Шум, що виникає в процесі роботи БГУ з одночасним вихлопом, зростає до 105 дБ, значно виходячи за межі допустимого по всьому діапазону частот, особливо у високочастотній частині спектру. Перелік лише цих причин свідчить про те, що боротьба з шумом при роботі БГУ є важким завданням і повинна включати одночасне вирішення всього комплексу питань.

5.2. Способи захисту від шуму

Нормативні вимоги до рівнів шуму наведено у таблицях 5.1, 5.2.

Таблиця 5.1 – Допустимі еквівалентні рівні звукового тиску

Робоче місце	Рівень звуку, дБ А
Приміщення конструкторських бюро, програмістів обчислювальних машин, лабораторій для теоретичних та дослідних робіт	50
Приміщення керування, робочі кімнати	60
Кабіни спостережень і дистанційного керування:	
- Без мовного зв'язку	80
- З мовним зв'язком	65
Постійні робочі місця і робочі зони у виробничих приміщеннях і на території підприємств	80

Таблиця 5.2 – Допустимі рівні звукового тиску в октанових смугах

Рівень звукового тиску, дБ									Еквівалентний рівень звуку, дБ А
Середньо геометричні частоти октанових смуг, Гц									
31,5	3	25	50	500	1000	2000	4000	8000	
86	1	1	4	9	5	2	0	8	50
93	9	0	3	8	5	2	0	9	60
96	3	4	8	3	0	7	5	4	65
103	1	3	7	3	0	8	6	4	75
107	5	7	2	8	5	3	1	9	80

Для забезпечення нормативних вимог використовують наступні заходи:

- будівельно-акустичні заходи;
- розміщення шумного обладнання в окремих приміщеннях або в окремих частинах приміщення зі спеціальним огороженням;
- заміна шумного обладнання менш шумним;
- зменшення шуму у джерелі за рахунок зміни конструкції обладнання або технології;
- зменшення шуму по шляху його розповсюдження (звукопоглинання, ізоляція джерела шуму або робочого місця, використання глушників);
- використання засобів індивідуального захисту;
- санітарно-гігієнічні заходи.

Інтенсивність шуму у виробничому приміщенні залежить не тільки від прямого, але і від відбитого звуку. Тому, якщо в цеху неможливо знизити енергію прямого звуку, то необхідно зменшити енергію звукових хвиль, що відбиваються від внутрішніх поверхонь приміщення. Для цієї мети внутрішні поверхні приміщення облицьовують звуковбирними матеріалами. При падінні звукових хвиль на такі матеріали поглинається значна частина звукової енергії. Процес поглинання звуку відбувається в результаті переходу енергії коливних часток повітря в теплоту унаслідок утрат на тертя

в порах звуковбирного матеріалу. Тому для ефективного звукопоглинання матеріал повинний мати пористу структуру, пори мають бути відкритими з боку падіння звуку і з'єднуватися між собою. В якості звуковбирних матеріалів застосовують пористі тверді плити на цементному сполученні, скловолокно, капронове і базальтове волокна, деревоволокнисті і мінераловатні плити на різних зв'язуваннях. Коефіцієнт звукопоглинання цих матеріалів на середніх частотах більше 0,2. Звуковбирні властивості пористого матеріалу залежать від товщини шару чи частоти звуку, наявності повітряного проміжку між шаром і стінкою, на якій він закріплений. Вибір конструкції і типу звуковбирного облицювання має бути зроблений на основі аналізу спектра шуму в приміщенні цеху чи ділянки і звуковбирних властивостей облицювання. Необхідно домагатися, щоб максимум коефіцієнта звукопоглинання облицювання відповідав частотам, де має місце максимальне перевищення граничного спектра шуму..

Звуковбирні облицювання ефективні для виробничих приміщень висотою приблизно до 4-6 м, тому що в приміщеннях меншої висоти основними поверхнями, що відбивають, є підлога і стеля великої площі. У таких приміщеннях облицювають стелю, тому що покриття підлоги звуковбирним матеріалом не можливе. У високих і витягнутих приміщеннях, де висота більше ширини, облицювання стін дає великий ефект. У приміщеннях кубічної форми облицювають стіни і стелю. Практика показує, що установка звуковбирних облицювань знижує шум на 6-8 дБ у зоні відбитого звуку на відстані від джерела і на 2-3 дБ поблизу джерела шуму. Розрахунки засобів захисту від шуму наведені у літературі [36].

5.3. Безпечне обслуговування біогазових установок

Під час обслуговування газотурбінного агрегату слід дотримуватись наступних правил.

Зовнішні напірні мастилопроводи, розміщені в зоні гарячих поверхонь, необхідно обладнати спеціальними щільними захисними коробами з листової сталі. Нижня частина коробів повинна мати схил для стікання мастила у збірний трубопровід, незалежний від колектора аварійного зливання і поєднаний з ємкістю аварійного зливання мастила. Під час проведення капітальних ремонтів короби слід перевіряти на щільність - заповненням їх водою.

Мастилопроводи, розміщені зовні короба, необхідно відділити від гарячих поверхонь металевими захисними екранами, а їхні фланці розмістити у спеціальних кожухах із зливом з них мастила у безпечне місце. Кожухи фланцевих з'єднань повинні охоплювати фланці, а також розміщені поруч зварні шви і ділянку труби завдовжки від 100 до 120 мм від шва.

Випробування автомата безпеки збільшенням частоти обертання ротора слід проводити за програмою, затвердженою головним інженером електростанції, під керівництвом начальника цеху або його заступника. Перед початком проведення цих випробувань слід проінструктувати працівників, які беруть в них участь, - із записом про це в журналі інструктажів. Працівників, які беруть участь у проведенні випробувань, слід розставити так, щоб у потрібний момент можна було відключити ГТУ. Начальник цеху або його заступник повинні контролювати частоту обертання ротора турбіни. Перед початком проведення випробувань необхідно провести роботи з: - перевірки щільності паливних клапанів; - перевірки дієздатності електроприводів паливних засувов; - розходжування клапана автоматичного затвора (стоп-крана); - перевірки спрацьовування захисту у разі дії на кнопку зупинки і ключ дистанційної зупинки з блочного щита керування (центрального щита керування). Під час проведення випробувань автомата безпеки перебувати на площадці обслуговування газової турбіни

працівникам, які безпосередньо не беруть участі у випробуваннях, заборонено.

Якщо під час проведення випробувань автомат безпеки не зупинив БГУ по досягненні частоти обертання ротора до рівня спрацьовування, БГУ слід зупинити ручним вимикачем. У разі неспрацювання ручного вимикача, БГУ необхідно зупинити швидким закриванням арматури на паливопроводах або вимкненням паливних насосів. Проводити повторне випробування автомата безпеки збільшенням частоти обертання ротора дозволяється тільки після виявлення і усунення всіх дефектів.

Не дозволяється на працюючому обладнанні підніматись на кришки корпусів циліндрів БГУ або на теплоізоляційний кожух, а також входити у всмоктувальну камеру компресора.

Обтирання БГУ необхідно проводити регулярно, не допускаючи накопичення пилю, мастила та іншого матеріалу, - щоб уникнути пожежі.

У разі виявлення витікання мастила і рідкого палива на гарячі поверхні необхідно негайно зупинити БГУ і вжити заходів щодо відвернення витікання.

Роботи на повітроводах, газоходах необхідно проводити: - за умови закритих шиберів перед компресором і після газової турбіни; - після ретельної вентиляції газоходів від шкідливих газів і перевірки повітря на загазованість;

Зовнішні огляди повітроводів і газоходів повинні проводити не менше двох, а внутрішні огляди і ремонт - не менше трьох працівників з дотриманням вимог.

Паливопроводи повинні бути герметичними. У місцях можливих витікань (біля кранів, вентилів) слід установити спеціальні пристрої для відведення палива з них у безпечне місце.

Підтягувати сальникові ущільнення і фланцеві з'єднання на арматурі і вузлах паливоподачі дозволяється тільки на непрацюючому обладнанні.

У разі виведення у ремонт вузлів паливоподачі необхідно відділити їх від паливопроводів заглушками.

У разі виведення у ремонт ділянки паливопроводу його необхідно від'єднати, спорожнити, очистити (промити, продути) і відділити заглушками.

Під час експлуатації БГУ вогневі роботи на відстані до 10 м від вузлів паливоподачі слід проводити за нарядом - з дотриманням заходів щодо створення безпечних умов праці (установлення засобів пожежогасіння, перевірка повітря у приміщенні на загазованість тощо).

Не допускається підвищення температури продуктів згорання після БГУ понад плюс 500°C.

Гасити пожежу, що виникла на працюючій БГУ, слід тільки вуглекислотними або піністими вогнегасниками, а не водою.

У разі виникнення пожежі у блоці внутрішніх підшипників необхідно зупинити БГУ і подати у порожнину блока вуглекислоту.

У разі виникнення пожежі під час пуску БГУ в газоході необхідно різко підняти навантаження; якщо збити полум'я не вдається, БГУ необхідно зупинити. У газохід необхідно подавати вуглекислоту; якщо пожежа продовжується, то через люки слід подати піну від піногенератора.

У разі виникнення пожежі під теплоізолювальним кожухом БГУ "легкого" типу, слід негайно зупинити і подати вуглекислоту.

У разі виникнення пожежі в теплообмінному обладнанні БГУ слід негайно зупинити і за наявності системи обмивання - подати воду. Якщо пожежа продовжується, а також за відсутності системи обмивання, слід відкрити люки і подати піну від піногенератора.

5.4. Розрахунок захисного заземлення

У відповідності з ПУЕ, всі металеві частини електроустановок, які в процесі роботи не мають з'єднання з струмопровідними частинами, але можуть потрапити під напругу, повинні бути заземлені.

Трансформаторні підстанції напругою 10/0,4 кВ на стороні 0,4 кВ мають глухозаземлену нейтраль [46]. З'єднання обмоток цехових трансформаторів - Δ/Y з нулем. Струм замикання на землю 27 А. Для цехового обладнання використовується заземлення. Цехові підстанції отримують живлення від 2 кабелів, що прокладені в одній траншеї.

Грунт – супісь , другий кліматичний район.

Розрахунок зводиться до визначення вертикальних заземлювачів і довжини з'єднувальної смуги з розміщенням на плані

Визначається норма на опір заземлення R_3^H .

Якщо заземлюючий пристрій використовується одночасно для електроустановок напругою до 1000 В та вище:

$$R_3 \leq \frac{125}{I_3} = \frac{125}{27} = 4,63 \text{ Ом.}$$

Згідно ПУЕ , так як сумарна потужність струмоприймачів більш 100 кВА то R_3 повин бути не більше 4 Ом. Приймається $R_3 = 4 \text{ Ом}$.

Визначається розрахунковий питомий опір ґрунту:

$$\rho_p = \rho_{\text{табл}} \cdot \psi = 250 \cdot 1,4 = 350 \text{ Ом/м,}$$

де $\rho_{\text{табл}}$ - табличне значення, для супіску $\rho_{\text{табл}} = 250 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ [43],

ψ - підвищувальний коефіцієнт, для України, для стержньових заземлювачів $\psi = 1,4$.

Опір одинарного вертикального заземлювача:

$$\begin{aligned} R_0 &= 0,366 \frac{\rho_{\text{розр}}}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t+l}{4t-l} \right) = \\ &= 0,366 \frac{350}{5} \left(\lg \frac{2 \cdot 5}{2,5} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 3 + 5}{4 \cdot 3 - 5} \right) = 20,361 \text{ Ом,} \end{aligned}$$

де l – довжина заземлювача, приймається 5 м;

d – діаметр заземлювача (приймаються стрижні діаметром 2,5 см).

$$t = h + \frac{l}{2} = 0,5 + \frac{5}{2} = 3 \text{ м},$$

де h – глибина прокладки смуг (згідно ПУЕ – 0,5...0,8 м).

Приймаються електроди прокладені по замкнутому контуру згідно плану та визначається орієнтовна кількість заземлювачів:

$$n_o = \frac{R_o}{R_3 \cdot \eta_t} = \frac{20,361}{4 \cdot 0,59} = 8,628 \approx 9 \text{ шт}$$

де η_t – коефіцієнт використання ряду заземлювачів, для $a/l=4/5=0,8$, $\eta_o = 0,59$ [12], $a = 4$ м – відстань між електродами згідно ПУЕ.

Довжина горизонтальної з'єднувальної смуги:

$$l_n = 1,05 \cdot a \cdot n = 1,05 \cdot 4 \cdot 9 = 37,8 \text{ м},$$

Опір смуги з урахуванням екранування:

η_n де η_n – коефіцієнт використання з'єднувальної смуги шириною $b = 10$ мм та товщиною 5 мм.

Необхідний опір вертикальних заземлювачів з урахуванням опору з'єднувальної смуги:

$$R_{mp} = \frac{R_n \cdot R_3^H}{R_n - R_3^H} = \frac{24 \cdot 4}{24 - 4} = 4,8 \text{ Ом}.$$

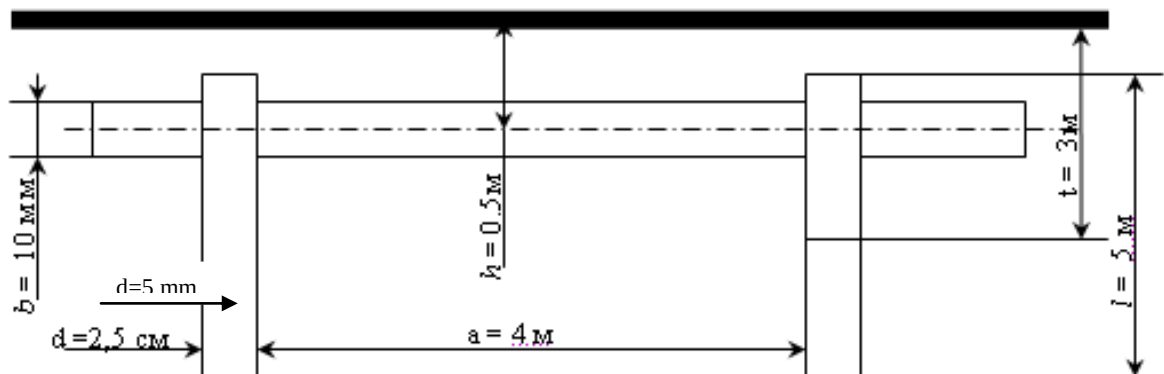


Рисунок 5.1 Схема прокладки заземлення

Остаточна кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_o}{R_{mp} \cdot \eta_o} = \frac{20,361}{4,8 \cdot 0,59} = 7,49 \approx 8 \text{ шт.}$$

Проводиться перевірка опору заземлювача і порівнюється отримане значення з нормуєним:

$$R_z = \frac{1}{\frac{1}{R_{mp}} + \frac{1}{R_n}} = \frac{1}{\frac{1}{4,8} + \frac{1}{24}} = 4 \text{ Ом.}$$

Дійсний опір заземлюючого пристрою з 8-ма заземлювачами не перевищує нормуючого значення.

Висновки до розділу

1. В результаті проведеного аналізу небезпечних та шкідливих факторів, що можуть виникнути при експлуатації елементів ГТУ визначено найсуттєвіші з них а також запропоновано заходи по їх усуненню.

2. В результаті проведеного розрахунку захисного заземлення згідно з відповідними вихідними даними було встановлено, що кількість заземлювачів, за якої їх опір не перевищує нормативний, дорівнює восьми.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Виконані у магістерській роботі дослідження дозволяють сформулювати такі висновки:

1. Розроблено вдосконалену систему теплопостачання біогазової установки з парокомпресійним тепловим насосом.

2. Розраховано енергетичний баланс біогазової установки з рекуперацією теплоти еффлюента за допомогою парокомпресійного теплового насоса для ферми ВРХ на 400 голів.

3. Виконано на основі удосконаленої методики розрахунок системи теплопостачання біогазової установки з парокомпресійним тепловим насосом та приводом компресора від двигуна внутрішнього згорання для ферми ВРХ на 400 голів.

4. Розрахунковим методом визначені значення максимального добової кількості теплової енергії еффлюента ($0,336 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{доб}$), швидкості нагріву ($0,46 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{хв}$) та кількості рекуперованої теплоти ($0,448 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{доб}$) для ферми ВРХ на 400 голів.

5. Визначено параметри вузлів системи теплопостачання біогазової установки з парокомпресійним тепловим насосом в якості засобу рекуперації і виконаний приклад розрахунку для ферми ВРХ на 400 голів.

6. Основні техніко-економічні показники біогазової установки з парокомпресійним тепловим насосом для ферми ВРХ на 400 голів:

- кількість товарної теплової енергії $451679,47 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{рік}$;
- кількість товарної електричної енергії $136802 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{рік}$;
- рідких добрив на основі збродженого гною $9125 \text{ т}/\text{рік}$.
- термін окупності – 5 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Огляд відновлюваних джерел енергії в сільському та лісовому господарстві України [Електронний ресурс] / [Г.Г. Гелетука, Т.А. Желізна, Г.М. Голубовська-Онісімова, А.Є. Коненченков]. – К. : Інститут економічних досліджень та політичних консультацій, 2006. – 58 с. – Режим доступу : [http://www.ier.com.ua/files//Konsult_Work_Ukr/AgPP %2006_Ukr.pdf](http://www.ier.com.ua/files//Konsult_Work_Ukr/AgPP%2006_Ukr.pdf)
2. Лісничий В. М. Сучасний стан та перспективи розвитку отримання біогазу в Україні / В.М. Лісничий, Ю. О. Цаплін // Матеріали Четвертої міжнар. конф. [„Енергія із біомаси”], (Київ, 22– 24 вересня 2008 р.). – К. : ІТТФ НАНУ, 2008. – С. 299– 300.
3. Гуменюк О.Б. Еколого-економічні аспекти впровадження біогазових технологій в Україні / О.Б. Гуменюк, Н.В. Семенюк // Українські енциклопедичні знання : праці міжнародного енергоекологічного конгресу [„Енергетика. Екологія. Людина”], 30 березня – 2 квітня. – К., 2004. – С. 50– 57.
4. Виклики для енергетичної безпеки України: сучасний стан – 2010 / [керівник проекту І. Жовква]. – К. : Міжнародний центр перспективних досліджень, 2010. – 50 с.
5. Комплексна державна програма енергозбереження України на 1996– 2010 рр. [Електронний ресурс]. – Режим доступу : www.kmu.gov.ua/document/28040307/Energozberezhennya.doc.
6. Маттиас Шен. Компогаз – метод брожения биоотходов / Маттиас Шен // Метроном. – № 1– 2. – 1994. – С. 41.
7. Досвід Швеції з виробництва біогазу // Економічний розвиток громади. – Випуск 1. №6. – 2005 р. [Електронний ресурс]. - – Режим доступу: www.ced.org.ua/ukr/Visnyk-6.doc
8. Про розвиток та споживання біологічних видів палива: Закон України від 12.04.2007 р. № 921 – V (Електронний ресурс). – Режим доступу: [rada, gov.ua](http://rada.gov.ua)

9. Про цільову комплексну програму наукових досліджень НАН України “Біомаса як паливна сировина” (Біопалива): Постанова №56 від 28.02.2007 р. (Електронний ресурс). – Режим доступу: [www.ittf.kiev.ua / biopalyvo56.doc](http://www.ittf.kiev.ua/biopalyvo56.doc).

10. Ковалёв, А.А. Сравнительные показатели тепловых насосов в системе теплоснабжения биогазовых установок /Ковалёв А.А., Ковалёв Д.А., Харченко В.В.// журнал «Механизация и электрификация сельского хозяйства №4 2012.

11. Гриднев, П.И. Тепловой баланс процесса переработки навоза в анаэробных условиях./Гриднев П.И., Шрамков В.М., Лосяков В.П.// Научно-технический бюллетень по электрификации сельского хозяйства. Выпуск 1(37), М., 1979.

12. Варфоломеев, С.Д. Применение метода математического моделирования для изучения процессов конверсии биомассы в биогаз. /Варфоломеев С.Д., Калюжный С.В.//Советско-финский симпозиум "Биогаз-85": Проблемы и решения, М., февраль 1985

13. Васильев, В.А. Влияние метанового сбраживании бесподстилочного навоза на изменение химического состава и эффективности его как удобрения. /Васильев В.А., Шершнев А.А., Резваткина Т.Г., Андрюхин Т.Я., Гриднев П.И., Ковалев А.А.// Агрохимия, №9, 1981.

14. Богданов, П. Обеспечение теплового режима в биогазовой установке. /Богданов П.// Сб.научных трудов. Эстонский НИИ животноводства и ветеринарии. 1986, №58; сельскохозяйственная литература СССР – 1988, №1.

15. Байдукин, Ю.Л. "Использование отходов сельского хозяйства для получения энергии"/Байдукин Ю.Л., Бойко А.Я., Пяева О.Д.// обзорная информация ВНИИТЭМХ, М., 1981

16. Кормановский, Л.П. Ресурсосберегающие технологии и экология. / Кормановский Л.П. //Научно-практическая конференция "Экология и сельскохозяйственная техника", С.Петербург, 1998.

17. Мухаммедов, Р.С. Биогазовые установки и охрана окружающей среды./ Мухамедов Р.С., Тохтахунов К.А., Захидов Р.А.// Судостроительная промышленность, Сер. Пром. Энерг. Охрана окружающей среды. Энергоснабж. Судов, 1990, №14.

18. Ahty,O. Effective and productive livestock farm. Biogas out of liquid manure./ Ahty.O.// Sov-finnish Simposium "Biogas-85", Problems and Solutions, Moscow, February 1985.

19. Biogas Resources of Nepal. An Evaluation of Biogas as a Source of Energy. His Majesty's Government of Nepal, Ministry of Water Resources, Water and Energy Commission, Repon 4/1/840329/1/1, 1985.

20. Atal,Y. Biogas, Sociat Response to a Technological Innovation./ Atal,Y., Chun, K-S., Skulbhram, H., Anhom Thurasook, T. // UNESCO Regional Office for Science and Technology for South East Asia, Jakarta, Indonesia, 1984.

21. Annual Report 1985/86. Department of Non-Conventional Energy Source (DNES), Ministry of Energy, New Delhi, 1986.

22. Analysis of Economic Feasibility for Biogas Construction in China. The 8th UNDP-FAO-China International Biogas Training Course, Teaching Materials No 07, Chengdu, 1986.