

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗГОРЯННЯ ПАРДИЗЕЛЬНОЇ СУМІШІ В КОТЛАХ ПЕРЕСУВНИХ ПАРОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК**

**С. І. Криштопа\*, М. І. Богатчук, Л. І. Криштопа, Т. Т. Гріштор, М. Ю. Вірт**

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;  
e-mail: [auto.ifntung@ukr.net](mailto:auto.ifntung@ukr.net)

Стаття присвячена проблемі зниження витрати палива в котлах пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі за рахунок використання як палива пародизельних сумішей, які є більш дешевою та екологічною альтернативою дизельного палива. Проведено теоретичні дослідження фізико-хімічних процесів при згорянні пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. Сформульовано припущення математичної моделі згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. Створено математичну модель згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. Проведені розрахунки показали, що тепловий ефект від спалювання пародизельної суміші перевищує ефект від спалювання тієї ж кількості дизельного палива. Використання пародизельних сумішей дає змогу знизити забруднення поверхонь нагріву в котлах сажею. Швидкість згоряння пародизельної суміші є більшою, ніж товарного дизельного палива, а індикаторний тиск при згорянні пародизельної суміші зростає. Проведено розрахунки витрат дизельного палива парогенераторними установками ППУА на різних режимах. Для підтвердження теоретичних досліджень у промислових умовах було проведено експериментальні дослідження основних закономірностей зміни паливно-економічних характеристик пересувних парогенераторних установок ППУА-1600/100 та ППУА-1200/100. Витрати палива визначались на годину роботи парогенераторних установок для сталих режимів тиску  $P$ , температури  $t$  і міри сухості насиченої пари  $x$ . Виконані експериментальні дослідження показали, що переведення котлів пересувних парогенераторних установок на роботу з використанням продуктів паро-дизельної суміші супроводжувалося зниженням витрати палива при роботі котлів, а, отже, є технічно обґрунтованим. Використання пародизельних сумішей дозволило підвищити для різних режимів термічний ККД котлів пересувних парогенераторних установок та знизити витрату дизельного палива на 8-14 %.

Ключові слова: пересувна парогенераторна установка, пародизельна суміш, кількість теплоти, витрата палива.

*The article aims to reduce fuel consumption in boilers of mobile vapor generating units of the oil and gas industry due to using vapor-diesel mixtures as fuel which are a cheaper and more environmentally friendly alternative to diesel fuel. Theoretical studies of physicochemical processes during the combustion of vapor-diesel mixture in boilers of mobile vapor generators were carried out. Assumptions of the mathematical model of combustion of vapor-diesel mixture in boilers of mobile vapor generators were formulated. The mathematical model of vapor-diesel mixture combustion in boilers of mobile vapor generators was created. The calculations showed that the thermal effect of burning a vapor-diesel mixture exceeds the effect of burning the same amount of diesel fuel. The use of vapor-diesel mixtures allows for to reduction of the contamination of heating surfaces in boilers with soot. The combustion speed of the vapor-diesel mixture is greater than that of commercial diesel fuel, and the indicator pressure during the combustion of the vapor-diesel mixture increases. Calculations of diesel fuel consumption by PPUA vapor generator units at different modes were carried out. To confirm theoretical studies in industrial conditions, experimental studies of the main patterns of changes in the fuel-economical characteristics of mobile vapor generator units PPUA-1600/100 and PPUA-1200/100 were carried out. Fuel consumption was determined per hour of operation of vapor generating units at constant conditions of pressure  $P$ , temperature  $t$  and degree of dryness of saturated steam  $x$ . The conducted experimental studies showed that the transfer of boilers of mobile vapor generators to work using products of a vapor-diesel mixture was accompanied by a decrease in fuel consumption during the operation of boilers, and therefore is technically justified. The use of pre-diesel mixtures made it possible to increase the thermal efficiency of boilers of mobile vapor generators for various modes and reduce diesel fuel consumption by 8-14 %.*

Keywords: mobile vapor generator unit, vapor-diesel mixture, amount of heat, fuel consumption.

## **Вступ**

Значна частка нафтогазового технологічного транспорту використовує технологічні установки з дизельними системами живлення навісного технологічного обладнання. Це вимагає при роботі технологічних установок значних витрат дорогого дизельного палива, тому очевидною є доцільність переходу для нафтогазового технологічного транспорту на більш дешеві види альтернативних палив. Практично дворазове підвищення вартості дизельних палив за 2022 рік викликало підвищений інтерес до проблеми переведення на альтернативні паливні суміші існуючих дизельних технологічних установок, насамперед тих, які відрізняються високими витратами палива при проведенні технологічних робіт.

Одними з найбільш енерговитратних установок технологічного транспорту в нафтогазовій галузі є пересувні парогенераторні установки, які мають потужні тягові дизельні двигуни для привода шасі технологічних установок та дизельні парогенераторні котли для вироблення великих обсягів водяної пари. Витрати палива парогенераторними котлами найбільш поширених установок складають понад 100 кг дизельного палива за годину.

Одними з розповсюджених та дешевих альтернативних паливних сумішей є паропаливні емульсії. Використання водо- та паропаливних емульсій відоме вже близька ста років і дозволяє підвищувати термічний ККД двигунів внутрішнього згоряння та зменшити шкідливі викиди продуктів згоряння.

Однією із суттєвих проблем використання паропаливних емульсій в двигунах внутрішнього згоряння є необхідність у розміщенні на шасі автомобіля парогенератора, який споживає додаткову енергію та має значні масогабаритні характеристики. Наявність в складі мобільних технологічних установок ППУА штатних парогенеруючих котлів дозволить без розміщення на шасі автомобіля додаткового парогенератора незначну частину виробленої пари направляти до систем живлення тягового дизельного двигуна та парогенераторного котла, покращуючи їхні економічні та екологічні характеристики.

## **Аналіз останніх досліджень та публікацій**

При виборі виду альтернативного палива необхідно обов'язково враховувати перетворення хімічної енергії палива в роботу. Перетворення хімічної енергії будь-якого виду палива в роботу в двигунах внутрішнього згоряння та котельних установках здійснюється в два

етапи: на першому вона перетворюється в теплоту, на другому етапі теплота реалізується в роботу. При цих перетвореннях і відбуваються основні втрати енергії палива, що можуть суттєво підвищувати показники ефективності роботи двигуна внутрішнього згоряння [1].

Зокрема використання паро-паливних сумішей в двигунах внутрішнього згоряння дозволяє забезпечити підвищення ефективності використання хімічної енергії палива. Роботи з використання паропаливних сумішей розпочалися ще у 20-х роках минулого століття і продовжуються дотепер у багатьох країнах світу [2]. Накопичено величезний досвід використання паро-паливних сумішей в двигунах внутрішнього згоряння різного призначення та котельних установках.

Вивчення досвіду зарубіжних і вітчизняних розробок свідчить, що конвертовані в пародизельні дизельні двигуни мають високі тягово-динамічні та економічні характеристики, а за показниками екологічної безпеки істотно перевершують базові дизельні двигуни [3]. Використання пародизельних сумішей дозволило підвищити приблизно на 10-15 % ККД двигунів внутрішнього згоряння та зменшити шкідливі викиди продуктів згоряння, особливо оксидів азоту [4].

Експлуатаційні випробування пародизельних сумішей у дизельних двигунах проводились у роботі [5]. Проведені випробування показали, що використання пародизельних сумішей забезпечувало економію палива близько 4-5 % (залежно від режиму роботи двигуна) при значному поліпшенні екологічних характеристик продуктів згоряння та зниженні нагарування. Зношування та надійність роботи основних систем і деталей дизеля залишались на тому ж рівні, як і при його роботі без води.

Кількість води у пародизельних сумішах зазвичай не перевищує 20 %, що відповідає максимальному значенню економії палива. Потужність двигуна починає зменшуватись при 30 і більше відсотків пари в пародизельних сумішах [6].

Численними дослідженнями встановлено, що оптимальний розмір часток води в пародизельних сумішах становить від 5 до 10 мікрон [7]. Зі збільшенням розмірів знижується стабільність пародизельних сумішей при одночасному зменшенні ефективності. Механізм дії води на горіння палива вивчено досить детально. Краплі води оптимального розміру починають кипіти раніше за паливо, викликаючи "мікроривбухи" та покращуючи розпилення палива.

Перевитрата палива через забруднення поверхонь нагріву в котлах сажею та коксовими частинками загалом досягає 30-35 % [8]. Використання пародизельних сумішей дозволяє знизити забруднення поверхонь нагріву в котлах сажею. Ще одним важливим фактором, що характеризує ефективність використання пародизельних сумішей, є підвищення довговічності топкового обладнання [9]. Крім того, вода є каталізатором горіння, особливо для вуглецю (сажі), що також підвищує повноту згоряння палива. Але пуск і зупинку дизельних двигунів при застосуванні пародизельних сумішей слід проводити на дизельному паливі без додавання води [10].

Встановлено [11], що використання пародизельних сумішей дозволяє підвищити коефіцієнт спалювання палива, заощадити паливо та зменшити шкідливі викиди сажі, NO та CO в атмосферу. Механізм цього ефекту пояснюється наступним. Паливо, надходячи в пальник, розпорошується форсункою. Якщо в такій краплі дизпалива знаходяться включення дрібніших крапельок води (з дисперсністю близько 1 мкм), то при нагріванні відбувається закипання таких крапельок з утворенням водяної пари. В результаті [12]: збільшується поверхня контакту палива з киснем; у високотемпературній зоні котла водяна крапля вибухає та відбувається вторинне диспергування палива; виникають осередки турбулентних пульсацій; збільшується кількість дрібних крапель палива, що призводить до вирівнювання температурного поля топки зі зменшенням локальних максимальних температур та збільшенням середньої температури у топці; суттєво знижується недозгоряння палива при малому коефіцієнті надлишку повітря, що дозволяє зменшити тепловтрати з газами, що відходять.

### **Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми**

Аналіз літературних джерел показав, що використання пародизельних сумішей дозволяє істотно підвищити термічний ККД двигунів внутрішнього згоряння та зменшити витрату палива і шкідливі викиди продуктів згоряння. Подання пари для використання пародизельних сумішей та зниження витрати дизельного палива в котлах пересувних парогенераторних установок ППУА є технічно не складним завданням. Поки що немає достатньо достовірних відомостей щодо математичних моделей енерговитрат в котлах пересувних парогенераторних установок для різних режимів їхньої роботи на пародизельних сумішах. Можна тільки

стверджувати, що на показники витрат палива в котлах пересувних парогенераторних установок впливають шари сажі та накипу на, відповідно, зовнішніх та внутрішніх поверхнях трубок змішувачів, а на енергетичну цінність альтернативної водо-паливної суміші, яка складається з водяної пари та дизельного палива, співвідношення між кількостями дизпалива та пари. Тому створення математичної моделі процесів згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі для розрахунку та підвищення їхніх паливно-економічних показників та проведення експериментальних досліджень для перевірки теоретичних положень є актуальним завданням.

### **Формулювання мети дослідження**

Мета роботи – створення математичної моделі процесів згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі для розрахунку та підвищення їхніх паливно-економічних показників та проведення промислових експериментальних досліджень для перевірки теоретичних положень.

Для вирішення вказаної мети виносяться такі задачі:

- теоретично дослідити фізико-хімічні процеси при згорянні пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок;
- створити математичну модель згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок пародизельної суміші;
- встановити у промислових умовах основні закономірності зміни витрати палива пересувних парогенераторних установок при реалізації запропонованого методу використання пародизельної суміші.

### **Призначення та характеристики промислових пересувних парогенераторних установок ППУА-1600/100М**

Пересувна парогенераторна установка ППУА 1600/100М призначена для депарафінації нафтогазових свердловин, підземного і надземного обладнання насиченою парою високого тиску до 10 МПа. Установка представляє собою автономну котельню для вироблення пари в польових умовах. Коротка технічна характеристика промислової парової пересувної установки ППУА-1600/100М наведена в таблиці 1 [13].

Таблиця 1 – Коротка технічна характеристика промислової парової пересувної установки ППУА-1600/100М

Характеристика	Показники	
	режим I	режим II
Нагрівне середовище	вода	вода
Парова продуктивність, кг/год.	1600±10%	1600±10%
Середовище, що нагрівається	вода	вода
Тиск пари, МПа	9,8	0,78
Температура пари, °С	310	175
Максимальна жорсткість живильної води, мкг-екв/кг	10	10
Витрата палива для котла, кг/год.	110	35
Паливо, що використовується для роботи установки	дизельне	дизельне
Тиск палива, МПа	1,47	0,59
Час, необхідний для отримання пари з моменту пуску установки, хв., не більше	20	20
Управління установкою	з кабіни автомобіля	з кабіни автомобіля
Максимальна швидкість пересування установки з повною масою, км/год.	50	50

### Фізико-хімічні процеси при згорянні в котлах пересувних парогенераторних установок пародизельної суміші

Питання, пов'язані з покращенням паливно-економічних та екологічних показників за рахунок використання пародизельних сумішей (ПДС) для дизельних двигунів автомобільного транспорту, досліджені недостатньо. У розглянутих дослідженнях немає загальних рекомендацій, як для інших типів дизелів, з дослідження ПДС з метою поліпшення економічності двигунів. Питання, пов'язані з математичним моделюванням процесів згоряння з використанням пародизельних сумішей для котлів пересувних парогенераторних установок, поки що не досліджувалась.

Загалом причини, що пояснюють роль води (пари) в процесі сумішоутворення та згоряння палива, можна розділити на дві групи:

- хімічного впливу (прискорення кінетики хімічних реакцій, газифікації сажистих залишків);
- фізичного впливу.

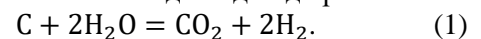
Особлива роль води (пари) у процесах сумішоутворення та згоряння пояснюється так. Пародизельна суміш є системою, що складається з двох рідин з різною температурою кипіння. Температура кипіння води при нормальному тиску дорівнює 100 °С. Температура кипіння літнього дизельного палива складає 360 °С, зимового – 320 °С, арктичного – 280 °С (в Україні не використовується). Краплі емульсії типу «паливо з парою» є складною системою, що складається з дизельного палива, в

якому рівномірно у вигляді дрібних частинок розподілені пари води.

Різниця між температурою поверхні частинок дизельного палива і температурою пари, є дуже суттєвою і сягає 100...200 °С. Завдяки цьому мікрочастинки водяної пари додатково нагріваються, збільшуючи тиск і утворюючи парові бульбашки. У момент коли тиск, що прагне розширити водяну краплю пари зсередини, перевищить вже ослаблені внаслідок нагрівання пари сили поверхневого натягу плівки, відбудеться руйнування поверхні краплі водяної пари, тобто «мікрровибух». Внаслідок цього відбувається інтенсивне розпилення крапель палива, гарне перемішування їх із повітрям у котлі або циліндрі тягового двигуна та швидке випаровування.

Експериментальні дослідження авторів [14] підтвердили існування явища «мікрровибуху». Запалюванню парів дизельного палива передують мікрровибухи частки водяної пари. Процес горіння пародизельної суміші протікає бурхливо і менший проміжок часу, ніж горіння безводного дизельного палива.

Більш повне згоряння ВДС забезпечується за рахунок газифікації сажі у залишках палива, яка зазвичай не встигає згоряти при використанні звичайного дизельного палива. Але в присутності парів води сажа достатньо добре взаємодіє з останніми відповідно до рівняння:



Вільний водень реагує з киснем значно швидше та активніше, ніж вуглець, знижуючи тим самим ефективну питому теплоту згоряння

палива. Оскільки сажа інтенсивно вигоряє, то вона не відкладається на зовнішніх поверхнях трубок змійовиків. Чисті зовнішні поверхні трубок покращують передачу теплоти від продуктів згоряння до теплоносія в котлах, оскільки сажа на зовнішніх поверхнях трубок змійовиків зменшує коефіцієнт теплопередачі. Існування таких реакцій наочно підтверджується тим, що при впорскуванні парів води у впускний колектор двигунів внутрішнього згоряння нагару та сажі на днищах поршнів, головці блоку циліндра та на викидному колекторі, як правило, не виявляється.

В загальному фізична модель механізму впливу ПДС на згоряння буде мати такий вигляд. Наявність пари в паливі обумовлює збільшення об'єму циклової подачі ПДС до котла парогенератора порівняно з подачею чистого палива. Пара, як інертне тіло, обумовлює збільшення поверхні паливного заряду і тим більше, чим більший вміст пари в суміші. Зростання поверхні паливного заряду обумовлює збільшення кількості палива, що випаровується, на один цикл впорскування палива.

Швидкість згоряння пропорційна кількості палива, що випаровується з крапель. Тому швидкість згоряння ПДС є більшою, ніж товарного дизельного палива, а індикаторний тиск при згорянні ПДС, відповідно, зростає. За умови обмеження максимального тиску згоряння, це призводить до зниження питомої витрати палива. Отже, згоряння ПДС в котлах парогенераторів покращує економічність. Також треба відмітити, що збільшення швидкості згоряння ПДС призводить до зменшення тривалості горіння палива.

Разом з тим, збільшення тривалості подачі за рахунок розведення дизельного палива парою буде спричиняти зниження питомої витрати палива тільки до моменту досягнення тривалості подачі, що дорівнює оптимальній. Подальше розведення дизельного палива парою призведе до зростання питомої витрати палива.

### **Припущення математичної моделі згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок пародизельної суміші**

Метою моделювання є створення математичної моделі процесів згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок пародизельної суміші. Для вирішення даного завдання в математичній моделі прийняті наступні припущення:

- втрати теплоти із зовнішньої поверхні котла парогенератора представлені конвективним теплообміном;

- вологість повітря є сталою та не впливає на втрати теплоти з поверхні котла парогенератора в навколишнє середовище

- зміна фізичних індикаторних показників процесу згоряння пародизельної суміші в котлі парогенератора є наслідком фізичних процесів розпилювання та випаровування дизельного палива, що змішане з інертним тілом з теплофізичними характеристиками водяної пари;

- хімічна участь водної фази в процесі згоряння палива така сама, як і парів води, що надходять в котел парогенератора з атмосферним повітрям і утворюються при згорянні палива;

- згоряння парів палива, утворених за період затримки займання, відбувається при постійному об'ємі обсязі  $V = \text{const}$ ;

- тепло від згоряння палива виключно витрачається на підвищення температури продуктів згоряння в котлі.

### **Опис математичної моделі згоряння в котлах пересувних парогенераторних установок пародизельної суміші**

На ділянці займання можна з достатнім ступенем точності не враховувати вигорання палива, а швидкості виділення теплоти (за рахунок хімічних реакцій) вважати близькими. На ділянці швидкого згоряння до моменту  $P_{Zmax}$  швидкість виділення теплоти може бути розрахована за швидкістю випаровування палива в залежності від кількості палива, що випарувалося за період затримки моменту займання, відповідної зміни складу та властивостей робочого тіла.

Перший закон термодинаміки на ділянці після початку впорскування палива з розрахунку на 1 кг палива можна записати так:

$$\sum dQ = MdU + udM + pdV, \quad (2)$$

де  $\sum dQ$  – сума джерел теплоти, яка визначається як

$$\sum dQ = dQ_{зг} - dQ_{тв} - dQ_{вип}, \quad (3)$$

де  $dQ_{зг}$  – тепловиділення за рахунок згоряння палива, Дж;

$dQ_{вип}$  – втрати теплоти за рахунок нагрівання та випаровування палива, Дж;

$dQ_{тв}$  – втрати теплоти за рахунок тепловіддачі в стінки котла, Дж;

$M$  – маса робочого тіла, яка дорівнює:

$$M = M_{пов} + M_{зг} + M_v, \quad (4)$$

де  $M_{пов}$  – поточна кількість молей повітря:

$$M_{пов} = \alpha L_0 + \gamma_{зг} L_0, \quad (5)$$

де  $\gamma_{зг}$  – частка спаленого палива, яка визначається як

$$\gamma_{зг} = m_{зг} / q_c, \quad (6)$$

де  $m_{зг}$  – маса спаленого палива, кг;

$q_{ц}$  – циклова подача палива, кг/цикл;  
 $M_v$  – поточна кількість (кількість молей) парів палива;

$$M_v = (1/\mu_{\tau}) \cdot (\chi_v - \chi_{зг}), \quad (7)$$

де  $\chi_v = m_v/\chi_{зг}$  – частка палива, що випарувалася;

$\mu_{\tau}$  – молекулярна маса палива;

$M_{зг}$  – поточна кількість молей продуктів згоряння;

$$M_{зг} = \alpha \gamma_{зг} L_0 + \chi_{зг} M_{\alpha}, \quad (8)$$

де  $\gamma_{зг}$  – коефіцієнт залишкових газів;

$M_{\alpha}$  – кількість молей згорілого палива при  $\alpha = 1$ .

Підставляючи у (4) рівняння (5)-(8), отримуємо:

$$M = (\alpha L_0 + \gamma_{зг} L_0) + (\alpha \gamma_{зг} L_0 + \chi_{зг} M_{\alpha}) + (1/\mu_{\tau}) \cdot (\chi_v - \chi_{зг}). \quad (9)$$

Масу робочого тіла в момент початку впорскування враховуючи, що в момент початку впорскування  $\chi_v = 0$ ,  $\chi_{зг} = 0$ ,  $\tau = 0$  буде дорівнювати:

$$M = (\alpha L_0) \cdot (1 + \gamma_{зг}). \quad (10)$$

Враховуючи, що в момент початку запалення суміші впорскування  $\chi_v = 1$ ,  $\chi_{зг} = 1$ ,  $\tau = \tau_{зг}$ , отримуємо:

$$M = (\alpha + 1)L_0 + (\alpha \gamma_{зг} L_0 + M_{\alpha}). \quad (11)$$

Перетворимо рівняння першого закону термодинаміки. Оскільки

$$PV = 8314MT,$$

то

$$pdV + Vdp = 8314(MdT + TdM). \quad (12)$$

Звідси одержимо

$$\sum dQ = pdV + M\mu C_v dT + \mu C_v T dM. \quad (13)$$

Підставляючи в (13)  $T = PV/8313M$  та

$$dT = \frac{PdV + VdP}{8314} - TdM/M, \text{ одержимо:}$$

$$\sum dQ = pdV + \mu C_v \left( \frac{PdV + VdP}{8314} - \frac{PVdM}{8314M} \right) + \mu C_v \frac{PV}{8314M} dM. \quad (14)$$

Після перетворень отримуємо:

$$\frac{k-1}{dV} \sum dQ - \frac{dP}{P} - \frac{k dV}{V} + (1 - \mu C_v) \frac{dM}{M} = 0. \quad (15)$$

Визначимо з (15) залежності для тисків і температур продуктів згоряння в котлі газогенератора:

$$\frac{dP}{d\varphi} + k \frac{PdV}{Vd\varphi} = \frac{k-1}{V} \sum \frac{dQ}{d\varphi}; \quad (16)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} + (k-1) \frac{TdV}{Vd\varphi} = \frac{1}{\mu C_v M} \sum \frac{dQ}{d\varphi}. \quad (17)$$

Кількість теплоти для підігріву теплоносія до температури кипіння при атмосферному тиску:

$$Q_{пдг} = M \cdot C_v (t_{вх}^B - t_{вих}^B), \quad (18)$$

де  $t_{вх}^B$  – температура води на вході змійовика котла генератора,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{вих}^B$  – температура води на виході змійовика котла генератора,  $^{\circ}\text{C}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі до води:

$$\alpha_{вд} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{вд}}{d_{вн}} Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (19)$$

де  $\lambda_{вд}$  – коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м·К);

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр трубки змійовика котла парогенератора, м;

$Re, Pr$  – числа Рейнольдса та Прандтля.

Температурний напір між паром і зовнішньою стінкою котла:

$$\Delta t = t_{пар} - 0,5 (t_{пар} - t_{зов}^B), \quad (20)$$

де  $t_{пар}$  – вихідна температура водяної пари на заданому режимі парогенераторної установки,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{зов}^B$  – температура зовнішньої стінки котла парогенераторної установки,  $^{\circ}\text{C}$ .

Сумарний термічний опір стінок трубок, шарів відкладів та води:

$$R = \frac{d_{зов}^B}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_{зов}^B}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{вд}} \cdot \frac{d_{зов}^B}{d_{вн}}, \quad (21)$$

де  $d_{зов}^B$  – зовнішній діаметр трубки змійовика котла парогенератора, м;

$\lambda_{ст}$  – коефіцієнт теплопровідності стінки трубки, Вт/(м·К).

Середній температурний напір:

$$\Delta t_{сер} = \frac{t_{вих}^B - t_{вх}^B}{\ln \frac{t_{пар} - t_{вх}^B}{t_{пар} - t_{вих}^B}}. \quad (22)$$

Для отримання сухої насиченої пари з води за температури  $t_B < t_S$  за умови сталого абсолютного тиску (суха насичена пара має температуру насичення  $t_S$ ) питома кількість теплоти складає

$$q_{снп} = c_p \cdot (t_S - t_B) + r = c_p \cdot (t_S - t_B) + (i'' - i') = i'' - c_p \cdot t_B, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (23)$$

де  $c_p$  – питома масова ізобарна теплоємність води, кДж/(кг·К); для подальших розрахунків приймаємо  $c_p = 4,19$  кДж/(кг·К);

$t_B$  – температура живильної води, яка в практичних умовах коливається в певних межах,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_S$  – температура сухої насиченої пари,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$r$  – питома теплота пароутворення ( $r = i'' - i'$ ), кДж/кг;

$i''$  – ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг;

$i' = c_p \cdot t_S$  – ентальпія киплячої води, кДж/кг;

$i_B = c_p \cdot t_B$  – ентальпія живильної води, кДж/кг.

Для отримання 1 кг вологої насиченої пари з мірою сухості  $x$  з води, що має температуру  $t_B < t_S$ , витрата питомої теплоти складе

$$q_x = c_p \cdot (t_S - t_B) + x \cdot r = i' \cdot (1 - x) + x \cdot i'' - i_B, \text{ кДж/(кгК)}, \quad (24)$$

де  $x$  – міра сухості вологої насиченої пари ( $x$  змінюється від 0 до 1).

Підставивши в формулу (24) замість  $i_B$  значення  $c_p \cdot t_B$ , отримаємо кількість підведеної питомої теплоти до води для отримання вологої насиченої пари

$$q_x = i''x + i' \cdot (1 - x) - c_p \cdot t_B, \text{ кДж/кг}. \quad (25)$$

Знаючи витрату палива для одержання сухої насиченої пари за потрібних  $P$ ,  $t$  і  $x$ , а також рекомендовану витрату палива відповідно до технічної характеристики установок, визначаємо коефіцієнт корисної дії бруто парогенераторної установки:

$$\eta_{бр} = \frac{B}{B_{mx}}, \quad (26)$$

де  $B_{mx}$  – витрата палива для зазначених  $P$ ,  $t$  і  $x$ .

Питома витрата (частка) дизельного палива на отримання 1 кг пари для різних значень міри сухості складатиме

$$q_{пт} = \frac{B_x}{D}, \frac{\text{кг палива}}{\text{кг пари}}, \quad (27)$$

де  $B_x$  – дійсна витрата дизельного палива для отримання пари при певній мірі сухості  $x$ , кг;

$D$  – кількість пари, отримана з витраченого палива  $B_x$ , кг.

Аналіз розрахункових даних показує, що при роботі установки на одному і тому ж режимі  $P$  і  $t$ , але при різних значеннях міри сухості  $x$  витрата палива на отримання вологої насиченої пари відрізняється на величину

$$\Delta B_x = B_{x=0,8} - B_{(x=0-0,6)}, \text{ кг/год}, \quad (28)$$

де  $B_{x=0,8}$  – витрата дизельного палива для отримання пари для міри сухості ( $x=0,8$ ), кг/год;

$B_{(x=0-0,6)}$  – витрата дизельного палива на отримання пари для значень міри сухості ( $x=0; 0,2; 0,4; 0,6$ ), кг/год.

Виконаємо проміжні розрахунки.

*Кількість теплоти для підігріву теплоносія до температури кипіння при атмосферному тиску*

Приймаємо, що температура води на вході змійовика котла генератора дорівнює 30 °С, температура води на виході змійовика котла генератора – 100 °С, маса теплоносія – 1600 кг. Тоді теплове навантаження складе

$$Q_{пдг} = 1600 \cdot 4190(100 - 30) = 469,28 \text{ МДж.}$$

*Коефіцієнт тепловіддачі до води*

Внутрішній діаметр трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 3,5 мм. Коефіцієнт теплопровідності води при 0 °С – 0,551 Вт/(м·К), при 50 °С – 0,648 Вт/(м·К), при 100 °С – 0,683 Вт/(м·К). Будемо проводити розрахунок для коефіцієнта теплопровідності води при 100 °С

$$\alpha_{вд} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{вд}}{d_{тр}} Re^{0,8} Pr^{0,4}.$$

Число Рейнольдса для води

$$Re = \frac{\omega_{вд} d_{вн}}{\nu_{вд}} = \frac{2 \cdot 0,0035}{0,419 \cdot 10^{-6}} = 16707.$$

Число Прандтля для води

$$Pr = \frac{\nu_{вд} c_p \rho_{вд}}{\lambda_{вд}} = \frac{0,419 \cdot 4191 \cdot 0,419 \cdot 10^{-6}}{0,663} = 2,5.$$

Тоді

$$\alpha_{вд} = 0,023 \cdot \frac{0,663}{0,0035} 16707^{0,8} 2,5^{0,4} = 15020,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

*Температурний напір між парою і зовнішньою стінкою котла*

Вихідну температура водяної пари приймаємо як максимальну для парогенераторної установки ППУА-1600/100 М – 310 °С. За температуру зовнішньої стінки котла парогенераторної установки приймемо 30 °С. Тоді

$$\Delta t = t_{пар} - 0,5 (t_{пар} - t_{зов}) = 310 - 0,5 (310 - 30) = 170 \text{ °С.}$$

*Сумарний термічний опір стінок трубок, шарів відкладень та води*

Зовнішній діаметр трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 2,8 см. Коефіцієнт теплопровідності легованої сталі 1Х2МБ трубки змійовика котла генераторної установки ППУА-1600/100 дорівнює 45,4 Вт/(м·К). Коефіцієнт теплопровідності легованої сталі 1Х2МБ трубки змійовика котла парогенераторної установки ППУА-1600/100 з шаром накипу 0,5 мм дорівнює 16,3 Вт/(м·К). Тоді

$$R = \frac{d_{зов}}{2 \cdot \lambda_{ст}} \cdot \ln \frac{d_{зов}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{вд}} \cdot \frac{d_{зов}}{d_{вн}} = \frac{0,028}{2 \cdot 16,3} \cdot \ln \frac{0,028}{0,0035} + \frac{1}{15020,4} \cdot \frac{0,028}{0,0035} = 2,449 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

**Таблиця 2 – Режими, вихідні дані і розрахунки витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1200/100**

P, МПа	t, °C	$i''$ , кДж/кг	$i'$ , кДж/кг	$B_{x=0}$	$B_{x=0,2}$	$B_{x=0,4}$	$B_{x=0,6}$	$B_{x=0,8}$
1,0	179,88	2777,0	762,6	24,581	38,483	52,386	66,288	80,191
1,5	198,28	2790,4	844,7	27,414	40,842	54,270	67,699	81,127
2,0	212,37	2797,4	908,6	29,619	42,654	55,690	68,726	81,761
2,5	223,94	2800,8	962,0	31,461	44,152	56,843	69,533	82,224
3,0	233,84	2801,9	1008,4	33,063	45,441	57,818	70,196	82,574
3,5	242,54	2801,3	1049,8	34,491	46,579	58,667	70,755	82,843
4,0	250,33	2799,4	1087,5	35,792	47,607	59,422	71,236	83,051
4,5	257,41	2796,5	1122,2	36,990	48,545	60,100	71,655	83,211
5,0	263,92	2792,8	1154,6	38,108	49,414	60,720	72,026	83,332
5,5	269,94	2788,4	1185,1	39,160	50,225	61,291	72,356	83,421
6,0	275,56	2783,3	1213,9	40,154	50,985	61,817	72,648	83,479
6,5	280,83	2777,6	1241,4	41,103	51,705	62,307	72,909	83,512
7,0	285,80	2771,4	1267,7	42,010	52,388	62,766	73,144	83,522
7,5	290,51	2764,7	1293,0	42,883	53,040	63,198	73,355	83,512
8,0	294,98	2757,5	1317,5	43,729	53,667	63,605	73,544	83,482
8,5	299,24	2749,9	1341,2	44,547	54,269	63,991	73,713	83,436
9,0	303,31	2741,8	1364,2	45,340	54,848	64,356	73,863	83,371
9,5	307,22	2733,4	1386,7	46,117	55,411	64,705	74,000	83,294
10,0	310,96	2724,4	1408,6	46,873	55,954	65,035	74,116	83,197

**Таблиця 3 – Вихідні дані і розрахунки витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для режиму I**

P, МПа	t, °C	$i''$ , кДж/кг	$i'$ , кДж/кг	$B_{x=0}$	$B_{x=0,2}$	$B_{x=0,4}$	$B_{x=0,6}$	$B_{x=0,8}$
1,0	179,88	2777,0	762,6	32,496	50,875	69,254	87,633	106,012
1,5	198,28	2790,4	844,7	36,241	53,993	71,746	89,498	107,250
2,0	212,37	2797,4	908,6	39,156	56,389	73,623	90,856	108,089
2,5	223,94	2800,8	962,0	41,592	58,369	75,146	91,923	108,700
3,0	233,84	2801,9	1008,4	43,709	60,073	76,436	92,800	109,164
3,5	242,54	2801,3	1049,8	45,598	61,578	77,559	93,539	109,520
4,0	250,33	2799,4	1087,5	47,317	62,937	78,556	94,175	109,794
4,5	257,41	2796,5	1122,2	48,900	64,177	79,453	94,729	110,005
5,0	263,92	2792,8	1154,6	50,379	65,325	80,272	95,219	110,166
5,5	269,94	2788,4	1185,1	51,770	66,398	81,027	95,655	110,283
6,0	275,56	2783,3	1213,9	53,084	67,403	81,722	96,041	110,360
6,5	280,83	2777,6	1241,4	54,338	68,354	82,371	96,387	110,403
7,0	285,80	2771,4	1267,7	55,538	69,258	82,977	96,697	110,416
7,5	290,51	2764,7	1293,0	56,692	70,120	83,548	96,975	110,403
8,0	294,98	2757,5	1317,5	57,810	70,948	84,087	97,225	110,364
8,5	299,24	2749,9	1341,2	58,891	71,744	84,597	97,450	110,302
9,0	303,31	2741,8	1364,2	59,940	72,509	85,079	97,648	110,217
9,5	307,22	2733,4	1386,7	60,967	73,254	85,541	97,828	110,115
10,0	310,96	2724,4	1408,6	61,966	73,971	85,976	97,982	109,987

Середній температурний напір:

$$\Delta t_{\text{сер}} = \frac{100-30}{\ln \frac{310-30}{310-100}} = 241,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За технічними характеристиками установок ППУА-1200/100 їхня витрата палива складає 83,2 кг/год., ППУА-1600/100 – 110 кг/год. Відповідно, коефіцієнт корисної дії бруто для

установок дорівнюють  $\eta'_{\text{бр}} = 0,817$  і  $\eta''_{\text{бр}} = 0,824$ .

Використовуючи наведене вище, виконаємо розрахунки витрат палива парогенераторними установками для міри сухості пари при  $x = 0$ ;  $x = 0,2$ ;  $x = 0,4$ ;  $x = 0,6$  і  $x = 0,8$ . Дані розрахунків зведені в табл. 2, 3 та 4.



**Таблиця 4 – Вихідні дані і розрахунки витрат дизельного палива парогенераторною установкою ППУА-1600/100 для режиму II**

$p_m$ , МПа	$t$ , °C	$i'' \cdot x$ , кДж/кг ( $x=0,8$ )	$i'$ , кДж/кг	$q$ , кДж/кг $x=0,8$	$V_{x=0,8}$ , кг/год	$q$ , кДж/кг $x=0$	$V_{x=0}$ , кг/год
0,098	119,62	2164,7431	502,0811	2516,128	101,0416	451,8011	20,61093
0,196	132,88	2179,4806	558,5191	2576,016	102,2289	508,2391	23,1856
0,29	142,92	2189,8639	601,6432	2620,898	103,096	551,3632	25,1529
0,39	151,11	2197,9025	636,8123	2657,072	103,7836	586,5323	26,7573
0,49	158,08	2204,2665	666,9572	2687,552	104,349	616,6772	28,1325
0,59	164,17	2209,6256	693,7528	2714,348	104,838	643,4728	29,35489
0,69	169,61	2213,9798	717,1988	2737,459	105,2505	666,9188	30,42449
0,79	174,53	2217,6642	738,9702	2758,56	105,6172	688,6902	31,41769

**Результати експериментальних досліджень**

Метою експериментальних досліджень було встановлення в промислових умовах основних закономірностей зміни паливно-економічних характеристик пересувних парогенераторних установок при реалізації запропонованого методу використання пародизельної суміші.

Відповідно до мети програма досліджень містила такі задачі: дослідження витрат палива в котлах пересувних парогенераторних установок; зниження енергетичних витрат в приводних двигунах із запропонованою системою подавання водяної пари; дослідження ефективної питомої витрати та ефективної потужності на привод насосів в пересувних парогенераторних установках.

Мета і задачі експериментальних досліджень характеристик пересувних парогенераторних установок – вибір необхідного обладнання, вимірювального устаткування та об'єктів для промислових і лабораторних випробувань.

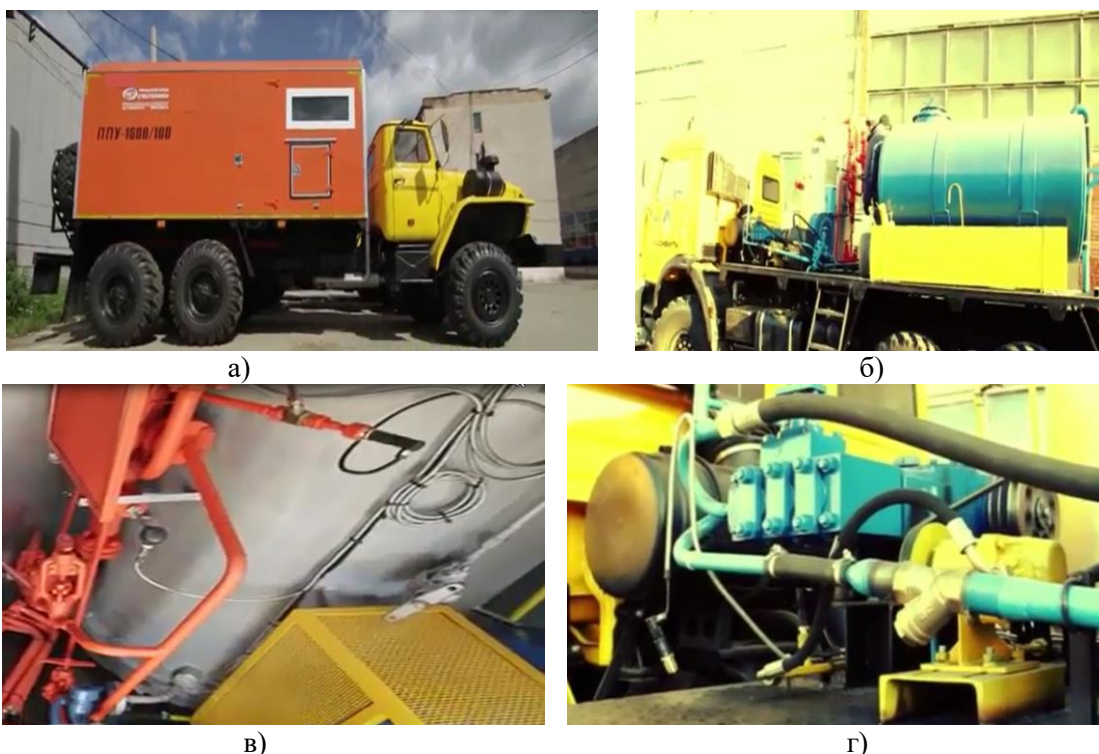
Експериментальна перевірка адекватності теоретичних розрахунків проводилися в умовах промислових випробувань групи технічного сервісу «Укрнафта» (м. Надвірна). Дослідження виконувались на базі лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100 закритого типу (рис. 1, а) та лабораторно-промислової установки ППУА-1200/100М відкритого типу (рис. 1, б).

Основними елементами лабораторно-промислових парогенераторних установок є: шасі автомобіля (рис. 1, а, б); ємності: цистерна для води та додаткові паливні баки для газогенератора (рис. 1, б); парогенераторний котел (рис. 1, в); споживачі потужності – нагнітальні пристрої: повітряний вентилятор ВР-12, плунжерний водяний насос ПТ-1.1, дизельний паливний насос НШ-10 (рис. 1, г). Оскільки модель процесу теплообміну, циркуляції теплоносія та аеродинаміки газового потоку в котлах газогенераторів є складною багатофакторною зада-

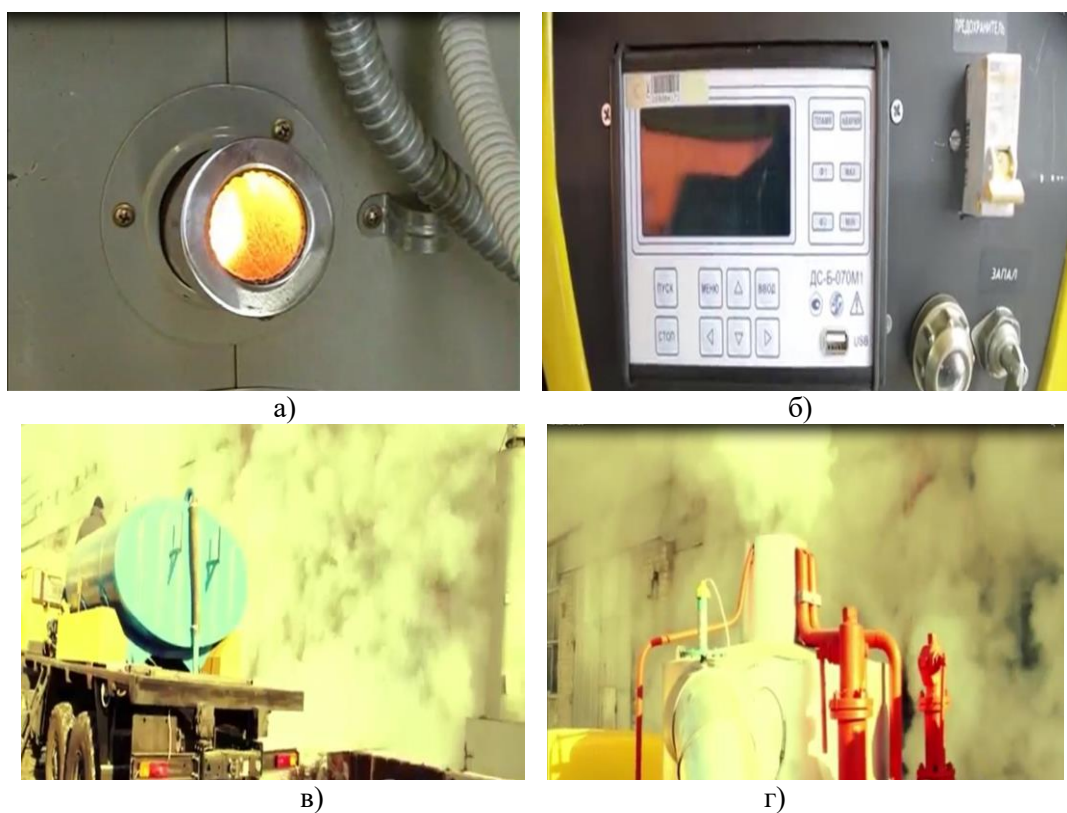
чею, то для підтвердження теоретичних розрахунків при дослідженні вищезгаданих процесів було виконано натурні промислові експериментальні дослідження на різних режимах роботи установок (рис. 2, а-г).

Проведення промислових експериментальних досліджень відбувалось у такій послідовності. Вода з цистерн подавалась за допомогою водяного насоса трубопроводами в змійовики котла парогенератора. Повітря, як окислювач, подавалось тангенціально через радіальний сопловий апарат відцентровим вентилятором до аксіальних лопатевих завихрювачів пального пристрою і далі – в топковий простір парогенератора. Туди ж, в топковий простір, здійснювалась і подача водяної пари з вихідного парового маніфольду установки. Пароутворення відбувається у процесі випаровування води внаслідок хімічної реакції згоряння палива в топковому просторі парогенератора та передачі тепла воді через стінки трубок змійовиків парогенератора. Паливо, необхідне для процесів горіння, подавалось з додаткових паливних баків (2 шт.) плунжерним паливним насосом до пальника. Пальник служить для сумішоутворення та спалювання паливної суміші (в тому числі і пародизельної суміші) в топковому просторі парогенератора вихрового типу.

Для реєстрації температур теплоносія та продуктів згоряння в котлах газогенераторних установок використовувався вимірювальний комплекс на базі восьми хромель-копелевих термопар для кожного котла. Реєстрація температур теплоносія в трубках змійовиків та продуктів згоряння в котлах парогенераторних установок відбувалась за допомогою хромель-копелевих термопар з відхиленням  $\pm 1^\circ\text{C}$  в інтервалі вимірюваних температур від плюс 15 до плюс 340  $^\circ\text{C}$ . При цьому чотири термопари (хромель-копель) розташовувалися в чотирьох точках по висоті котла та центру перетину випуску відпрацьованих газів, а чотири термопари



**Рисунок 1 – Зовнішній вигляд лабораторно-промислових установок ППУА-1600/100 закритого (а) та ППУА-1200/100 відкритого (б) типів групи технічного сервісу «Укрнафта»; парогенераторний котел (в); повітряний вентилятор ВР-12, плунжерний водяний насос ПТ-1.1, дизельний паливний насос НШ-10 (г) лабораторно-промислової установки ППУА-1600/100**



**Рисунок 2 – Проведення експериментальних випробовувань на базі лабораторно-промислової установки: процеси горіння палива в котлі теплогенератора (а); викиди продуктів згоряння з котла теплогенератора (б); робота установки на режимі – I (в); робота установки на режимі – II (г)**

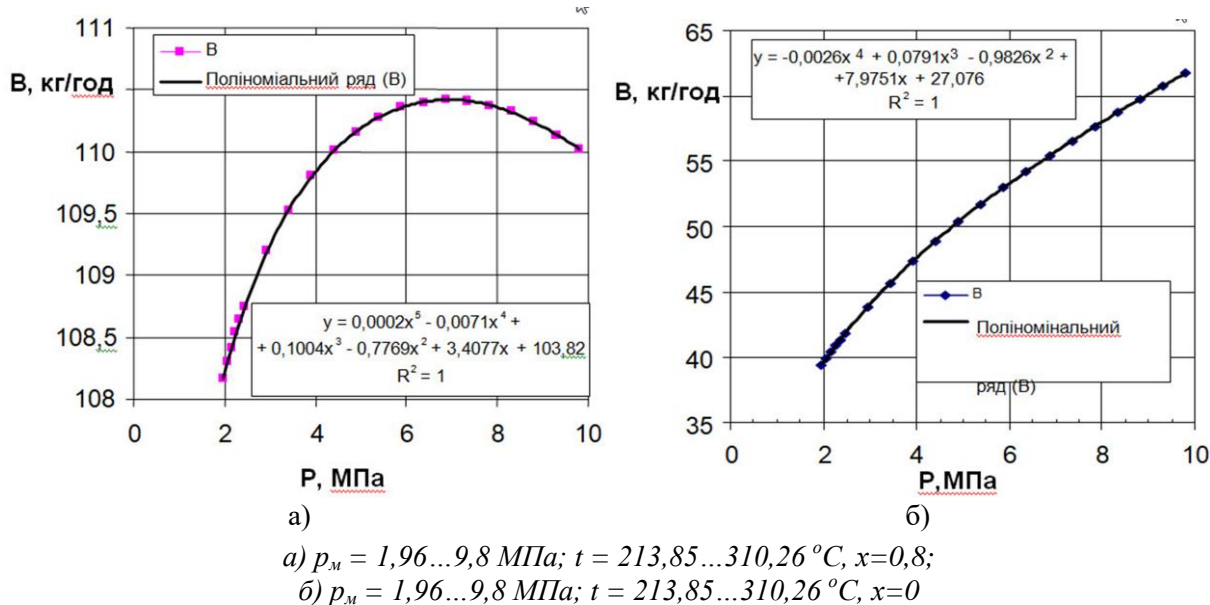


Рисунок 3 – Залежність годинної витрати палива  $V$  для режиму I залежно від тиску  $P_m$  вологої насиченої пари установкою ППУА-1600/100

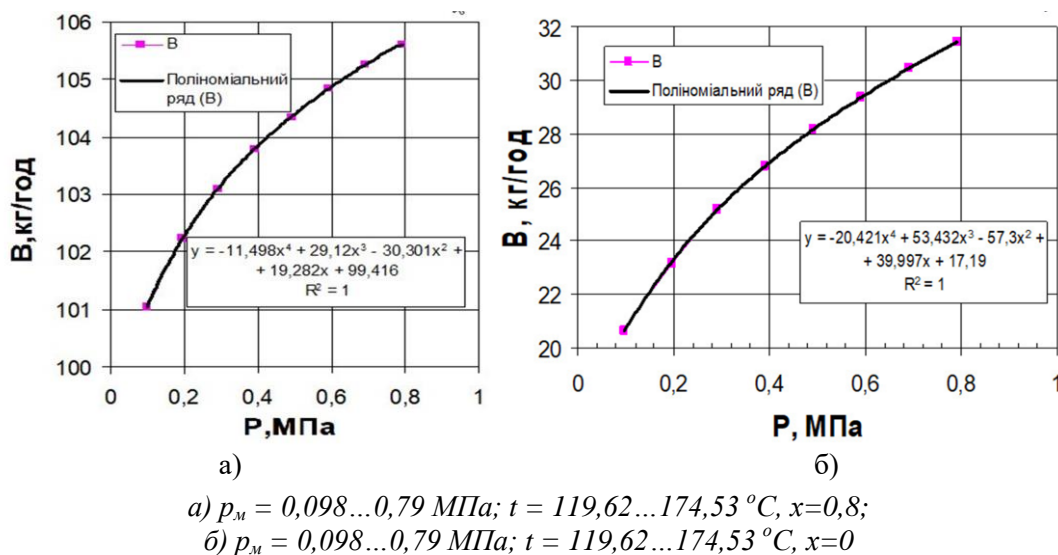


Рисунок 4 – Залежність годинної витрати палива  $V$  для режиму II залежно від тиску  $P_m$  вологої насиченої пари установкою ППУА-1600/100

визначали температури на трубах змійовиків: на вході-виході, внутрішнього та зовнішнього. Покази датчиків температури теплоносія в трубах змійовиків та продуктів згорання в котлах реєструвалися неперервно.

Витрати палива визначались на годину роботи парогенераторної установки для сталих режимів (тиску  $P$ , температури  $t$  і міри сухості насиченої пари  $x$ ). Парогенераторні установки використовувались для отримання вологої і сухої насиченої пари при абсолютних тисках, нижчих за 10 МПа (режим I) і 0,78 МПа (режим II).

Експериментальні залежності витрат палива та поліноміальна залежність витрат палива в залежності від манометричного тиску установ-

ки ППУА-1600/100М для режиму I та  $x=0,8$  зображені на рисунку 3, а. Графіки витрат палива та поліноміальна залежність витрат дизельного палива залежно від манометричного тиску установки ППУА-1600/100М для режиму I та  $x=0$  зображені на рисунку 3, б. Експериментальні залежності витрат палива та поліноміальна залежність витрат палива залежно від манометричного тиску установки ППУА-1600/100М для режиму II та  $x=0,8$  зображені на рисунку 4, а. Графіки витрат палива та поліноміальна залежність витрат дизельного палива залежно від манометричного тиску установки ППУА-1600/100М для режиму II та  $x=0$  зображені на рисунку 4, б.

Після узагальнення результатів промислових випробовувань було одержано експериментальні залежності витрат палива від тиску пари.

Витрата палива установкою ППУА-1200/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ( $p_m = 1,078 \dots 9,898$  МПа;  $t = 179,04 \dots 309,53$  °С,) складала:

$$\begin{aligned} &\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1 \\ B_{x=0,8}^{1,2} &= -0,00006p_m^6 + 0,0023p_m^5 - 0,0371p_m^4 + \\ &+ 0,313p_m^3 - 1,5474p_m^2 + 4,6165p_m + 76,625; \quad (29) \\ &\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{x=0}^{1,2} &= 0,0007p_m^5 - 0,241p_m^4 + 0,3163p_m^3 - \\ &- 2,1581p_m^2 + 9,7991p_m + 16,06, \quad (30) \end{aligned}$$

де  $p_m$  – тиск вологої насиченої пари (пароводяної суміші) в котлі за показами манометра, МПа.

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в діапазоні режимів ( $p_m = 1,078 \dots 9,898$  МПа;  $t = 179,04 \dots 309,53$  °С,) складала:

$$\begin{aligned} &\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1 \\ B_{x=0,8}^{1,6} &= -0,00008p_m^6 + 0,0031p_m^5 - 0,049p_m^4 + \\ &+ 0,4138p_m^3 - 2,0456p_m^2 + 6,103p_m + 101,3; \quad (31) \\ &\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{x=0}^{1,6} &= 0,001p_m^5 - 0,0318p_m^4 + 0,4182p_m^3 - \\ &- 2,8531p_m^2 + 12,954p_m + 21,232. \quad (32) \end{aligned}$$

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в режимі – I в діапазоні зміни параметрів ( $p_m = 1,96 \dots 9,8$  МПа;  $t = 213,85 \dots 310,26$  °С) складала:

$$\begin{aligned} &\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1 \\ B_{x=0,8}^{1,6(I)} &= 0,0002p_m^5 - 0,0071p_m^4 + 0,1004p_m^3 - \\ &- 0,7769p_m^2 + 3,4077p_m + 103,82; \quad (33) \\ &\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{x=0}^{1,6(I)} &= 0,0026p_m^4 + 0,0791p_m^3 - 0,9826p_m^2 + \\ &+ 7,9751p_m + 27,076. \quad (34) \end{aligned}$$

Витрата палива установкою ППУА-1600/100 (кг/год.) в режимі – II в діапазоні зміни параметрів ( $p_m = 0,098 \dots 0,79$  МПа;  $t = 119,62 \dots 174,53$  °С) складала:

$$\begin{aligned} &\text{для } x=0,8 \text{ та } R^2=1 \\ B_{x=0,8}^{1,6(II)} &= -11,498p_m^4 + 29,12p_m^3 - 30,301p_m^2 + \\ &+ 19,282p_m + 99,416; \quad (35) \\ &\text{для } x=0,0 \text{ та } R^2=1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{x=0}^{1,6(II)} &= -20,421p_m^4 + 53,432p_m^3 - 57,3p_m^2 + \\ &+ 39,997p_m + 17,19, \text{ кг/год.} \quad (36) \end{aligned}$$

В рівняннях (29)-(36)  $B_{x=0,8}^{1,2}$ ,  $B_{x=0}^{1,2}$ ,  $B_{x=0,8}^{1,6}$ ,  $B_{x=0}^{1,6}$ ,  $B_{x=0,8}^{1,6(I)}$ ,  $B_{x=0}^{1,6(I)}$ ,  $B_{x=0,8}^{1,6(II)}$ ,  $B_{x=0}^{1,6(II)}$ ,

$B_{x=0}^{1,6(II)}$  – відповідно годинні витрати палива для отримання пари для міри сухості ( $x=0,8$  і  $x=0$ ) установками позначеними:  $I,2$  – ППУА-1200/100;  $I,6$  – ППУА-1600/100;  $I,6(I)$  – ППУА-1600/100 (режим – I) і  $I,6(II)$  – ППУА-1600/100 (режим – II), кг/год. Порівняння витрат дизельного палива стандартними установками ППУА-1600/100, ППУА-1200/100 та використання пародизельних сумішей показало, що термічний ККД котлів пересувних парогенераторних установок підвищується, а витрата дизельного палива для різних режимів знизилась на 8-14 %.

Під час проведення промислових досліджень виконувалася оцінка похибок їхніх результатів. З цією метою всі випробовування за фіксованих основних параметрів проводились не менше п'яти разів. За підсумками кожної такої серії експериментальних досліджень обчислювалися усереднені значення всіх досліджуваних величин. Далі визначалися значення середньоквадратичних відхилень величин та їхні коефіцієнти варіації. Результати оброблення дослідних даних показали, що всі експерименти проведені за досить незначних відносних випадкових похибок. Залежно від тисків і зміни температур їх значення коливались від 0,75 % до 2,48 %. Встановлено, що зі збільшенням температур та тисків величина похибки зростає. Проводячи оцінювання та аналіз результатів похибок виконаних експериментів, можна зробити висновки про досить високу стабільність одержаних результатів.

## Висновки

Теоретично досліджені фізико-хімічні процеси при згорянні пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок. Запропонована математична модель процесів згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок нафтогазової галузі. При математичному моделюванні робочого процесу згоряння пародизельної суміші в котлах пересувних парогенераторних установок доцільним є застосування термодинамічного розрахунку, що базується на використанні Першого закону термодинаміки та теоретичних залежностей теплового балансу.

Задаючи закон згоряння як функцію характеристики подачі палива та використовуючи ряд послідовних наближень для законів введення теплоти (зі швидкістю подачі, зі швидкістю випаровування, зі швидкістю утворення стехіометричної пародизельної суміші, з урахуванням лімітування процесу згоряння в зоні горіння) можна визначити характерні параметри



ри процесу. Такий підхід забезпечує адекватність розрахунків індикаторних показників та тепловиділення.

Результати промислових випробувань свідчать про достатньо високу точність запропонованої математичної моделі, яка може бути використана як при експлуатації парогенераторних установок, так і при прогнозуванні потреби підприємств нафтогазової галузі в паливних ресурсах на виконання запланованих обсягів робіт. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження дають можливість створити один єдиний метод визначення витрат дизельного палива та пародизельних сумішей при різних режимах роботи різних моделей установок ППУА. Порівняння витрат дизельного палива стандартними установками ППУА-1600/100, ППУА-1200/100 та використання пародизельних сумішей показало, що термічний ККД котлів пересувних парогенераторних установок підвищується, а витрата дизельного палива для різних режимів знизилась на 8-14 %.

З огляду на те, що пересувні парогенераторні установки ППУА-1600/100 та ППУА-1200/100 мають фізичну, геометричну і теплову подібність з іншими моделями пересувних парогенераторних установок, отримані результати досліджень можуть бути поширені на інші моделі парогенераторних установок.

### *Література / References*

1. Hasannuddin A. K., Wira J. Y., Sarah S., Aqma W. W. S., Hadi A. A., Hirofumi N., Azrin M. A. Performance, emissions and lubricant oil analysis of diesel engine running on emulsion fuel. *Energy conversion and management*. 2016. 117. P. 548-557.
2. Wamankar A. K., & Murugan S. Combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine with internal jet piston using carbon black-water-diesel emulsion. *Energy*. 2015. No 91, P. 1030-1037.
3. De Giorgi M. G., Fontanarosa D., Ficarella A., Pescini E. Effects on performance, combustion and pollutants of water emulsified fuel in an aeroengine combustor. *Applied Energy*. 2020. No 260, P. 114263.
4. Niszczota P., Gieras M. Impact of the application of fuel and water emulsion on CO and NO<sub>x</sub> emission and fuel consumption in a miniature gas turbine. *Energies*. 2021. No 14(8), P. 2224.
5. Sartomo A., Santoso B., Muraza O. Recent progress on mixing technology for water-emulsion fuel: A review. *Energy Conversion and Management*. 2020. No 213, P. 112817.
6. Yahaya Khan M., Abdul Karim Z. A., Hagos F. Y., Aziz A. R. A., Tan I. M. Current trends in water-in-diesel emulsion as a fuel. *The Scientific world journal*. 2014. No 16(3). P. 567.
7. Patil H., Gadhawe A., Mane S., Waghmare J. Analyzing the stability of the water-in-diesel fuel emulsion. *Journal of Dispersion Science and Technology*. 2015. No 36(9). P. 1221-1227.
8. Mondal P. K., Mandal B. K. Experimental investigation on the combustion, performance and emission characteristics of a diesel engine using water emulsified diesel prepared by ultrasonication. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2018. No.40. P. 1-17.
9. Jhalani A., Sharma D., Soni S. L., Sharma P. K., Sharma S. A comprehensive review on water-emulsified diesel fuel: chemistry, engine performance and exhaust emissions. *Environmental Science and Pollution Research*, 2019. No 26. P. 4570-4587.
10. Shinjo J., Xia J., Ganippa L. C., Megaritis A. Physics of puffing and microexplosion of emulsion fuel droplets. *Physics of Fluids*, 2014. No 26(10), P. 103302.
11. Rodzewicz, R., & Gieras, M. Numerical investigation of heat transfer in fuel-water emulsion droplet. *Arch. Combust.* 2018. No 38, P. 1-10.
12. Moussa O., Tarlet D., Massoli P., Bellettre J. Investigation on the conditions leading to the micro-explosion of emulsified fuel droplet using two colors LIF method. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2020. No 116. P. 110106.
13. Kerivnytsstvo z ekspluatatsii K35.00.00.000 PE «Ustanovka peresuvna promyslova parova PPUA-1600/100. JSC Nalchinskyi mashynobudivnyi zavod. 2017. [in Ukrainian]
14. Sazhin S. S., Rybdylova O., Crua C., Heikal M., Ismael M. A., Nissar Z., Aziz A. R. B. A simple model for puffing/micro-explosions in water-fuel emulsion droplets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. No 131. P. 815-821.