

**М. Р. Ткач • Б. Г. Тимошевський • О. С. Митрофанов
А. Ю. Проскурін • А. С. Познанський • Ю. М. Галинкін**

**УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА СУДНОВИХ ДВЗ:
термохімічні та воднево-металогідридні технології**

*Рекомендовано Вченою радою Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова*

**Миколаїв
Видавець Торубара В. В.**

2020

УДК 621.43

У84

Рекомендовано Вченою радою Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова як монографія (протокол №3 від 25 жовтня 2019 р.).

Рецензенти:

Білогуб О.В., доктор технічних наук, професор, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ»

Варбанець Р.А., доктор технічних наук, професор, Одеський національний морський університет

Радченко М.І., доктор технічних наук, професор, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

У84 Утилізація тепла суднових ДВЗ: термохімічні та воднево-металогідридні технології : монографія / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін, А. С. Познанський, Ю. М. Галинкін. – Миколаїв : Видавець Торубара В. В., 2020. – 168 с.

ISBN 978-617-7472-64-2

В монографії представлена загальна характеристика суднових енергетичних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння, проаналізовані шляхи підвищення їх ефективності та екологічності. Доведена перспективність використання термохімічних й воднево-металогідридних технологій щодо підвищення паливо-економічних та екологічних показників за рахунок більш раціонального використання енергії палива. Наведені відомості про експериментальні стенди, системи вимірювання та реєстрації результатів. Експериментально досліджені та оброблені з використанням авторських комп'ютерних програм характеристики зміни індикаторних та екологічних показників двигуна та установки з системою утилізації. Наведені характеристики робочих процесів в елементах утилізаційних металогідридних установок. Представлено варіанти реалізації концепції термохімічних технологій в енергетичних установках різного цільового призначення. Розглянуті особливості роботи та шляхи підвищення ефективності енергетичних установок з системами утилізації. Визначено особливості використання синтез-газу у якості основного палива або як добавку. Проаналізовано перспективи подальшого розвитку та оцінена ефективність реалізації концепції створення суднових енергетичних установок на базі термохімічних технологій. Проаналізовані варіанти реалізації, особливості роботи та шляхи підвищення ефективності воднево-металогідридних технологій утилізації тепла. Розглянуто особливості їх роботи. Проаналізовано перспективи їх подальшого розвитку.

УДК 621.43

У84

ISBN 978-617-7472-64-2 © М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов,
А. Ю. Проскурін, А. С. Познанський, Ю. М. Галинкін

*Присвячено сторіччу Національного
університету кораблебудування імені
адмірала Макарова:
МКІ 1920–1994,
УДМТУ 1994–2004,
НУК 2004–...*

Від авторів

Двигуни внутрішнього згоряння на теперішній час є головними та допоміжними джерелами енергії на абсолютній більшості суден світового комерційного флоту. Це обумовлено, в першу чергу, їх високою паливною економічністю, достатньо прийнятними екологічними характеристиками, потенціалом модернізації, а також, накопиченим досвідом проектування, виробництва та експлуатації. Не зважаючи на наявність на судах певної кількості газотурбінних та паротурбінних двигунів, використання ДВЗ на світовому транспортному флоті вважається перспективним при наймі ще на декілька десятиріч. Для забезпечення *status quo* протягом останніх років головні завдання дослідників, проєктантів та виробників енергетичних установок з ДВЗ полягали у зниженні витрат палива та шкідливих викидів у навколишнє середовище на одиницю транспортної роботи судна.

Багаторічними зусиллями провідних виробників суднових ДВЗ досягнуті мінімальні значення паливної економічності, наближені до термодинамічних границь: у малообертових двигунів – 152...154 г/(кВт×год) та 176...185 г/(кВт×год) у середньообертових. Між тим, навіть у суднових малообертових двигунів, кількість вторинних енергетичних ресурсів (в першу чергу у теплових), що викидаються у навколишнє середовище, наближена до половини теплоти палива, спаленого в циліндрах. Проте, їх потенціал не перевищує 500К відповідно до температури випускних газів малообертових двигунів (на часткових навантаженнях навіть 473К) та 470К для надуваного повітря. Корисне використання таких ресурсів складає суттєвий важіль підвищення конкурентоздатності суднових двигунів внутрішнього згоряння.

Традиційний путь зменшення питомих витрат палива судновими ДВЗ – використання вторинної теплової енергії паросиловими утилізаційними установками (цикл Ренкіна) має енергетичну ефективність на рівні 0,04...0,08. Використання сучасних органічних речовин (наприклад, хлорфторвуглеводнів) до-

зволило досягнути ККД таких утилізаційних установок 9...11%. З урахуванням додаткових капітальних та експлуатаційних витрат, сфера використання утилізаційних установок на основі циклу Ренкіна суттєво звужена.

Таке становище і обумовлює необхідність використання новітніх підходів до вирішення проблеми подальшого покращення ефективності суднових ДВЗ. Додатковим фактором, який стимулює дослідження в цьому напрямку, є вимоги **IMO (International Maritime Organization)** щодо обмеження викидів оксидів азоту, вуглецю та сірки.

Одним з перспективних шляхів досягнення більш високої ефективності суднових ДВЗ є застосування термохімічних технологій утилізації вторинних енергетичних ресурсів на основі водню та реверсивних металогідридних сполук, які дозволяють перетворювати вторинну теплову енергію суднових ДВЗ низького потенціалу у механічну роботу з достатньо високим ККД. Також зазначені технології дають можливість використовувати у суднових ДВЗ альтернативні палива.

В Центрі перспективних технологій Національного університету кораблебудування протягом останніх десятиріч виконано теоретичні та дослідно-конструкторські роботи, спрямовані на дослідження, створення та впровадження новітніх систем утилізації вторинної низькопотенціальної теплоти суднових ДВЗ на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій. Особлива увага приділена металогідридним утилізаційним системам та системам з використанням термохімічного перетворення палив в синтетичний газ.

Зазначені дослідження являють собою логічне продовження та розвиток наукового напрямку зі створення суднових енергетичних установок та стаціонарних виробництв на базі альтернативних палив що вироблено з відходів полімерної сировини, яке в свою чергу базується на циклі дослідницьких робіт відповідно до джерел енергії та базі теплових акумуляторів та гідридних акумуляторів водню щодо підводних технічних засобів. Організаційні рішення, наукові та технічні результати, що отримано в процесі цих багаторічних досліджень та розробок суттєво прискорили та забезпечили високий рівень наступних науково-дослідних та конструкторських робіт.

В утилізаційних установках на основі металогідридних технологій реверсивні металогідридні сполуки використовуються у якості перетворювача низькопотенційної теплової енергії у механічну, а водень – робочого тіла розширювальних машин. Результати досліджень в цьому напрямку довели, принципову можливість реалізації та високі показники ефективності. Ефективність перетворення низькопотенційної енергії відповідно до параметрів сучасних суднових ДВЗ досягає 25 відсотків.

Утилізаційні установки на базі термохімічної конверсії палив в синтетичний газ використовують вторинну теплоту ДВЗ для забезпечення термохімічної обробки палива. Синтетичний газ, що отримано за рахунок термохімічних перетворень, характеризується підвищеною (на величину енергії, поглинутої при реакції конверсії) масовою теплотворною спроможністю у порівнянні з первинним паливом. Підвищення ефективності суднових ДВЗ за рахунок використан-

ня утилізаційних установок, які базуються на зазначеному вище принципі, може досягати 20 відсотків. Одночасно, використання синтетичного газу, що отримано, за рахунок підвищеного вмісту водню, сприяє зменшенню викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище.

В монографії викладено результати науково-дослідної та проектно-конструкторської роботи авторів за останні 10 років, які були спрямовані на дослідження та впровадження термохімічних технологій утилізації низькопотенційної теплоти судових ДВЗ. Автори висловлюють щиро подяку всім фахівцям, які допомагали при підготовці та проведенні досліджень, канд. техн. наук, доценту Костенко Д.В., канд. техн. наук, доценту Тарасенко О.І., інженерно-технічним працівникам Руденко В.С., Шевченко В.В., Тульчевському В.П., Левіцькому В.Л, Мовчану Є.В.

Особлива подяка рецензентам: доктору технічних наук, професору кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "ХАІ" Білогубу Олександрові Віталійовичу, доктору технічних наук, професору, завідувачу кафедри "Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація" Одеського Національного морського університету Варбанцу Роману Анатолійовичу, доктору технічних наук, професору, завідувачу кафедри кондиціювання та рефрижерації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Радченко Миколі Івановичу за цінні конструктивні зауваження та поради авторам при підготовці рукопису.

Автори повною мірою усвідомлюють неможливість досягнення в науці, а, тем більше, у техніці ідеальних результатів, та будуть щиро вдячні за конструктивні зауваження та пропозиції.

*З повагою, М. Ткач, Б. Тимошевський,
м. Миколаїв, жовтень 2019 року.*

1. АНАЛІЗ СТАНУ Й ШЛЯХІВ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ

1.1. Загальна характеристика суднових енергетичних установок

Світовий досвід показує, що суднобудування є вельми прибутковою галуззю і характеризується високими доходами виробників, великою кількістю створених робочих місць і потужним впливом на розвиток інших галузей економіки. Україна має сприятливі природно-кліматичні умови, вихід до моря і розвинутому мережу внутрішніх водних шляхів, потужні промислові, наукові та кадрові ресурси, що обумовлює дуже високий потенціал для розвитку галузі малотоннажного рекреаційного суднобудування.

Суднобудування – специфічна галузь промисловості. Акумулюючи в своїй продукції досягнення великої кількості суміжних галузей промисловості (металургії, машинобудування, електроніки і т.п.), суднобудування одночасно стимулює розвиток цих галузей і досягнення ними високого науково-технічного рівня. Створення одного робочого місця в суднобудуванні сприяє появі 4–5 робочих місць в суміжних галузях. Можна сказати, що з одного боку, суднобудування є індикатором рівня розвитку економіки держави, з іншого – стимулюючою ланкою економічного розвитку.

Розвиток світового і вітчизняного флоту продовжує йти по шляху спеціалізації суден, їх пристосування до перевезення різноманітних вантажів, скорочення часу стоянки, зменшення штату команди і в кінцевому підсумку – зниження експлуатаційних витрат. Значна роль в цьому відведена енергетичним установкам (ЕУ) суден, оскільки їх надійність і економічність визначають витрати на паливо, масло, технічне обслуговування, ремонт і змінно-запасні частини.

Типаж ЕУ перспективних суден визначається наступними основними факторами: типами суден, які залежать від обсягів і структури перевезень; станом світового паливного балансу, який визначає можливість поставки флоту того чи іншого виду палива; рівнем розвитку суднової енергетики.

Серед існуючих суднових енергетичних установок (СЕУ) набули найбільшого поширення установки на базі поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). В даний час їх частка в загальному обсязі споруджуваних суден перевищує 98 %. Пояснюється це очевидними перевагами ДВЗ в порівнянні з іншими тепловими двигунами: ДВЗ мають найвищу економічність (їх ККД можуть перевищувати 50 %); стабільно працюють на різних сортах газоподібного і рідкого палива, включаючи важке з в'язкістю 700 сСт і вмістом сірки 5 %; найкра-

щим чином пристосовані до автоматизації, що забезпечує безвахтове управління і обслуговування; вони володіють значним ресурсом і постійною готовністю до функціонування. Більш того, різноманітність конструкцій і типів судових ДВЗ, що перекривають широкий діапазон агрегатної потужності (8...100000 кВт), частоти обертання ($55...5000 \text{ хв}^{-1}$) і питомої маси ($2...38 \text{ кг/кВт}$), дає можливість вибору їх в якості головних двигунів для різних суден, починаючи від великотоннажних водотоннажністю понад 300 тис. тон і закінчуючи легкими прогулянковими катерами та моторними човнами. Схожа ситуація спостерігається і з допоміжними двигунами, які використовуються для приводу генераторів електричного струму: асортимент двигун-генераторів настільки широкий, що будь-яких ускладнень з комплектацією судових електростанцій не існує.

Серед різних СЕУ дизельні установки займають провідне становище. Ними обладнуються всі види транспортних і рибпромислових суден морського і річкового флотів. В даний час практично весь транспортний флот обладнаний дизельними двигунами.

Суднові дизельні установки (СДУ) знаходять широке застосування в зв'язку з наступними перевагами:

1. Перетворення хімічної енергії рідкого палива в механічну роботу безпосередньо всередині робочих циліндрів дизелів забезпечує високу економічність СДУ з ефективним ККД близько 48...52 %, що перевищує економічність СЕУ всіх інших типів.

2. Висока економічність СДУ не залежить від агрегатної потужності головного двигуна і підтримується не тільки на номінальному, а й на часткових навантаженнях.

3. Простота СДУ забезпечує легку пристосовність до автоматизації, агрегування і уніфікації енергетичного обладнання.

4. СЕУ на базі малооборотних дизельних двигунів дає можливість здійснювати пряму передачу енергії на рушій (без редуктора).

5. Широкий діапазон типорозмірів дизельних двигунів з циліндричною потужністю від 5 до 6000 кВт дозволяє створити СДУ практично для будь-яких типів суден.

6. Мінімальні витрати часу на підготовку дизельних двигунів до пуску забезпечують постійну готовність СДУ до дії з наступним швидким доведенням навантаження до номінального.

7. Двигуни СДУ можуть працювати на різних сортах палив – «легкому» в'язкістю при $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 3...6 мм²/с (сСт), «важкому» в'язкістю при $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до 700 мм²/с з вмістом сірки до 5 % і газоподібному.

В даний час випускається безліч судових дизельних двигунів різноманітних моделей, які забезпечують потреби суднобудування і судноплавства. Їх прийнято ділити на три групи [1]:

- малооборотні (МОД) з частотою обертання до 250 хв^{-1} ;
- середньооборотні і підвищеної оборотності (СОД і ПОД) з частотою обертання понад 250 і приблизно до $1000...1200 \text{ хв}^{-1}$;
- високооборотні (ВОД) з частотою обертання приблизно понад 1200 хв^{-1} .

Із зарубіжних найбільш авторитетних виробників суднових дизельних двигунів можна назвати наступні фірми і компанії [2]: *MAN B&W* (Данія, Німеччина); *New Sulzer Diesel* (Швейцарія); *Mitsubishi, Daihatsu, Yanmar i Niigata* (Японія); *Wartsila* (Китай з групою країн); *MaK, MTU, Deutz MWM i SK.L* (Німеччина); *Caterpillar* (США); *S.E.M.T. Pielstick* (Франція); *Ulstein Bergen* (Норвегія); *GMT, Isotta Fraschini* (Італія); *Volvo Penta, Scania i Hedemora* (Швеція); *Paxman i Ruston* (Великобританія).

В свою чергу виробництво малотоннажних суден завжди було привабливим, тому що їм властива висока рентабельність будівництва і експлуатації. Експлуатація цих суден не схильна до різких коливань попиту, світовий ринок безперервно зростає і дуже далекий від насичення через постійну необхідність використання цього виду суден. Моторні човни застосовуються для транспортних, господарських, туристичних, розважальних і спортивних цілей, використовуються при проведенні рятувальних робіт, ловлі риби, патрулюванні водойм, полювання. Ринок плавзасобів для відпочинку, туризму збільшується на 10...15 % щорічно.

Згідно з «Технічного регламенту прогулянкових суден» [3] пропульсивний двигун може бути «двигун внутрішнього згоряння із запаленням від свічки чи від стиснення, який використовується для створення пропульсивної (рушійної) сили, у тому числі дво-чотиритактові двигуни, рушійно-стернові двигуни із вбудованим вихлопним трубопроводом або без нього та підвісні двигуни». Двигуни таких суден повинні відповідати наступним вимогам:

1) містити чітке маркування із зазначенням торговельної марки чи найменування виробника, типу двигуна, його ідентифікаційного номера та національного знака відповідності;

2) викиди відпрацьованих газів не повинні перевищувати таких норм з урахуванням того, що A , B і n – константи відповідно до таблиці, P – номінальна потужність двигуна;

3) строк експлуатації становить:

– стаціонарних і рушійно-стернових двигунів із вбудованим випускним трубопроводом або без нього – 480 годин безперервної роботи, або 10 років;

– двигунів, що встановлюються на суднах для індивідуального користування, – 350 годин безперервної роботи, або п'ять років;

– підвісних двигунів – 350 годин безперервної роботи, або 10 років.

Таблиця 1.1 – Норми викидів відпрацьованих газів для ДВЗ прогулянкових суден

Тип двигуна	Окис вуглецю $CO = A + B / (P \times n)$, г/кВт			Гідрокарбонат $HC = A + B / (P \times n)$, г/кВт			Окис азоту (NO_x), г/кВт	Частинки (PT), г/кВт
	A	B	n	A	B	n		
Двотактний з примусовим запалюванням (іскрове)	150	600	1	30	100	0,75	10	
Чотиритактний з примусовим запалюванням (іскрове)	150	600	1	6	50	0,75	15	
Дизельний двигун	5			1,5	2	0,5	9,8	1

Найбільш поширеними двигунами для катерів довжиною до 9 м є двигуни з примусовим запалювання, які працюють на бензині. Слідом за відміткою 10...11 метрів, де круїзні катери переходять в розряд моторних яхт, дизельний двигун, з легкістю витісняє бензиновий, де може проявити всі свої переваги. Починаючи від економічності і закінчуючи більш високим крутним моментом, що стає принциповим для таких розмірів судів.

Основні виробники двигунів для малотоннажних суден [4–6]: *Aabenraa Motorfabrik* (Данія), *AGCO SISU POWER* (Фінляндія), *Baltic Marine Group* (Естонія), *Bombardier* (Канада), *Mercury Marine* (США), *Daewoo International Corporation* (Південна Корея), *Deutz AG* (Німеччина), *Fisher Panda* (Німеччина), *FNM Marine by CMD* (Італія), *Hamilton Jet* (Нова Зеландія), *Honda Marine* (США), *Kohler Power Systems* (США), *MTU Friedrichshafen* (Німеччина), *Nanni Industries* (Франція), *Nissan Marine* (Японія), *Parsun Marine* (КНР), *Perkins* (Великобританія), *Scania* (Швеція), *Selva* (Італія), *Seven Marine* (США), *Sole Diesel* (Іспанія), *Suzuki Marine* (Японія), *Tohatsu* (Японія), *Vetus* (Нідерланди), *Volvo Penta* (Швеція), *Weber motors* (Німеччина), *Westerbeke* (США), *Yamabisi* (КНР), *Yamaha* (Японія), *Yanmar* (Нідерланди), *Alamarin-Jet Oy* (Фінляндія), *Craftsman Marine* (Нідерланди), *Hidea* (КНР), *Indmar Products* (США), *Japan Engineering* (Японія), *Zongshen-Selva* (КНР) та ін.

1.2. Шляхи підвищення ефективності та екологічності сучасних суднових енергетичних установок

Практично до 90 % енергії, яка виробляється людиною на землі, припадає на частку ДВЗ, що завдає величезної шкоди навколишньому середовищу. У зв'язку з цим в даний час в усьому світі помітна тенденція в області посилення вимог до шкідливих викидів з ВГ. Активне впровадження ДВЗ також вимагає більш активного використання сировини нафтового походження (рис. 1.2.1), запаси якого, як відомо, обмежені [7].

Вирішити більшість актуальних проблем пов'язаних з використанням поршневих двигунів можливо тільки впровадженням та розвитком енергозберігаючих та екологічно чистих технологій. Дані технології отримують розвиток та впровадження в країнах, в яких запаси нафти і газу сильно обмежені, а також там, де діють жорсткі вимоги з охорони навколишнього середовища, а національна політика орієнтована на застосування екологічно чистих видів моторного палива (Європа, США, Японія, Бразилія). Виробники енергетичних установок з поршневими ДВЗ поставлені перед необхідністю постійно впроваджувати в експлуатацію все більш енергетично ефективні та екологічно чисті способи приведення їх до руху [9].

В останні десятиліття намічена тенденція активного пошуку та впровадження альтернативних джерел енергії. В даний час ведеться багато досліджень та розробок з використання в ДВЗ альтернативних палив, які одержані з поновлюваних видів сировини [10–12].

Одним з найбільш перспективних альтернативних палив для поршневих ДВЗ є паливний етиловий спирт – етанол. До основних переваг етанолу відносяться можливість його отримання з будь-якого вуглеводневої сировини, в тому числі з поновлюваних джерел енергії (біомаса, відходи сільськогосподарської і харчової промисловості та ін.), а також наявність у складі кисню, що дозволяє поліпшити показники двигунів, що працюють на цьому альтернативному паливі [13].

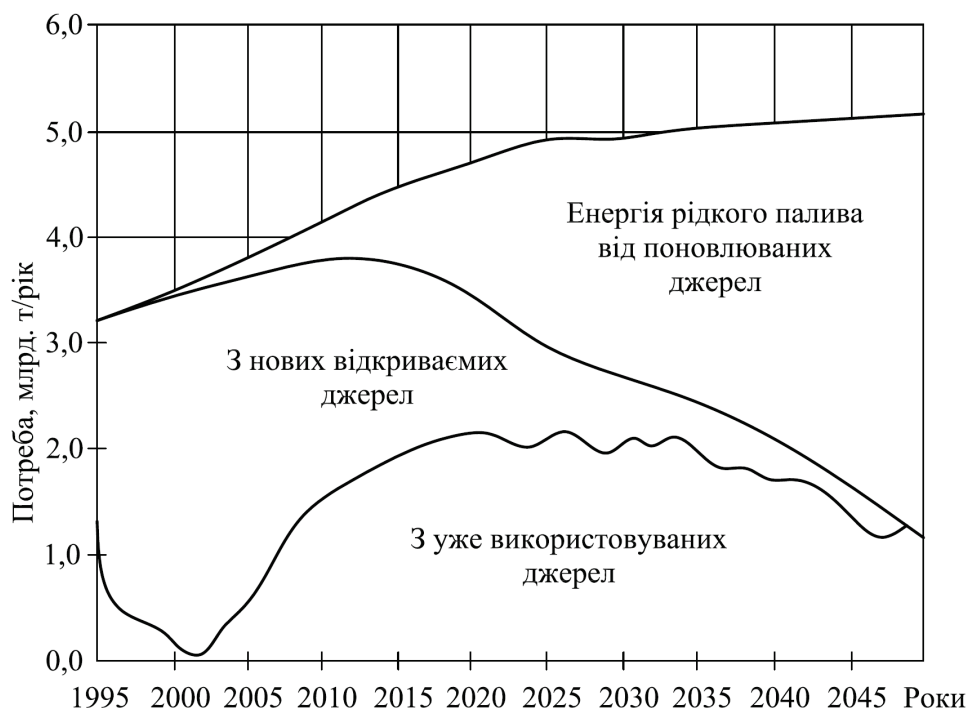


Рис. 1.2.1 – Стан та перспективи застосування рідкого палива в світі [8]

Етанол для України є величезним потенціалом зниження споживання нафтопродуктів, захисту навколишнього середовища, підйому сільськогосподарського виробництва та створення робочих місць. Досвід країн, що активно розвивають виробництво й споживання паливного етанолу, свідчить про прибутковість інвестицій вкладених у виробництво, збільшення прибутковості сільгоспвиробників, зростання податкових надходжень до бюджету [14].

Головним джерелом отримання паливного етанолу в даний час служить поновлювана рослинна сировина (очерет, цукровий буряк, картопля, кукурудза та ін.). Найбільшим у світі виробником етанолу є США. На їх частку припадає 60 % світового виробництва етанолу, який виробляється, головним чином, з кукурудзи (40...42 %). Етанол використовується в 21 штаті, етанол-бензинова суміш становить 10 % паливного ринку цієї країни [15].

Етанол можливо використовувати як чисте паливо в поршневих ДВЗ, проте найбільшого поширення він отримав в двигунах з іскровим запалюванням як добавка до бензину (присадка) для збільшення октанового числа та зменшення шкідливих викидів в атмосферу [16].

За кордоном товарне паливо, що складається з суміші етанолу та бензину, має буквено-числове позначення: буква Е та число, що позначає процентний

вміст етанолу. У Європейському Союзі в широкій експлуатації знаходяться бензо-етанольні палива *E5*, *E10*, *E85*, в Бразилії і Аргентині мають перевагу суміші *E25...E100*, в США *E10*, *E15* і *E85*.

Можна виділити два напрямки щодо застосування паливних бензо-етанольних сумішей в ДВЗ:

- добавка до бензину в концентрації етанолу 5...10 % (палива *E5*, *E10*) для використання на транспорті з «традиційними» бензиновими двигунами;
- суміш з вмістом етанолу до 85...100 % (палива *E20*, *E30*, *E85*) для використання на автотранспорті з системою універсального споживання палива (*Flexible-fuel vehicle*).

Внаслідок відмінностей етанолу від автомобільних бензинів за фізико-хімічними властивостями, які наведені в таблиці 1.1, необхідно вносити в конструкцію двигуна ряд змін, обсяг яких залежить від кількості етанолу в паливі.

Таблиця 1.2.1 – Фізико-хімічні властивості етанолу та бензину [17]

Показник	Бензин	Етанол
Густина при 20 °С, кг/м ³	700...770	794
Октанове число по моторному методу	76...88	93
Октанове число по випробувальному методу	76...98	108
Температура кипіння, °С:	35...215	78,4
Температура застигання, °С	–60...80	–114,6
Теплота випаровування, кДж/кг	180...306	913
Об'ємна теплота згоряння, кДж/м ³	35300	30030
Масова теплота згоряння, кДж/кг	42500	27720
Масова доля кисню, %	–	34,7
Тиск насичених парів при 38 °С, кПа	65...92	17

При концентрації етанолу в паливі до 10 % зміни в конструкцію ДВЗ вносити не потрібно. Введення в бензини 5...10 % етанолу підвищує їх детонаційну стійкість, так як при збільшенні концентрації кисню в паливі знижується теплота згоряння паливоповітряної суміші, відведення теплоти з камери згоряння відбувається більш швидше та в результаті знижується максимальна температура горіння, що дає можливість збільшити ступінь стиснення паливоповітряної суміші з етанолом й тим самим підвищити ККД двигуна.

При збільшенні концентрації етанолу в паливі понад 10 % необхідно вводити ряд змін в конструкцію двигуна [18]. В першу чергу необхідно вирішити проблему пов'язану з підвищенням корозійної активності бензо-етанольних палив по відношенню до металів. Підвищення корозійної активності палив з кисеньмісткими сполуками обумовлено накопиченням продуктів кислотного характеру, які утворюються в результаті окислювальних процесів. Дана обставина може призвести до корозійного руйнування елементів паливної системи транспортного засобу та двигуна. Основними способами зниження корозійного впливу є: додавання в паливо присадок, що забезпечують повний захист металу від корозії; використання захисних антикорозійних покриттів металів (анодно-

окисне, хімічне окисне, пасивне покриття та ін.); заміна матеріалів, які піддаються впливу етанолу на більш стійкі.



Рис. 1.2.2. Головка поршня з доопрацюванням у вигляді приливу для збільшення ступеня стиснення

Етанол має більш високе октанове число в порівнянні з бензином. Це дає можливість збільшити ступінь стиснення до $\varepsilon = 12 \dots 14$ і тим самим підвищити ККД двигуна та знизити питому витрату палива. Для збільшення ступеня стиснення на двигунах виконують доопрацювання форми камери згоряння, наприклад, як показано на рис. 1.2.2, за допомогою зміни форми головки поршня.

Для попередження детонаційного згоряння паливоповітряної суміші при високих ступенях стиснення виконують коригування системи запалювання та впроваджують систему контролю детонації, яка по акустичному стану двигуна здійснює коригування кута випередження запалювання. Також з метою більш ефективного відводу тепла від поршня та зменшення можливості виникнення детонації виконують доопрацювання системи охолодження: збільшують довжину сорочки охолодження по висоті втулки циліндра та застосовують термостати з більш точним електронним управлінням.

У результаті меншої питомої теплоти згоряння етанолу необхідно коригувати паливоподачу в плані збільшення тиску уприскування, приблизно на 30 %, та об'єму уприскування бензо-етанольного палива й відповідно збільшення об'єму паливного бака, приблизно в 1,25..1,4 рази, для збереження пробігу транспортного засобу.

При використанні паливних сумішей з високим вмістом етанолу необхідно модернізувати систему випуску. З огляду на меншу питому теплоту згоряння бензо-етанольних сумішей каталітичний нейтралізатор ВГ необхідно розміщувати ближче до випуску двигуна з метою його більш швидкого прогрівання і виходу на робочий режим. Наявність в ВГ альдегідів, кетонів та карбонових кислот вимагає використання каталітичних нейтралізаторів, які здатні їх окисляти до води та CO_2 . Також внаслідок наявності в етанолі додаткового кисню потрібно перенастроювання лямбда-зонда на інший стехіометричний коефіцієнт надлишку повітря.

Тиск насичених парів є одним з найважливіших експлуатаційних властивостей палив, які відповідають за його пускові якості та схильність до утворення парових пробок. Додаток етанолу до бензину змінює тиск насичених парів суміші палив. Незважаючи на те, що етанол має тиск насичених парів нижче, ніж бензин, при їх змішуванні цей показник збільшується. При додаванні етанолу в кількості до 6 % (об.) тиск насичених парів паливної суміші різко зростає, і з подальшим збільшенням концентрації етанолу цей показник поступово падає (рис. 1.2.3).

Внаслідок низького тиску насичених парів та високої теплоти випаровування сумішей з високим вмістом етанолу ускладнюється запуск двигунів вже при температурах нижче 10°C . Для подолання цієї проблеми існує ряд рішень.

Внаслідок низького тиску насичених парів та високої теплоти випаровування сумішей з високим вмістом етанолу ускладнюється запуск двигунів вже при температурах нижче 10°C . Для подолання цієї проблеми існує ряд рішень.

Найбільш простим є додавання в етанолмістке паливо для поліпшення пускових якостей 4...6 % ізопентану, 6...8 % диметилового ефіру або бутану. Введення даних компонентів забезпечує нормальний пуск двигуна при температурах навколишнього повітря від мінус 20 до мінус 25 °С (рис. 1.2.4).

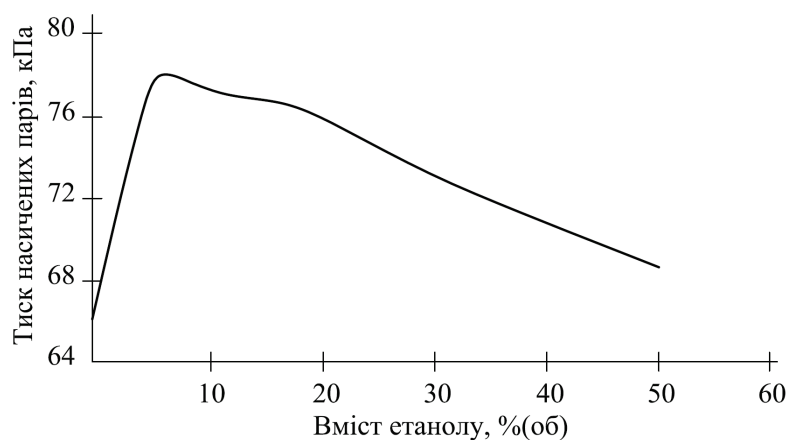


Рис. 1.2.3 – Залежність тиску насичених парів від концентрації етанолу в суміші з бензином

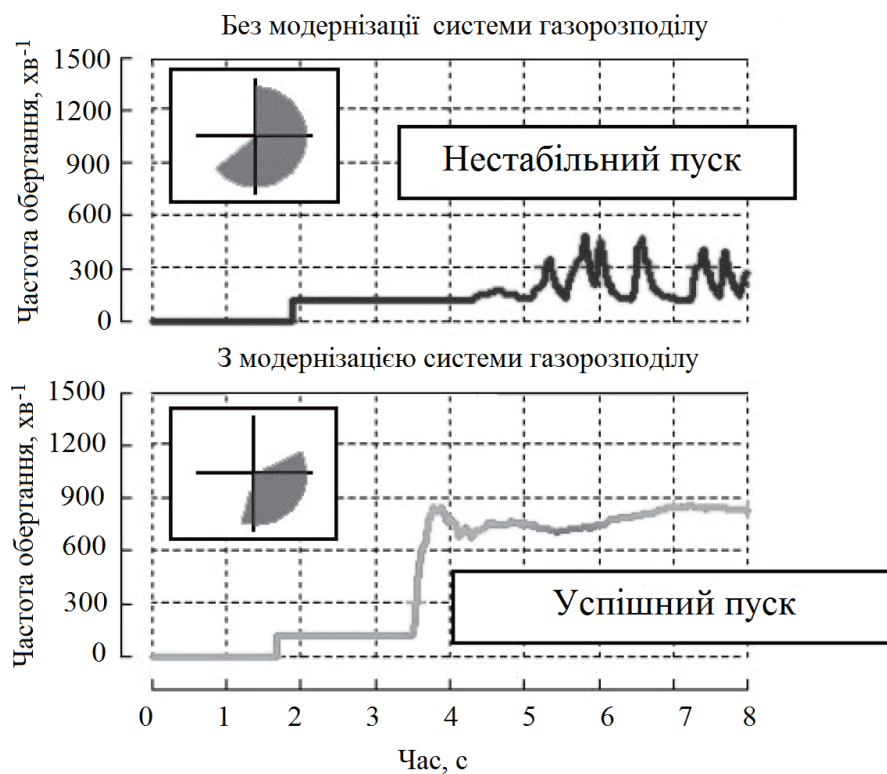


Рис. 1.2.4 – Холодний пуск двигуна на паливі E100 (100 % етанолу) з додаванням та без додавання бутану [18]

Наведені відомості підтверджують перспективність застосування етанолу в якості палива в двигунах з примусовим запалюванням. Однак в дизельних двигунах також можливо спалювати етанол, причому з кращою паливною економічністю [19]. Як впливає з даних, представлених на рис. 1.2.5, термічний ККД η_t дизельних двигунів з нерозділеними камерами згоряння, що працюють на етанолі, на 20...35 % вище, ніж у бензинових двигунів [20]. Можливі способи подачі паливного етанолу в циліндри дизельного двигуна представлені на рис. 1.2.6 [21]. Подача етанолу в дизель можлива декількома способами: вони можуть впорскуватися в чистому вигляді або в суміші з дизельним паливом в без-

посередньо циліндри, подаватися у впускний трубопровід в рідкій фазі або у вигляді пари.

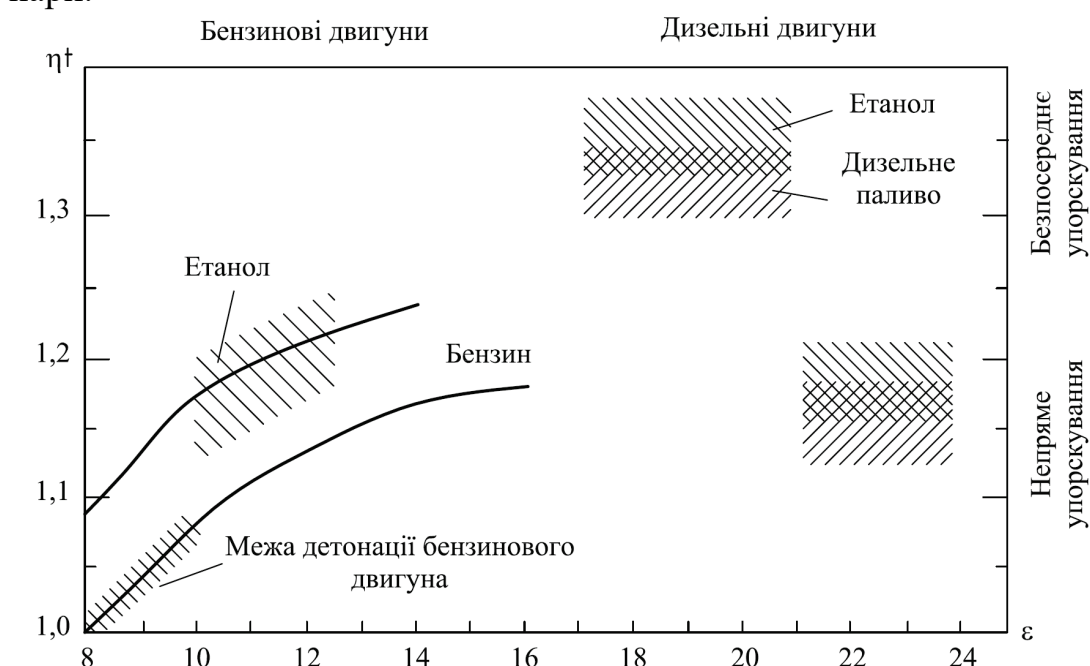


Рис. 1.2.5 – Відносна термічна ефективність використання нафтових палив та етанолу в бензинових та дизельних двигунах:

η_t – відносний термічний ККД (за одиницю прийнятий термічний ККД бензинового двигуна зі ступенем стиснення $\epsilon = 8$)

Дослідницькі роботи з адаптації дизельних двигунів для роботи на етанолі проведені найбільшими двигунобудівними фірмами: *Ford, General Motors, Detroit Diesel, Navistar, MAN, Daimler-Benz, Deutz, MWM, Volkswagen, Fiat, Volvo, Nissan Diesel, Mitsubishi, Isuzu, Hino Diesel, Toyota*. В Україні роботи в даному напрямку проведено в НУК імені адмірала Макарова, НТУ «ХПІ», ХНАДУ, ІПМ ім. А.Н. Підгорного НАН України.

Широке застосування етанолу в якості моторного палива в дизельних ДВЗ стримується істотними відмінностями від дизельних палив по ряду фізико-хімічних властивостей. Головним недоліком етанолу є погане займання в циліндрах дизелів, що вимагає використання різноманітних заходів для їх примусового запалювання.

Цей недолік також посилюється високою випаровуваністю етанолу та, як наслідок, переохолодженням етанолоповітряної суміші. При використанні етанолу в якості палива для дизельних двигунів необхідна реалізація заходів для створення сприятливого запалювання: раціональний вибір форми камери згоряння, підвищення ступеня стиснення, підвищення температурного рівня деталей камери згоряння та їх теплоізоляція, регулювання кута випередження впорскування палива, організація рециркуляції ВГ, підігрів повітря на впуску.

Тепловий баланс сучасних МОД, який складений за даними фірми-виробника, проілюстровано у вигляді кругової діаграми на рис. 1.2.7 (двигун *9G80ME-C9.2-TII MAN Diesel*). Такий розподіл енергії є характерним для більшості сучасних малообертових двигунів. Наведені данні свідчать, що значна

частина енергії палива відводиться в навколишнє середовище у вигляді теплової енергії вторинних енергоресурсів (ВЕР): вихлопних газів, наддувного повітря, охолоджуючих води і масла.

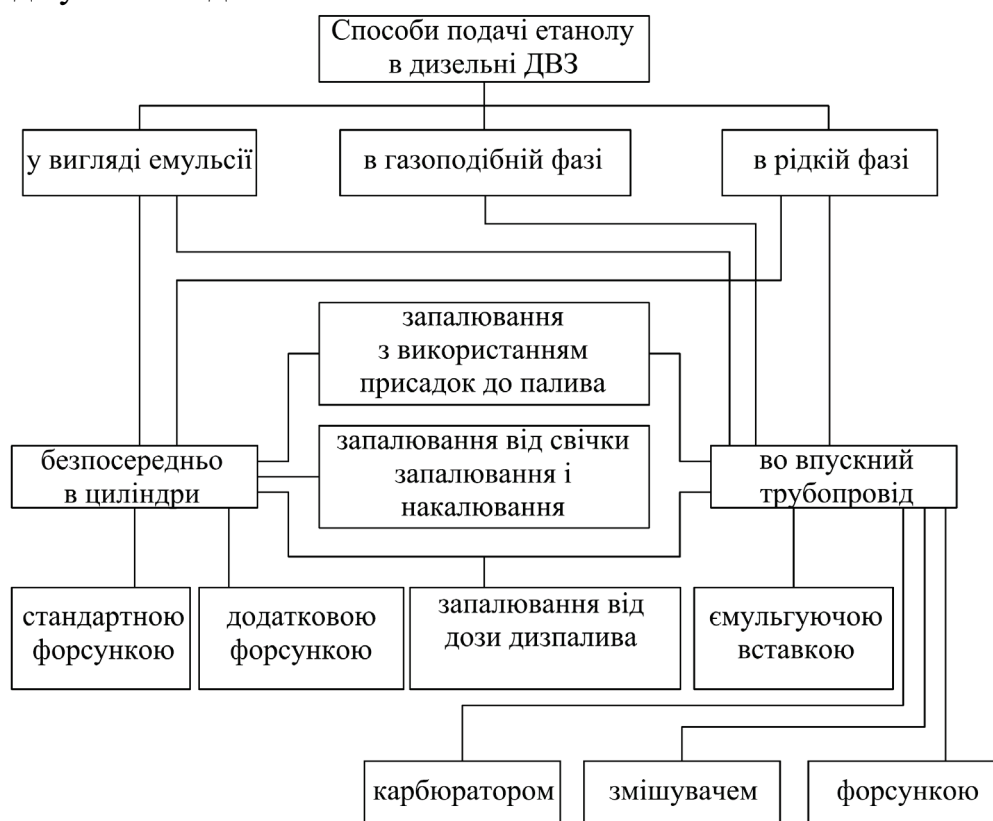


Рис. 1.2.6 – Способи подачі етанолу в дизельні ДВЗ



Рис. 1.2.7 – Тепловий баланс двигуна 9G80ME-C9.2-TII MAN Diesel (42,3 МВт, 72 хв⁻¹) [22]

Одним з подальших шляхів підвищення ефективності двигунів внутрішнього згоряння, в тому числі і малообертових, є утилізація тепла вторинних енергоресурсів. Труднощі такої утилізації пов'язані, перш за все, з низьким температурним потенціалом ВЕР, який знижується з підвищенням ефективності ДВЗ. Основні напрямки утилізації теплової енергії двигунів внутрішнього згоряння: використання тепла ВЕР у системах тепlopостачання, для отримання холоду, в опріснювальних установках, для отримання електричної енергії в пароводяному циклі, застосування комбінованих газопарових установок з викори-

станням низькокиплячих речовин, підвищення температурного рівня у вторинному контурі системи охолодження дизелів за допомогою теплових насосів [23].

При утилізації тепла ВЕР двигуна бажано отримувати додаткову механічну або електричну енергію як найбільш цінні види енергії.

Основні методи утилізації тепла сучасних малообертових ДВЗ:

- турбокомпаундні системи;
- паротурбінні установки, що працюють за циклом Ренкіна;
- установки з низькокиплячим робочим тілом;
- установки, що працюють за надкритичним робочим циклом, робочим тілом яких є діоксид вуглецю;
- установки з водним розчином аміаку;
- охолодження наддувного повітря утилізаційними холодильними машинами;
- утилізаційні термоелектричні установки.

Турбокомпаундні системи. Для утилізації тепла ВЕР МОД фірмою *MAN Diesel & Turbo* відомо використання турбокомпаундних системи (*Turbo-Compaund System*) [24]. У таких системах вихлопні гази, що вийшли з циліндра двигуна, направляються паралельними каналами до силової турбіни і турбіни турбокомпресора. Додаткова потужність, що виробляється в силовій турбіні, передається до вала відбору потужності або електрогенератора. У сучасних утилізаційних установках фірма *MAN Diesel* рекомендує використання надлишкової енергії вихлопних газів після силової турбіни в утилізаційному котлі. Отриманий пар дозволяє виробляти додаткову потужність у паровій турбіні, збільшуючи загальну ефективність утилізаційної установки (рис. 1.2.8). Подібні установки для своїх малообертових двигунів виробляє і фірма *Wartsila*. Це бустерні утилізаційні установки (*Sulzer Efficiency Booster System*), що працюють за подібними схемами.

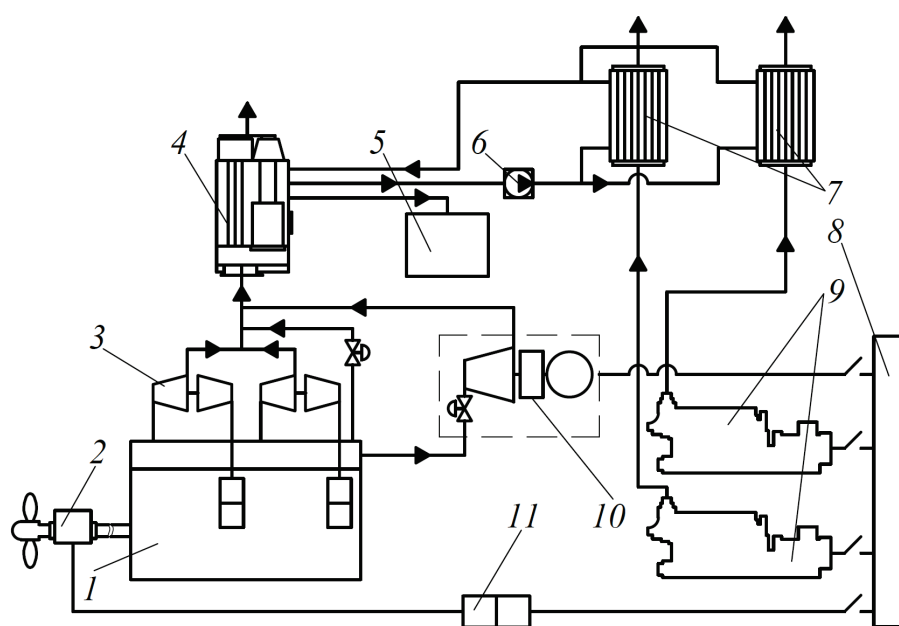


Рис. 1.2.8 – Принципова схема турбокомпаундної утилізаційної установки фірми *MAN Diesel* (*WHRS-PTG system*) [25]: 1 – головний двигун; 2 – валогенератор; 3 – турбокомпресор; 4 – утилізаційний котел; 5 – побутові споживачі пари; 6 – насос; 7 – підігрівач; 8 – електрошит; 9 – дизель-генератор; 10 – силова турбіна; 11 – інвертор

У даний час *Volvo, Detroit Diesel, Iveco, Caterpillar, Scania* використовують утилізаційні установки подібних схем для автомобільних двигунів, перш за все двигунів великовантажних автомобілів. При цьому, силова турбіна з'єднана зі споживачем з використанням механічної передачі. Економія палива для середньообертових двигунів досягає 6 %, у залежності від режиму роботи. Також відомо про використання фірмами *Caterpillar* та *John Deere* турбокомпаундних установок, для приводу електричного генератору (*Technologies In Turbocharged Automotive Engine*) [25].

Перевагами турбокомпаундних утилізаційних систем є гарні масогабаритні показники, відсутність додаткових теплоносіїв. На сьогоднішні такі утилізаційні установки освоєні промисловістю. Недоліком є вузький діапазон роботи (наприклад 40...60 % *MCR*). Під час настройки утилізаційної установки на широкий діапазон роботи ККД установки не перевищує 3 %, під час настройки на вузький діапазон – досягає 5 % [25].

Паротурбінні установки. Цикл Ренкіна реалізовано наступним чином: робочу рідину закачують у котел, де вона випаровується, звідки, перебуваючи в паровій фазі, розширюється, здійснюючи корисну роботу, і конденсується. В ідеальному циклі розширення та стиснення є ізентропійними, а теплові переходи у випарнику і конденсаторі ізобарні. Цикл Ренкіна широко використовується в електростанціях різного типу. Найбільш розповсюджене робоче тіло – вода під тиском. Приклад розміщення обладнання утилізаційної установки у машинному відділенні контейнеровоза наведено на рис 1.2.9 [25].

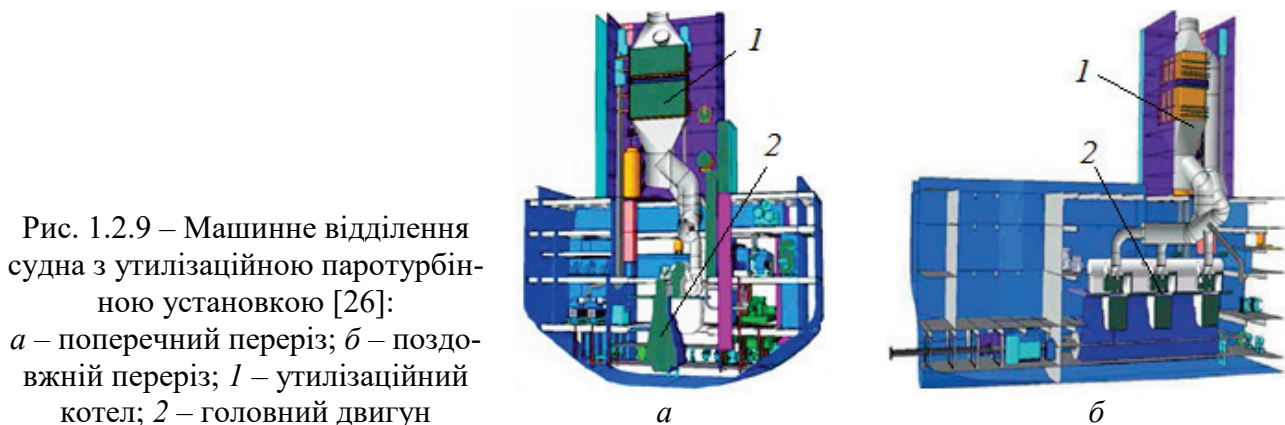
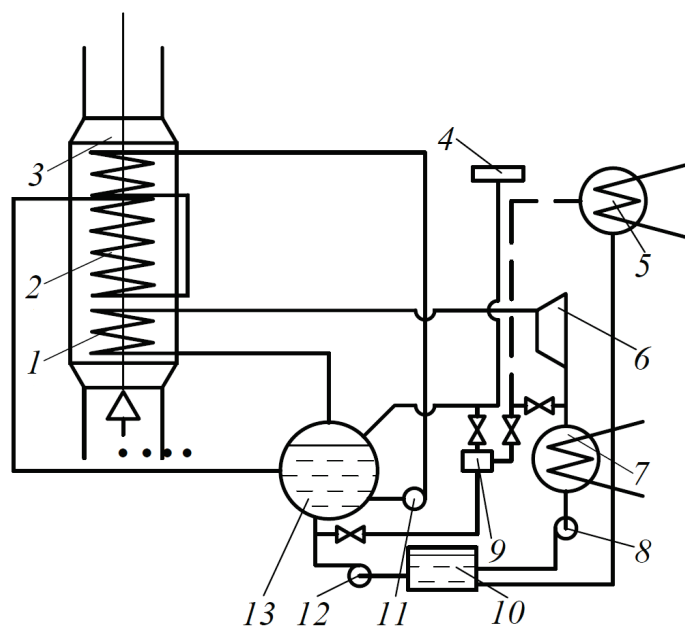


Рис. 1.2.9 – Машинне відділення судна з утилізаційною паротурбінною установкою [26]:
а – поперечний переріз; б – поздовжній переріз; 1 – утилізаційний котел; 2 – головний двигун

У таких схемах тепло вихлопних газів ДВЗ використовувалося в утилізаційних котлах для генерації пари, а пара – для виробництва електричної енергії в турбогенераторах. Це дозволяє використовувати заміщення допоміжного котла і дизель-генератора на ходовому режимі. Так, на рис. 1.2.10 наведена схема силової установки суховантажного теплохода [27]. Подібні схеми утилізації застосовувалися раніше спільно з малообертовими ДВЗ, у яких температура вихлопних газів складала більше 600 К. Додатковою умовою застосування таких схем було те, що потужність вироблюваної електричної енергії в утилізаційному турбогенераторі повинна була бути порівнянна з потужністю дизель-генераторів.

Рисунок 1.2.10 – Схема утилізаційної установки суховантажного судна [27]:
 1 – перегрівач пари; 2 – випаровувальна секція; 3 – економайзер;
 4 – розподільувач пари; 5 – конденсатор;
 6 – турбогенератор; 7 – головний конденсатор;
 8 – конденсатний насос; 9 – зволожуючий пристрій; 10 – теплий ящик;
 11 – циркуляційний насос; 12 – насос; 13 – сепаратор



На суднах застосовувався ряд подібних схем, однак через зниження температурного рівня вихлопних газів сучасних малообертових дизелів до 520 К даний спосіб стає малоефективний і вимагає більш громіздкого обладнання. Крім того, відпрацьоване тепло з температурою нижче 600 К, не забезпечує достатнього перегріву пари, що є основною вимогою для запобігання конденсації пари та ерозії лопаток турбіни [27].

Відомі також пропозиції використання парової турбокомпресії [28] як альтернативи паровим утилізаційним установкам, коли вихлопні гази витрачаються виключно на нагрів водяної пари, яка використовується для приводу турбокомпресора і силової турбіни.

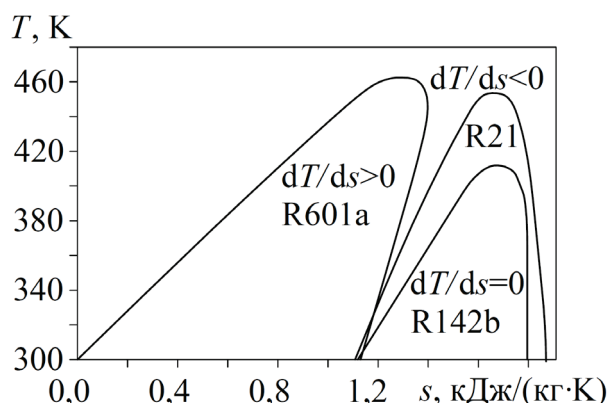
Установки з низькокиплячим робочим тілом. Використання низькокиплячих речовин в утилізаційних установках підвищує їх ефективність. Так, ряд низькокиплячих робочих рідин, таких, як силіконові масла, пропан, фторхлорвуглеводи (фреони), ізопентан, ізобутан, *n*-пентан, толуол мають низьку температуру кипіння і більш високий тиск у паровій фазі, ніж вода. У літературі такі цикли зустрічаються під аббревіатурою *ORC* (*Organic Rankine Cycles*).

Вибір робочої рідини в *ORC* є одним з ключових аспектів і залежить від температурного рівня джерела тепла. Крім того, рідина повинна мати хороші термодинамічні властивості при відносно низьких тиску і температурах, а також бути недорогою, нетоксичною, незаймистою, екологічно безпечною. Однією з найбільш важливих характеристик робочих рідин в *ORC* є кут нахилу рівноважної лінії насичення парів. Як показано на рис 1.2.11, робочі рідини можуть бути умовно розділені на три типи: вологі, з негативним нахилом лінії насичення ($dt/ds < 0$), сухі, майже без нахилу ($dt/ds = 0$) і ізоентропійні з позитивним нахилом ($dt/ds > 0$) [29].

У роботі [30] наведені основні результати термодинамічного дослідження ефективності циклу Ренкіна, що використовує як робоче тіло рідину *R134a*, за класифікацією *ASHRAE*, для вироблення електроенергії. При цьому зазначено,

що максимальна температура джерела тепла не перевищує 423 К, що цілком відповідає температурі МОД.

Рис. 1.2.11 – T-s діаграма робочих рідин в *ORC*:
1 – R21 (CHFCl_2), 2 – R142b (CH_3CClF_2),
3 – R601a ($(\text{CH}_3)_3\text{CHCH}_2\text{CH}_3$)



Максимальне значення ККД циклу для установки без регенерації енергії складає 11 %, використання внутрішнього теплообмінника для регенерації теплової енергії дозволяє підвищити цей показник до 14 %.

Автори роботи [31] аналізують використання енергії ВЕР ДВЗ трьома різними конфігураціями *ORC*: простий цикл, з використанням тільки тепла відпрацьованих газів, простий цикл з використанням тепла відпрацьованих газів і охолоджуючої води двигуна і цикл з регенерацією енергії. Цей аналіз показує, що максимальне збільшення ефективності енергетичної установки складає 12% по відношенню до початкової. Крім того, вони також відзначили невелику кількість енергії, яка може бути вилучена із системи охолодження двигуна.

У [32] розглядається використання п'яти різних схем *ORC* для утилізації тепла ДВЗ рис. 1.2.12: простий *ORC*, *ORC* з внутрішнім теплообмінником (*IHE*); *ORC* з регенеративним теплообмінником (*OFOH*); *ORC* із рекуперативним теплообмінником (*CFOH*); *ORC* з перегрівом парової фази.

При цьому пропонується використання робочої рідини *R245fa*. Вказується, що спочатку визначена робоча область для *ORC*, працюючого спільно з двигуном внутрішнього згоряння. ККД простого циклу *ORC* є найбільш низький. Оптимізований термічний ККД з *ORC* з *IHE* є найбільшим і досягає 11,8 %.

Теплова ефективність *ORC* з *OFOH* та *ORC* з *CFOH* досягає середніх значень. В діапазоні робочих параметрів $P_e = 3$ МПа, $T = 300$ К, і $\eta_s = 0,75$, розрахункове значення термічного ККД простого *ORC* становить 14,64 %. Теплова ефективність *ORC* з *IHE* на 31 % більша від теплової ефективності простого *ORC*. Теплова ефективність *ORC* з *OFOH* дуже близька до такої для *ORC* з *CFOH* і на 12 % більше, ніж тепловий ККД простого *ORC* [31].

Результати дослідження двох різних схем органічного циклу Ренкіна, з можливістю одночасного використання тепла відпрацьованих газів і тепла охолоджуючої рідини, в 12-літровому дизельному двигуні, наведені в роботі [32]. При цьому, в першій схемі використовується загальний двоступеневий контур для застосування зазначених джерел тепла, а в другій – два різні контури. У циклі використовувалися робочі рідини *R-134a*, *R-123* і *R-245fa*. Зазначено, що для кожної конфігурації *ORC* спільно з кожною рідиною проведена оптимізація параметрів, метою якої було досягнення максимального вироблення електроенер-

гії і теплової ефективності циклу. Вказується, що вивчені обидві конфігурації циклу для різних режимів роботи двигуна. Найкращі результати отримано для робочої рідини *R-123*, у результаті зниження витрати палива склало 11,73 % і 13,56 % для обох схем відповідно [33].

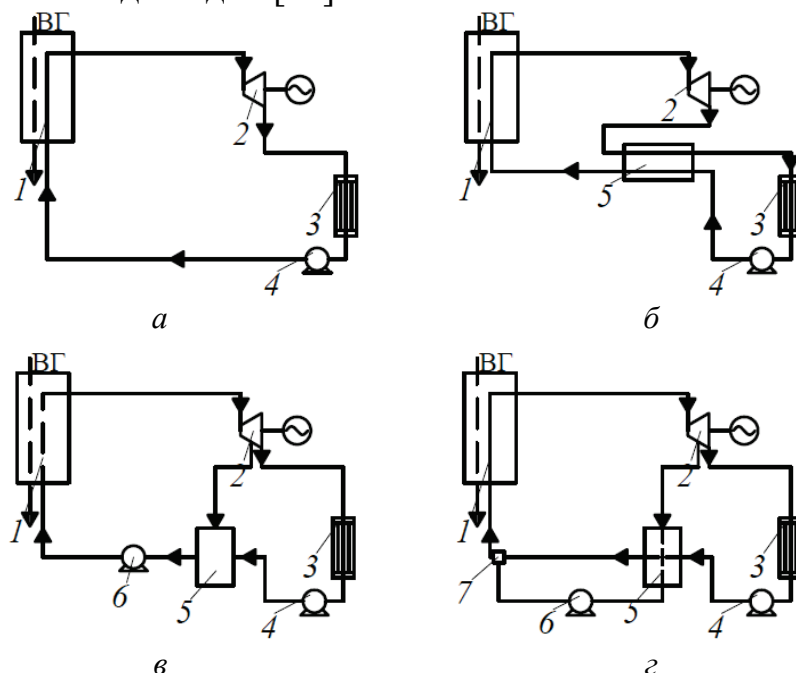


Рис. 1.2.12 – Схеми утилізації тепла ДВЗ з *ORC* [32]:

1 – утилізаційний котел; 2 – розширювальна машина; 3 – конденсатор;
4 – насос; 5 – регенераційний теплообмінник; б – додатковий насос;
7 – змішувач

У роботі [34] розглянута утилізація тепла дизельного двигуна з температурою відпрацьованих газів 673 К. Зазначено, що різні робочі рідини мають різні значення оптимального тиску: 12 МПа для *Siloxane1*, 5,7 МПа для *Siloxane2* і 7,5 МПа для *Siloxane3*. Результати показують, що така комбінована система може отримати максимальну вихідну потужність 37 кВт для двигунів з потужністю 243 кВт, ККД двигуна з утилізаційною установкою досягає 46,2 % в порівнянні з 40 % ККД двигуна.

Моделюванню утилізації тепла ВЕР дизельного двигуна присвячена робота [30]. Система *ORC* використовує тепло як від вихлопних газів двигуна, так і води зарубашечного простору, робоча рідина – *R245fa*. Проведено комплексну оцінку, в результаті якої встановлено, що утилізоване тепло дозволить збільшити ККД дизельного двигуна на 6,1 %.

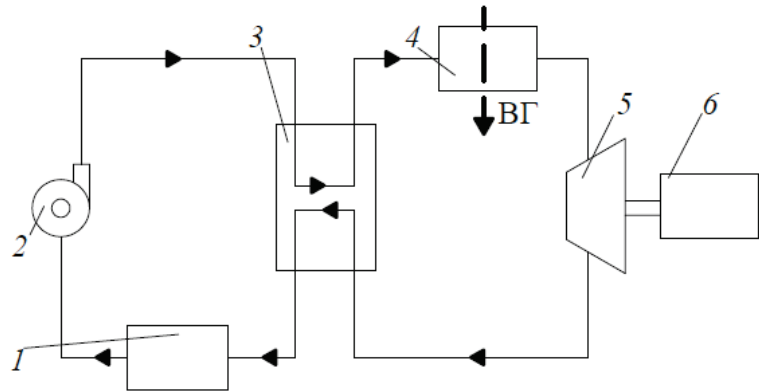
Використання низькокиплячих робочих рідин дозволяє значно підвищити ефективність застосування утилізаційних установок, що працюють за циклом Ренкіна, однак висока вартість і токсичність цих рідин суттєво обмежують застосування таких схем.

Установки, що працюють за надкритичним робочим циклом, робочим тілом яких є діоксид вуглецю. У такому циклі використовується робоче тіло, яке знаходиться в надкритичному стані. Перевагою такого циклу є рівномірний температурний напір у теплообмінниках. У якості робочого тіла, як правило,

розглядається діоксид вуглецю. Початковий аналіз передбачає, що використання низькотемпературних джерел тепла можна здійснити з ефективністю 11 % [35].

Приклад надкритичної схеми утилізації для джерел малої потужності (1...5 кВт) з відносно низькою температурою (200...500 °С), що використовує невеликі масові витрати (20...60 г/с) описаний у [35]. У даній роботі розглянуто конструювання утилізаційної установки, включаючи детальну інформацію про ключові компоненти установки. Установка складається із шести основних ділянок (рис 1.2.13). Цикл починається при низькому тиску (вище 7,5 МПа) і температурі 308 К, вище від критичної точки. Після стиснення тиск складає 20 МПа, при температурі 36 °С. Внутрішній, регенеративний, теплообмінник нагріває стислий CO_2 теплом контуру низького тиску, що знаходиться після детандера. Після виходу з внутрішнього теплообмінника CO_2 нагрівається в регенераційному теплообміннику теплом, яке утилізується, до температури 200 °С.

Рис. 1.2.13 – Схема утилізаційної установки, що працює за надкритичним робочим циклом, у якій робочим тілом є CO_2 [35]:
1 – конденсатор; 2 – насос; 3 – регенераційний теплообмінник; 4 – утилізаційний котел; 5 – розширювальна машина; 6 – генератор



Нагрітий і стиснутий CO_2 ізоентропійно розширюється в розширювальній машині, виробляючи механічну енергію, яка перетворюється в електричну завдяки з'єднанню вихідного вала розширювальної машини з генератором змінного струму. Розширене робоче тіло пропускають через внутрішній (регенераційний) теплообмінник, де воно охолоджується, віддаючи тепло контуру високого тиску. Охолоджений CO_2 , що знаходиться в надкритичному стані, проходить через охолоджувач, де він виходить на початкові параметри.

Результати розрахунків для схеми наведеної на рис. 1.2.13, температура гарячого контуру складала 423 К, а масова витрата до 0,4 кг/с, наведені в [36]. Результати моделювання показали, що цикл з CO_2 , що знаходиться в надкритичному стані, має трохи вищу ефективність, ніж *ORC*. Крім того, система живлення з CO_2 більш компактна і більш екологічна, ніж цикл з робочою рідиною *R123*.

У роботі [37] розглянута ефективність утилізації тепла ДВЗ схемами на основі діоксиду вуглецю. У даній роботі розглядається вісім видів утилізаційних схем. Це класичні системи циклу Ренкіна, що складаються з компресора, нагрівача, охолоджувача і турбіни, системи з регенераційним теплообмінником і двома турбінами. Також розглядається використання холодильних циклів для виробництва корисного холоду з регенераційним теплообмінником і без нього. Крім того, розглянуто чотири схеми, які передбачають об'єднані силові і холодильні цикли.

Основні параметри системи були оптимізовані, вихідна потужність була обрана як цільова функція. В роботі встановлено, що вихідна потужність цієї термодинамічної системи може перевищувати 13 % двигуна [36].

Ефективність надкритичних циклів, застосовуваних для утилізації тепла ДВЗ, може перевищувати ефективність *ORC*, проте суттєвим недоліком таких циклів є високий тиск, що може викликати неприпустимі напруги і витік робочого тіла.

Установка з водним розчином аміаку. Особливістю циклу з водним розчином аміаку є застосування робочого тіла, яке складається з аміаку і води (на рис. 1.2.14 молярна частка води в аміаку x). Це дозволяє зберігати рівномірний температурний напір у теплообмінниках і знизити рівень незворотних теплових втрат. Відсутність ізотермічного випаровування або конденсації обумовлена властивостями бінарних сумішей.

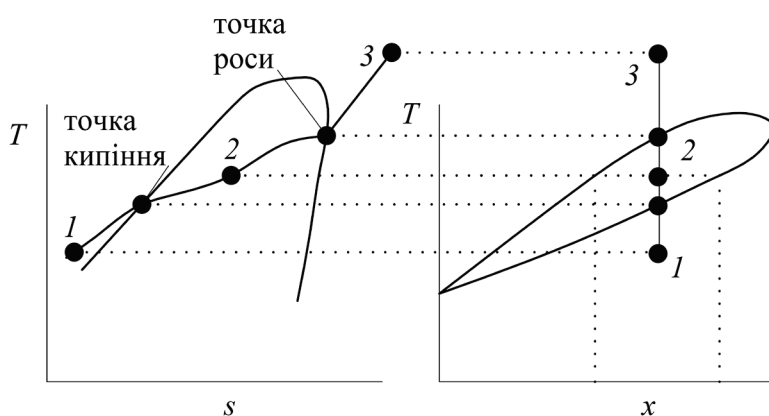


Рис. 1.2.14 – T - s діаграма випаровування суміші води і аміаку [38]

При нагріванні від точки 1 до точки 3, робоче тіло спочатку нагрівають у рідкій фазі, а потім воно переходить у двофазний стан, в якому аміак випаровується при змінній температурі, змінюючи свою концентрацію в паровій і рідкій фазах.

Перевагою циклу є те що концентрація аміаку може бути підібрана таким чином, щоб отримати бажану температуру кипіння. Температура кипіння при тиску 0,1 МПа чистого аміаку 306 К, а води – 373 К. Тому збільшення частки аміаку знизить температуру кипіння.

Один з варіантів утилізаційних циклів з використанням водного розчину аміаку – цикл Калини [38]. Цей цикл у базовій конфігурації складається з двох насосів і двох конденсаторів. Масове співвідношення води й аміаку змінюється протягом циклу. Для того щоб мати низький тиск випаровування, концентрація аміаку у випарнику повинна бути відносно висока. Суміш, що проходить через випарник при такій концентрації, називається робочою. Робоча суміш розширюється і повинна бути стиснута. Завдяки високій концентрації аміаку конденсація неможлива в звичайних охолоджуючих середовищах з кімнатною температурою при високому тиску. Отже, необхідно зменшити концентрацію аміаку. Це робиться шляхом змішування робочої суміші з сумішшю із зниженим вмістом аміаку, щоб отримати так звану основну суміш, знижуючи при цьому тиск.

Основну суміш конденсують, а тиск піднімають за допомогою насоса високого тиску.

Для виділення робочої суміші з основної остання повинна повторно збагачуватися. Це робиться шляхом змішування її з аміачною парою. Нову робочу суміш конденсують вдруге (при більш високому тиску), а потім під тиском прокачують, щоб повернутися до початку циклу. Для того щоб отримати розчин, збіднений аміаком та збагачений парою аміаку, частина основної суміші надходить після насоса низького тиску і проходить через підігрівач для досягнення двофазного стану (точка 2 на рис 1.2.14).

У сепараторі збіднений аміаком розчин і збагачений аміаком розчин розділяють і відправляють назад до відповідних контурів [38].

Перша електростанція, що працює за циклом Каліни, побудована в Канонга-Парку, Каліфорнія, в 1991 році для виробництва електроенергії від геотермальної енергії або відпрацьованого тепла. Також відомо про застосування таких установок на сталеплавильному заводі в Японії (1999), для рекуперації тепла в муніципальній установці спалювання твердих відходів (1999) і для процесу вуглеводневої переробки (2003) [39].

Цикл може генерувати більше енергії, ніж цикл Ренкіна для низькотемпературних джерел тепла. У роботі [38] вивчався утилізаційний водоаміачний цикл, призначений для рекуперації тепла вихлопних газів для різних типів двигунів. У ній показано, що цикл Каліни може збільшити вихідну потужність від 5 до 15 % при температурі вихлопних газів близько 400 °С, що характерно для високооберткових ДВЗ.

У роботі [40] розглянуто можливість використання утилізаційного водоаміачного циклу для утилізації тепла морського дизельного двигуна. Визначено основні конструктивні параметри сепаратора, турбіни і котла утилізаційної установки. Встановлено, що використання повторного нагріву робочого тіла дозволяє отримати коефіцієнт корисної дії 23,2 %, у порівнянні з 20,8 % для базового циклу Каліни.

Основним недоліком циклу Каліни є необхідність наявності великої кількості компонентів: щонайменше чотирьох теплообмінників, а також двох насосів та одного сепаратора. Це збільшує масогабаритні показники установки і ускладнює можливість застосування в транспортних засобах. Ще одним істотним недоліком є висока токсичність аміаку, що потребує забезпечення герметичності та високої надійності елементів установки.

Охолодження наддувного повітря утилізаційними холодильними машинами. У роботах [41–45] розглянуті особливості охолодження наддувного повітря тепловикористовуючими ежекторними холодильними машинами (ТЕХМ), в яких функцію компресора виконує ежектор. Схема такої системи наведена на рис. 1.2.15.

Теплота наддувного повітря використовується для нагріву прісної води у високотемпературному ступені охолоджувача наддувного повітря, теплота прісної води – для випаровування низькокиплячого робочого тіла в генераторі тепловикористовуючої холодильної машини. Енергія парів низькокиплячого ро-

бочого тіла високого тиску використовується в ежекторі для всмоктування пари низькокиплячого робочого тіла низького тиску з випарника-охолоджувача води. Вода, охолоджена у випарнику-охолоджувачі 4 води до температури майже 5°C , є носієм холоду для низькотемпературного ступеня охолоджувача наддувного повітря, в якому відбувається глибоке охолодження наддувного повітря. Таким чином, теплота наддувного повітря трансформується в ТЕХМ в холод для глибокого охолодження наддувного повітря.

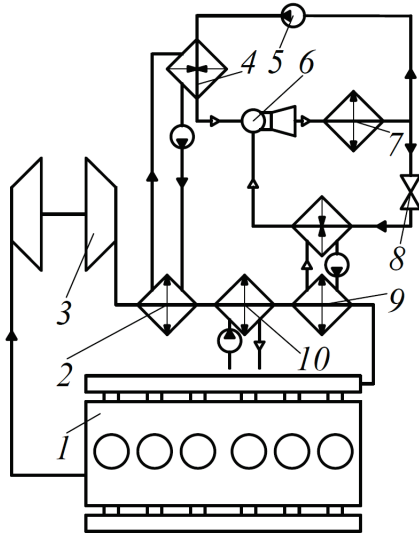


Рис. 1.2.15 – Схема системи охолодження наддувного повітря МОД в утилізаційній установці з термoeжекторною холодильною машиною [43]: 1 – МОД; 2 – високотемпературна ступінь ОНП; 3 – турбокомпресор; 4 – випарник; 5 – живильний насос; 6 – ежектор; 7 – конденсатор; 8 – перепускний клапан; 9 – високотемпературна ступінь ОНП; 10 – проміжний охолоджувач наддувного повітря (забортною водою)

Для головного двигуна *MAN 6S60MC6.1-TI* (номінальна потужність 12240 кВт, експлуатаційна 10000 кВт) на прикладі конкретного рейсу (Одеса–Йокогама) показано, що трансформація теплоти наддувного повітря МОД у холод забезпечує скорочення питомої витрати палива на $2,0...2,5$ г/(кВт·год) у порівнянні з традиційним охолодженням повітря забортною водою.

Утилізаційні термоелектричні установки. Термоелектричний ефект, (ефект Зеебека), дозволяє отримати пряме перетворення теплової енергії в електричну енергію. Та полягає в тому, що в електричному ланцюзі, складеному з різних провідників, виникає термо електрорушійна сила (ЕРС), якщо місця контактів підтримуються при різних температурах. Якщо ланцюг замкнутий, то в ньому тече електричний струм (так званий термострум), причому зміна знака у різниці температур спаїв супроводжується зміною напрямку струму. З'єднання ряду напівпровідників еквівалентно підключенню ряду генераторів струму послідовно.

Якість термоелектричного перетворення теплової енергії в електричну виражається безрозмірним коефіцієнтом ZT – безрозмірне число Йофе (безрозмірна термоелектрична ефективність). Перші термоелектричні матеріали мали ZT приблизно $1...1,5$. У даний час, звичайні значення лежать в діапазоні від $2...3$ і прогнозується досягнення $ZT = 4$ у найближчому майбутньому [46].

Ефективність утилізаційних систем на основі термоелектричних модулів (рис. 1.2.16) поки залишається набагато нижчою від ефективності циклу Карно. Значення ККД працюючих блоків лежить у діапазоні $0,06...0,15$ для матеріалів зі звичайним значенням ZT .

Термоелектричні модулі вже давно використовуються тільки для охолодження. Проте дослідження показали, що при поліпшенні вони також можуть бути використані для рекуперації тепла з прийнятною ціною [46]. Перевагами таких систем є мінімальна кількість елементів та висока надійність.

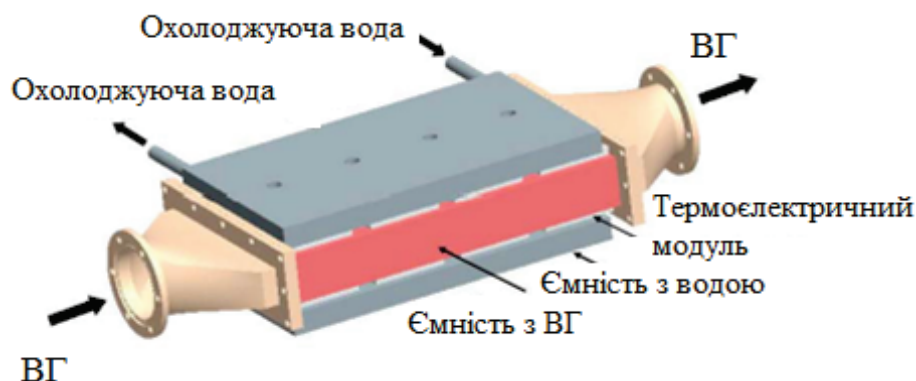


Рис. 1.2.16 – Утилізаційний апарат з термоелектричними модулями [47]

Огляд декількох існуючих термоелектричних систем які застосовуються у транспортних засобах, представлений у роботі [48]. Результати експериментальних досліджень утилізації тепла автомобільного двигуна описані в [47]. Ефективність модулів (електроенергія, здобута з вихлопних газів) змінюється у діапазонах 1,2...1,5 %, 2,1...2,2 % і 2,8...2,9 % відповідно для швидкостей 30, 50 і 70 миль/год і температурі вихлопного газу на вході в межах 623...873 К. Ці результати показують, що досягнута ефективність термоелектричних модулів є досить низькою. Тим не менш, важливим є той факт, що потенціал поліпшення залишається, що може збільшити ефективність таких систем.

1.3. Перспективи використання термохімічних технологій в суднових енергетичних установках

Одним з перспективних способів використання етанолу, який успішно може бути використаний для сучасних поршневих двигунів та відповідати всім специфічним вимогам, що пред'являються до моторних палив, є використання його у вигляді синтез-газу, отриманого шляхом термохімічної утилізації теплоти відхідних газів [49].

Суть методу полягає в наступному: під впливом теплоти, яка відбирається у ВГ двигуна в спеціальному пристрої утилізації, відбувається ендотермічна реакція хімічного перетворення етанолу, в результаті якої утворюється суміш горючих газів – синтез-газ [50], основними компонентами якого є окис вуглецю та водень.

В результаті конверсії хімічна енергія отриманого синтез-газу перевищує енергію вихідного етанолу на величину утилізованої енергії ВГ, яка таким чином повторно бере участь в організації робочого циклу [51].

Головною умовою реалізації в ДВЗ ТХУ є здатність палива при заданому температурно-енергетичному рівні ВГ ефективно розкладатися на газоподібні продукти [52].

В якості вихідного може бути використано практично будь-яке вуглеводневе паливо [53–55]. Однак традиційні рідкі нафтові палива (бензин, дизпаливо) мають в порівнянні з іншими ряд недоліків. До них слід віднести: високу температуру процесу конверсії [56]; наявність сірки, яка отруює каталізatori; низький вихід цільового продукту та ін.

До числа палив, які можуть бути ефективно використані в ДВЗ з ТХУ теплоти ВГ, належать алкани (метан, етан, пропан, бутан) [57–60], спирти (метиловий, етиловий) [61–70] та їх ефіри [71]. Найбільшого поширення набули 3 види ендотермічних реакцій: парова конверсія (паровий риформінг) [72], вуглекиснева конверсія [73], розкладання [74]. Первинна оцінка ефективності використання ТХУ теплоти ВГ може бути встановлена при порівнянні теплоти, що утворилася при згорянні 1 кг вихідного палива та теплоти, яка виділилася при згорянні синтез-газу, отриманого при конверсії того ж 1 кг вихідного палива. У патенті [75] представлені залежності, які показують ефективність перетворення та підвищення теплоти згоряння природного газу для поршневого ДВЗ, що використовує ТХУ теплоти ВГ (рис. 1.3.1).

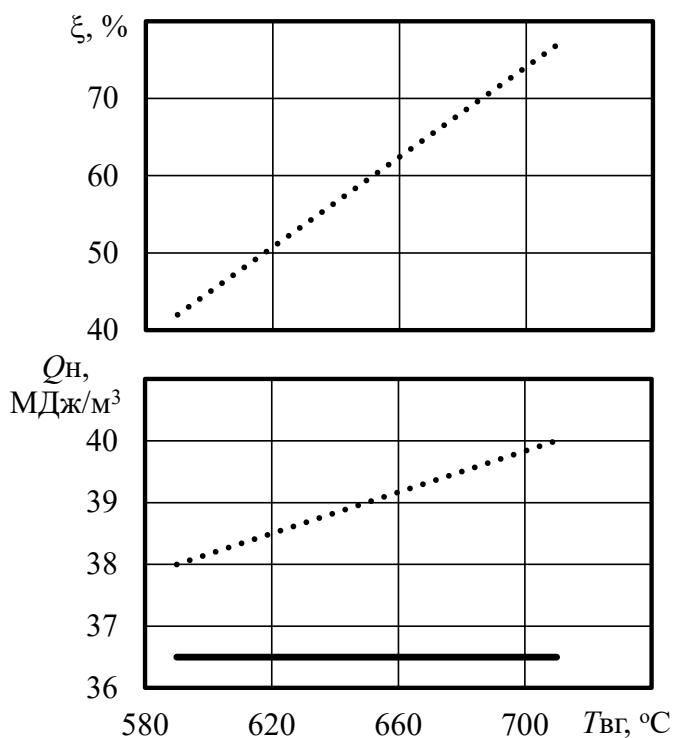


Рис. 1.3.1 – Зміна теплоти згоряння природного газу та ступеня конверсії при різних температурах ВГ:
 ———— – природний газ;
 – синтез-газ

В роботі [76] наведено порівняння теплоти згорання гептану та продуктів його парової конверсії (рис. 1.3.2): $\text{C}_7\text{H}_{16} + 7\text{H}_2\text{O} = 7\text{CO} + 15\text{H}_2$.

Так, згідно з результатів розрахунків при температурі конверсії понад 800 К відбувається 100 % перетворення гептану, при цьому теплота згоряння отриманого синтез-газу зростає на 21%.

Збільшення теплотворної здатності синтез-газу відносно вихідного палива пояснюється тим, що в систему вноситься додаткова кількість енергії (теплота реакції конверсії), що не суперечить положенням термодинаміки [52].

В даний час відомі роботи в яких ТХУ теплоти ВГ пропонується застосовувати як для повної [77–85], так і для часткової конверсії вихідного палива

[86–91]. У першому випадку отриманий синтез-газ використовується в якості самостійного палива в ДВЗ, а в другому в якості добавки до основного палива. Автори з Gas Technology Institute [78] пропонують використовувати ТХУ теплоти ВГ для газового двигуна *Cummins QSK19* двома різними способами (рис. 1.3.3).

Рис. 1.3.2 – Зміна питомої масової теплоти згорання гептану та продуктів його конверсії:
 _____ – гептан;
 – продукти конверсії гептана

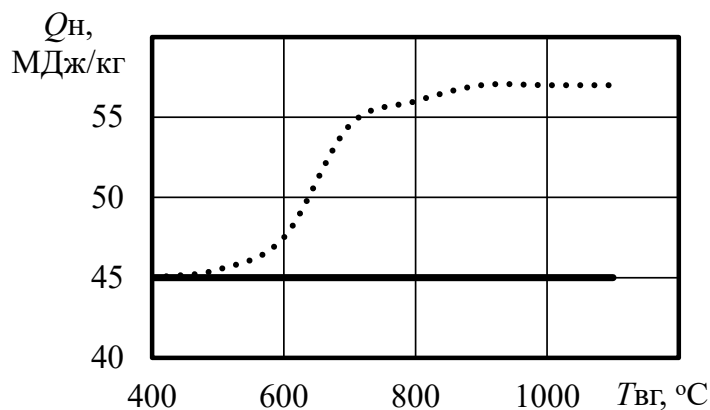
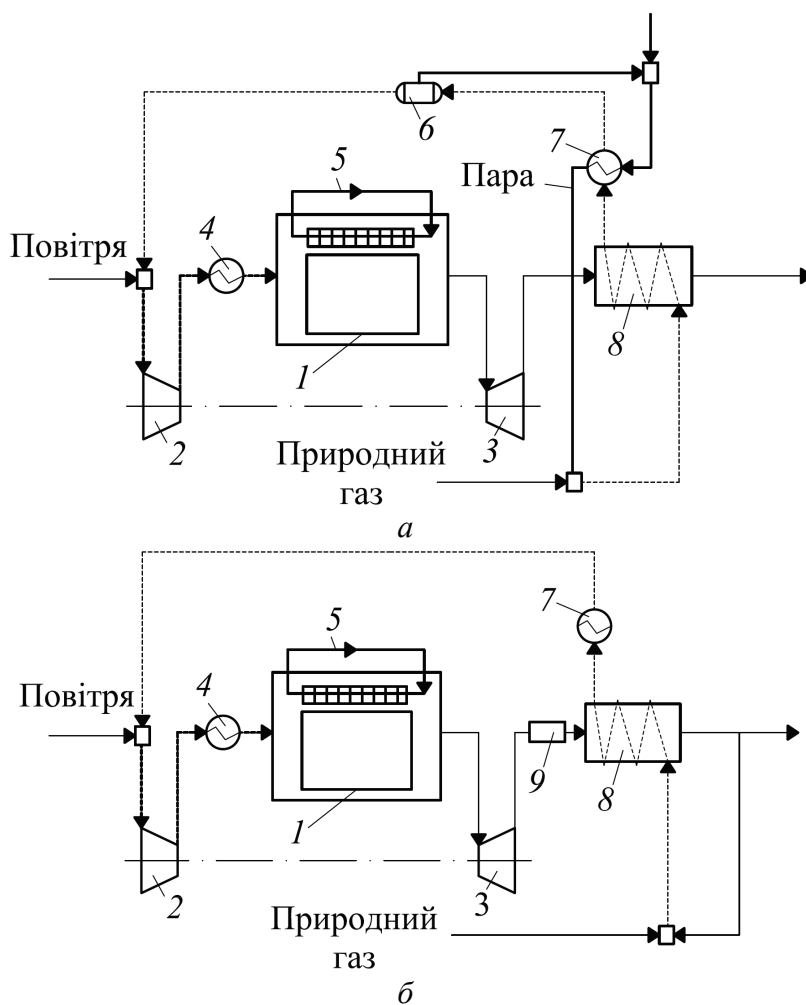


Рис. 1.3.3 – Схеми ТХУ теплоти ВГ Gas Technology Institute:
 _____ – вода (пара); _____ – ВГ; _____ – синтез-газ; _____ – синтез-газ та повітря; 1 – ДВЗ; 2 – компресор; 3 – турбіна; 4 – охолоджувач наддувного повітря; 5 – контур охолодження; 6 – конденсатор; 7 – охолоджувач синтез-газу; 8 – реактор; 9 – каталізатор



Так у першому способі (рис. 1.3.3 *а*) природний газ змішується в змішувачі з водяною парою. Далі надходить в реактор 8, який являє собою трубчастий теплообмінник, заповнений каталізатором. Під впливом теплоти відхідних газів, що протікають в міжтрубному просторі, відбувається реакція парової конверсії

– перетворення більшої частини природного газу та води в суміш водню, діоксиду та монооксида вуглецю.

Суміш газів надходить у теплообмінник 7, де їх теплова енергія використовується для отримання водяної пари. Далі потрапляє в конденсатор 6, де конденсується вся надлишкова (не прореагована) водяна пара. Потім вже надходить в систему подачі палива двигуна. Ефективний ККД двигуна з системою ТХУ становить 36,2 %, що на 1,8 % більше ніж без використання даної системи.

Відповідно до другого способу (рис. 1.3.3 б) ВГ приймають участь не тільки в якості гріючого середовища в реакторі, а й як сировина разом з природним газом для отримання синтез-газу. Ефективний ККД двигуна з такою системою становить 39,7 %, це на 5,1 % більше ніж без використання даної системи. При цьому годинна витрата метану через двигун знизилась з 77,4 кг/год до 61,9 кг/год при роботі двигуна на номінальній потужності.

В роботі [90] досліджувалися особливості роботи дизельного двигуна 4Ч 10,5/12 з добавками синтез-газу, отриманого шляхом реакції розкладання метанолу. Для роботи ДВЗ на дизельному паливі та продуктах конверсії метанолу, був розроблений дослідний зразок системи живлення (рис. 1.3.4). З бака 1 (легована сталь) рідкий метанол подається паливним насосом 2 через фільтр 4 в реактор 11. Контроль та регулювання подачі газоподібних продуктів конверсії метанолу на впуск дизеля здійснюється по рідкій фазі. Для цього відразу за фільтром встановлено регулятор витрати 5, що працює за принципом дросельного пристрою. Метанол вводиться в термokatалітичну камеру реактора 11, через теплообмінний модуль якої пропускається гріючий теплоносіє (відхідні гази двигуна). Пройшовши стадію термохімічного перетворення, продукти конверсії метанолу через газовий клапан 8 подаються в змішувач 9. Змішувач формує гомогенну воднево-повітряну газову суміш, яка надходить в циліндри двигуна для організації робочого циклу. Визначено вплив відносного вмісту в робочому тілі продуктів конверсії метанолу на економічні показники (питома ефективна витрата теплоти q_e) досліджуваного дизеля для режиму близького до номінального ($p_e = 0,55$ МПа, $n = 2000$ хв⁻¹).

Підвищення економічності циклу та зниження q_e проходить по мірі зростання відносного вмісту продуктів конверсії метанолу до 10 %, після чого воно призупиняється та надалі фіксується навіть деяке підвищення (рис. 1.3.5).

Також були досліджені екологічні показники дизеля (рис. 1.3.6). Так на режимі, близькому до номінального ($p_e = 0,55$ МПа), присутність в суміші палив воденьмістких продуктів конверсії метанолу сприяє зниженню вмісту сажі у відхідних газах з 3,2 до 1,8 од. Бош, тобто на 45 %, при зменшенні вмісту оксидів азоту на 16 % (рис. 1.3.6).

В роботі [83] розглядається можливість застосування ТХУ теплоти ВГ в газодизельних двигунах, що працюють на природному газі на магістральних газопроводах. На рис. 1.3.7 показана енергетична схема газодизельного двигуна з термохімічним реактором.

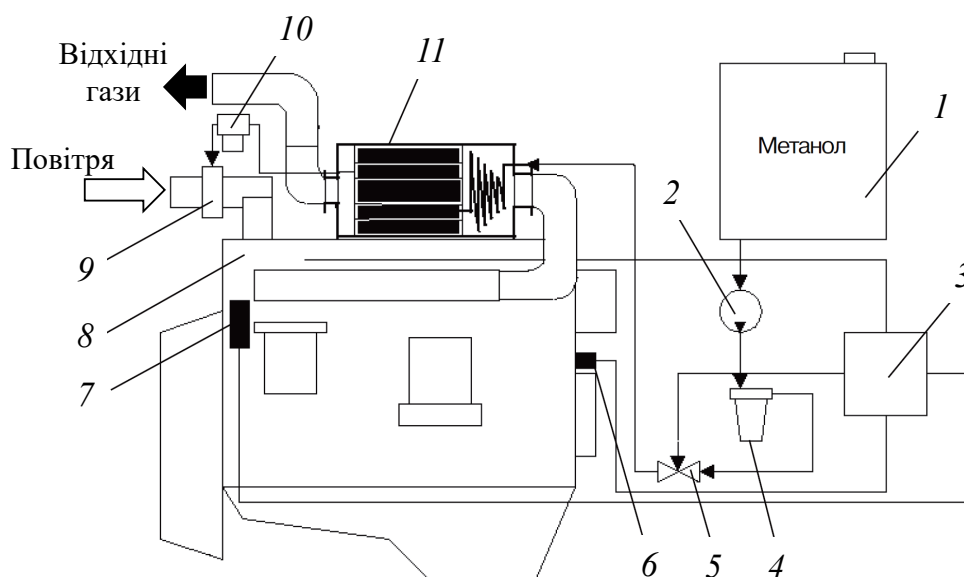
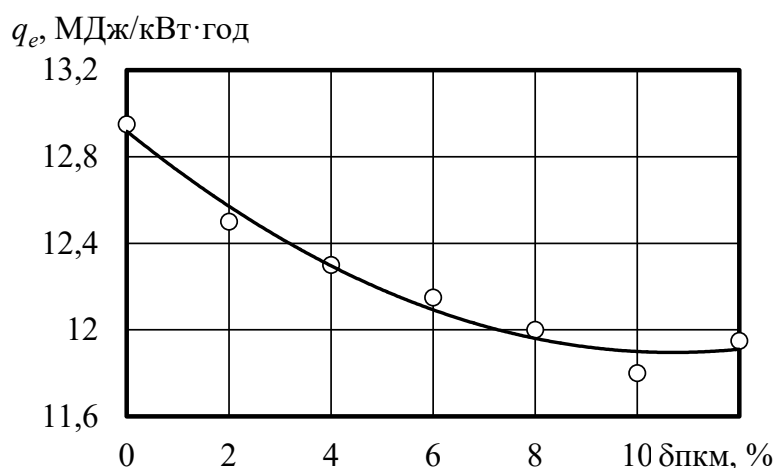


Рис. 1.3.4 – Схема системи живлення дизельного двигуна 4Ч 10,5/ 12 з добавками синтез-газу: 1 – бак для метанолу; 2 – насос; 3 – блок управління; 4 – фільтр; 5 – регулювальний клапан; 6 – датчик частоти обертання колінчатого валу; 7 – датчик витрати дизельного палива; 8 – датчик температури ВГ; 9 – змішувач; 10 – газовий клапан; 11 – термокаталітичний реактор конверсії метанолу

Рис. 1.3.5 – Залежність економічних показників дизеля 4Ч 10,5/12 від відносного вмісту продуктів конверсії метанолу ($\delta_{\text{ПКМ}}$) в складі суміші палив



Згідно зі схемою атмосферне повітря (потік 1) надходить в змішувач M , куди одночасно подається горючий газ (потік 2) після його охолодження до температури $T_2 = 303 \text{ К}$. Горючий газ надходить з TCR . Далі паливоповітряна суміш стискається в компресорі L до тиску $p_4 = 335500 \text{ Па}$, а після її охолодження в радіаторній секції $R1$ до температури $T_6 = 353 \text{ К}$ суміш надходить в циліндр Z . У циліндр також подається запальна порція дизельного палива (потік 11). Паливоповітряна суміш запалюється, йде екзотермічна реакція згоряння та перетворення теплоти палива в роботу газів.

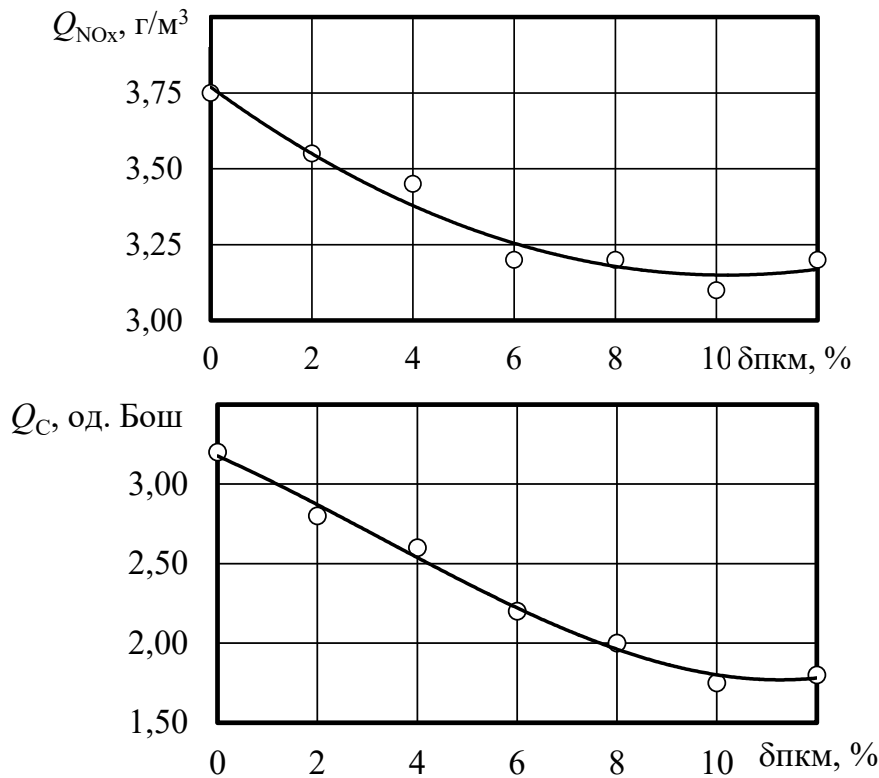


Рис. 1.3.6 – Зміна вмісту в ВГ токсичних компонентів в залежності від вмісту продуктів конверсії метанолу ($\delta_{ПКМ}$) в складі суміші палив

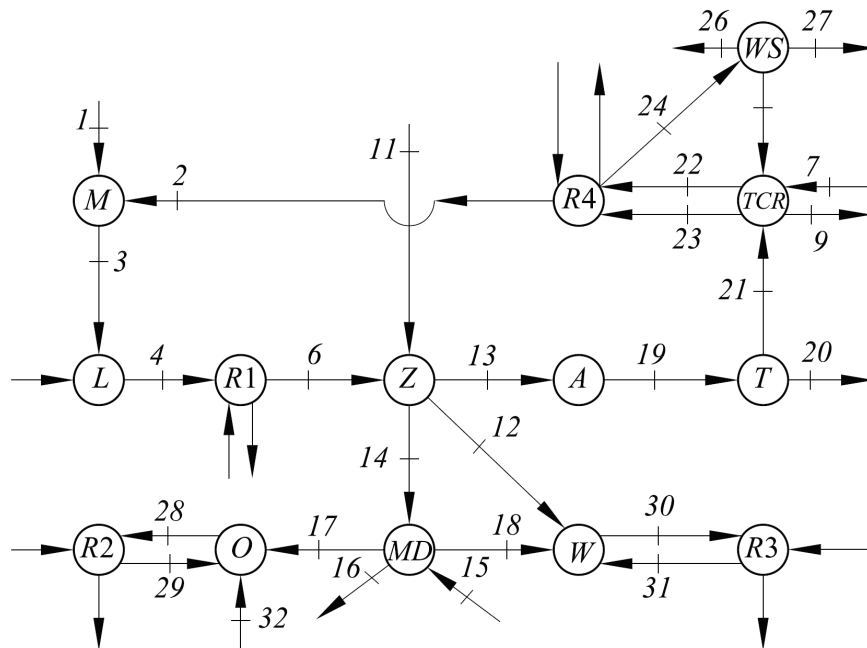


Рис. 1.3.7 – Енергетична схема газодизельного двигуна з термохімічним реактором: A – вихлопний колектор; L – компресор системи турбонадува; M – змішувач; MD – умовний вузол – механізми двигуна; O – умовний вузол системи змащення, в якому за рахунок дисипації частини енергії механічних втрат підвищується температура масла; $R1$ – охолоджувач паливоповітряної суміші; $R2$ – охолоджувач масла системи змащення; $R3$ – охолоджувач системи охолодження ДВЗ; $R4$ – теплообмінник для продуктів згоряння паливного газу; T – газова турбіна; TCR – термохімічний реактор; W – умовний вузол системи охолодження, в якому за рахунок теплообміну та дисипації частини енергії механічних втрат підвищується температура охолоджуючої рідини; Z – циліндри ДВЗ; WS – водяний сепаратор

Відпрацьовані в циліндрі гази надходять у вихлопний колектор A , в якому підтримується постійний тиск $P_A = P_{19} = 400200$ Па та встановлюється температура $T_A = T_{19} = 1386$ К. Потім, при виробництві роботи в турбіні T , температура газів знижується до $T_{21} = 1079$ К. Цієї температури досить для нормальної роботи TCR . У TCR надходять гази після турбіни (потік 21), а також метан CH_4 (потік 7) та вода H_2O (потік 25). З TCR виходить горючий газ (потік 23) з температурою $T_{23} = 1000$ К та охолоджені до температури $T_{22} = 494$ К продукти згоряння. Потік 2 направляється в M . При охолодженні потоку продуктів згоряння (потік 24) випадає водний конденсат, частина якого після водного сепаратора WS направляється в TCR (потік 25), а частина викидається в навколишнє середовище (потік 27). У навколишнє середовище викидаються і сухі продукти згоряння (потік 26). Встановлено, що газодизельний двигун з термохімічним реактором корисно використовує 50 % підведеної до силової установки теплоти, в той час як газодизельний двигун без утилізаційного термохімічного реактора (та інших систем утилізації) – тільки 44...45 %.

Для вирішення завдань створення енергоефективних ДВЗ з мінімальною емісією CO , CO_2 , CH і NO_x в роботі [91] запропоновано та експериментально перевірено в стендових та дорожніх умовах спосіб отримання воденьмісткого газу на борту транспортного засобу, з його подальшою добавкою до основного палива. Для реалізації способу розроблені каталізатори конверсії вуглеводневих палив в синтез-газ та конструкція компактного бортового генератора синтез-газу, що розміщується під капотом автомобіля, а також система управління бортовим генератором, яка адаптована з системою управління двигуном транспортного засобу (рис. 1.3.8).

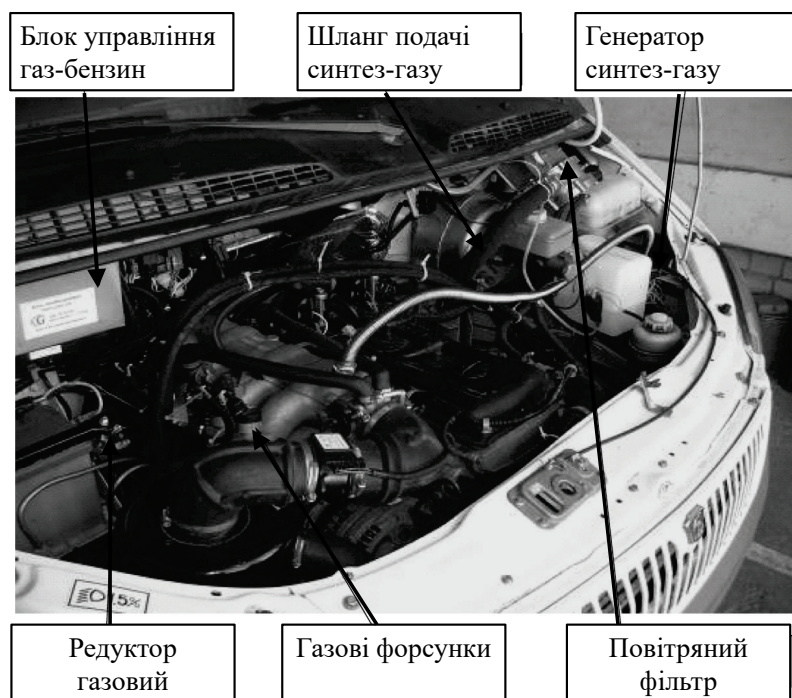


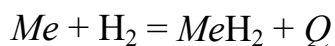
Рис. 1.3.8 – Реалізація установки бортового генератора синтез-газу в моторному відсіку автомобіля «Соболь»

Експериментально показано, що запропоноване рішення дозволяє в умовах міського циклу знизити витрату палива в залежності від режимів роботи на 13...40% та значно знизити викиди CO , CO_2 і NO_x .

1.4. Перспективи використання воднево-металогідридних технологій в суднових енергетичних установках

Одним з ефективних шляхів вирішення проблеми глибокої утилізації низькопотенційної теплоти ВЕР МОД є використання металогідридних систем. Теплофізичні й термодинамічні властивості гідридоутворюючих матеріалів і водню дозволяють отримати високі значення ефективного ККД перетворення енергії.

Принцип роботи таких систем для глибокої утилізації заснований на властивості гідридів десорбувати водень високого тиску при низькому потенціалі підведеної теплоти і сорбувати його при температурі навколишнього середовища. Застосування сплавів металогідридів для зберігання водню в хімічно зв'язаному стані відомо та освоєно промисловістю [92–94]. Цей спосіб дозволяє досягти високої об'ємної густини зберігання водню, також уможливорює використання металогідриду для зберігання та очищення водню від різних домішок [95–99]. Відомий ряд матеріалів, який використовується для зберігання водню [100–104], також активно ведеться робота над вивченням властивостей існуючих [105–108] та отриманням нових видів матеріалів [109–111]. Схема взаємодії водню з металогідридом описується рівнянням



де Me – металогідрид; H_2 – водень; MeH_2 – металогідридна сполука; Q – тепловий ефект реакції (теплота гідридоутворення).

Особливістю даної реакції є її оборотність і значний тепловий ефект (5...50 кДж/(моль H_2)). Зазначені особливості дозволяють використовувати металогідрид разом з воднем як робоче тіло різних теплових машин: водневих компресорів, теплових трансформаторів, холодильних машин. Схеми таких машин і їх компонентів описані в роботах [112–114].

Так використання двох металогідридних сполук з різними властивостями дозволяє створити тепловий насос, що забезпечує перенесення теплоти від низькотемпературного джерела на більш високий рівень температур. На рис. 1.4.1 наведені схема і цикл одноступінчастого теплового насоса, в якому використовуються два металогідриди з різними властивостями. Для організації безперервного процесу має бути не менше чотирьох реакторів, заповнених металогідридом та з'єднаних попарно трубопроводами по водневому контуру. Реактори 1 і 2 заповнені металогідридом A , а реактори 3 і 4 – металогідридом B .

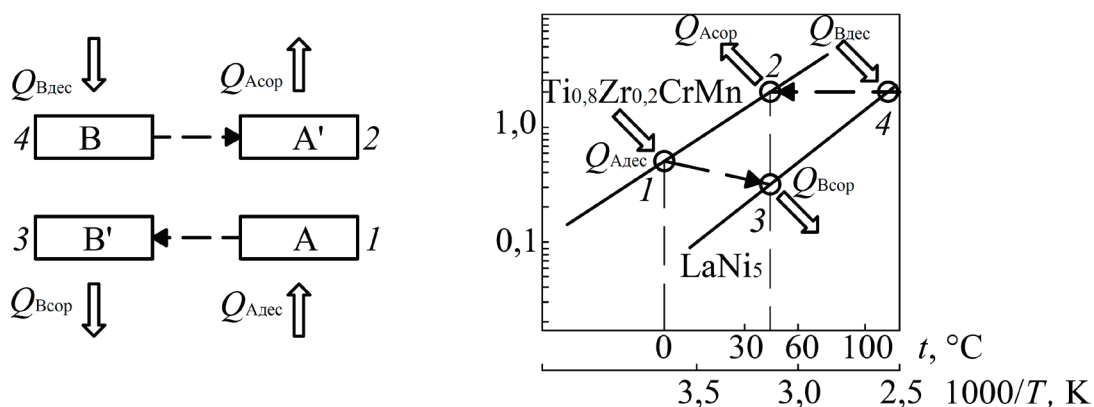


Рис. 1.4.1 – Схема і цикл металогібридного теплового насоса [111]

Металогібрид B у реакторі 4 нагрівається від високотемпературного джерела теплоти з температурою T_4 (див. точку 4, на рис. 1.4.1, б) і виділяє водень, який надходить по трубопроводу в реактор 2, де в результаті реакції утворюється металогібрид A (A' – гідрیدоутворюючий сплав). Теплота цієї реакції $Q_{\text{Асор}}$ при температурі T_2 (точка 2) може бути корисно застосована. У той же час металогібрид A в реакторі 1, поглинаючи теплоту $Q_{\text{Адес}}$ при низькій температурі T_1 (точка 1), виділяє водень, який надходить у реактор 3. При з'єднанні водню з гідрідоутворюючим сплавом B' виходить металогібрид B з виділенням теплоти $Q_{\text{Всор}}$ (точка 3) при температурі T_3 [115].

Металогібридні охолоджувальні установки, що працює разом з ДВЗ, описані в [116, 117]. Використання металогібридних охолоджувальних установок, що працюють сумісно з ДВЗ показано в [116] (схема установки рис. 1.4.2). В установці для охолодження повітря джерелом енергії є теплота відпрацьованих газів двигуна, яка витрачається на десорбцію водню з високотемпературної частини металогібридного модуля, при цьому водень поглинається низькотемпературною частиною металогібридного модуля. Охолодження відбувається у низькотемпературній частині металогібридного модуля у другій половині циклу, коли водень, що надійшов у першій половині циклу, поглинається високотемпературною частиною модуля через припинення її нагріву. Особливістю цієї установки є те, що її металогібридну систему складає одна пара металогібридів, через що вона працює в періодичному режимі.

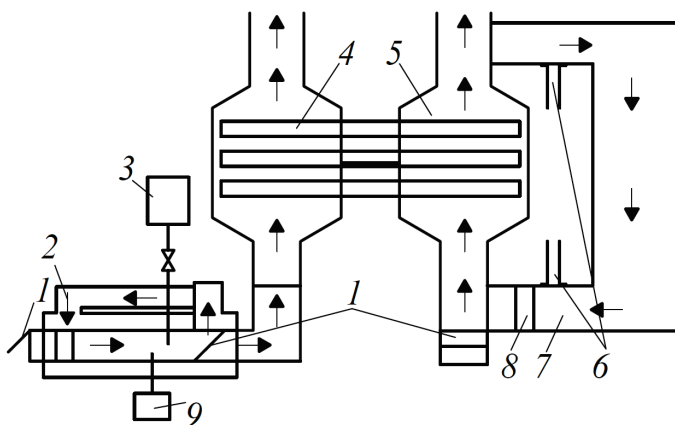


Рис. 1.4.2 – Принципова схема утилізаційної установки для охолодження повітря [116]:

1 – заслінки; 2 – підігрівач повітря; 3 – паливний бак; 4, 5 – високо- і низькотемпературні частини модуля; 6 – додаткові дерев'яні шибери; 7 – холодильна камера; 8 – вентилятори; 9 – блок запалювання

Повітря використовується як носій холоду, а вихлопні гази в суміші з повітрям – як теплоносії. Температура теплоносія може варіюватися в широких межах завдяки передбаченій можливості його автономного (незалежно від двигуна) підігріву теплотою згорання палива.

Металогідридний модуль включає у себе металогідридні сорбери з високо-температурним металогідридом $\text{LaNi}_{4,6}\text{Al}_{0,4}\text{H}_x$ і низькотемпературним металогідридом $\text{MmNi}_{4,15}\text{Fe}_{0,85}\text{H}_y$ (маса кожного гідриду по 11,5 кг). Підігрівач повітря, що забезпечує температуру суміші повітря і вихлопних газів на рівні 180...200 °С. Середня теплова потужність підігрівача повітря складає 20 кВт.

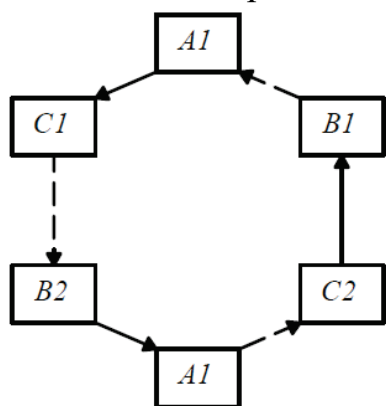


Рис. 1.4.3 – «Зіркоподібна» схема металогідридної холодильної машини [118]

Використання тільки однієї пари металогідридів визначає роботу установки в періодичному режимі, що через значну теплову інерційність системи збільшує тривалість циклів. Також можливе застосування подібних схем для створення холодильних машин більш складних схем. У роботі [118] розглядається кілька схем, найбільш ефективна з яких називається «зіркоподібна» (рис. 1.4.3). У ній використовує три різних металогідриди (*A*, *B*, *C*). Конструкція складається із шести з'єднаних реакторів (*A1*, *A2*, *B1*, *B2*, *C1*, *C2*). Кожен гідрид з'єднаний з іншими двома гідридами по водневому контуру. Всі реактори працюють одночасно. «Зіркоподібна» схема

працює в двох напівперіодах і дозволяє здійснювати безперервне охолодження і вироблення високої температури. Суцільними стрілками показано рух газоподібних продуктів згорання; пунктирними – рух потоку повітря.

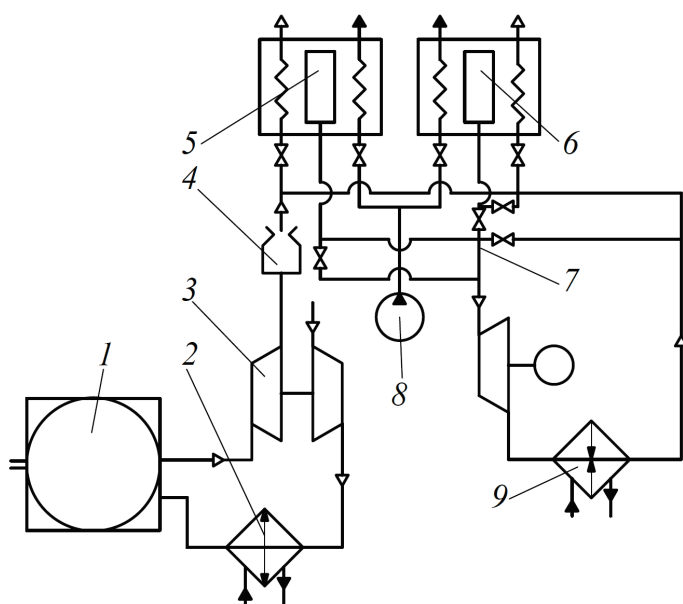
Істотними недоліком наведених вище металогідридних машин є їх циклічна (квазінеперервна) робота і низькоефективна передача тепла в дрібнодисперсному шарі металогідриду [119, 120]. Низьку теплопровідність частково компенсують установленим спеціальних ребер [121–126].

На рис. 1.4.5 наведена схема металогідридної установки циклічної дії для глибокої утилізації теплоти вихлопних газів малообертового двигуна [127]. Випускні гази з двигуна *1* надходять в утилізаційний паровий котел *4*, де виробляється необхідна для споживачів кількість пари. Далі випускні гази потрапляють у блок металогідридних акумуляторів *5* і *6*, де за рахунок підведення теплоти відбувається десорбція водню.

Тиск десорбції визначається двома факторами: потенціалом теплоти і властивостями металогідриду, який використовується в цьому апараті. Водень високого тиску надходить у розширювальну машину *1* (об'ємну або динамічну), де відбувається перетворення його потенційної енергії в механічну роботу. Ця робота може бути використана за кількома напрямками: для приводу рушія, електрогенератора і комбінованого приводу рушія та електрогенератора.

Рис. 1.4.5 – Принципова схема утилізації тепла відпрацьованих газів МОД металогідридною установкою циклічної дії [127]:

1 – МОД; 2 – ОНП; 3 – турбокомпресор; 4 – утилізаційний котел; 5, 6 – блок металогідридних акумуляторів; 7 – розширювальна машина; 8 – насос охолоджуючого контура; 9 – охолоджувач водню



Водень, що відпрацьовував в розширювальній машині в залежності від ступеня розширення може мати досить низьку температуру. Його хладоресурс може бути використаний для охолодження відповідного об'єкта за допомогою теплообмінника 11. При недостатньому ступені розширення і відповідно температурі, теплообмінник 11 використовується для попереднього охолодження забортною водою перед металогідридним акумулятором 6, де відбувається його сорбція. Охолодження апарата 6 також здійснюється забортною водою. Наведена утилізаційна установка працює циклічно, що забезпечується відповідною запірною арматурою.

Аналогічно працює і металогідридна установка для утилізації тепла наддувного повітря. Цей же принцип закладений і в металогідридну установку для утилізації тепла охолоджуючої рідин ДВЗ. Особливістю в цьому випадку є використання рідинних теплоносіїв, що значно спрощує конструктивне виконання системи [127].

При реалізації зазначених металогідридних установок в суднових умовах можливі кілька варіантів: автономна робота кожної установки, групова робота установок і централізована робота установок, об'єднаних за воднем (при цьому мається на увазі не тільки агрегування щодо утилізації теплоти головних двигунів, але і допоміжної енергетичної установки) [127].

Об'єднання за воднем всіх металогідридних установок, які утилізують теплоту вихлопних газів головного двигуна, дизель-генераторів суднової електростанції, теплоту наддувного повітря й охолоджуючих рідин дозволяє водень одного тиску від всіх металогідридних апаратів направляти в одну розширювальну машину, що виробляє механічну енергію, передану на рушій або електрогенератор. Охолоджений до низьких температур водень після глибокого розширення може подаватися на загальний теплообмінник у системі холодильного обладнання.

На рис. 1.4.6 наведені результати розрахунків ефективного ККД утилізаційної металогідридної установки циклічної дії при використанні деяких металогідридів у якості робочого тіла [127].

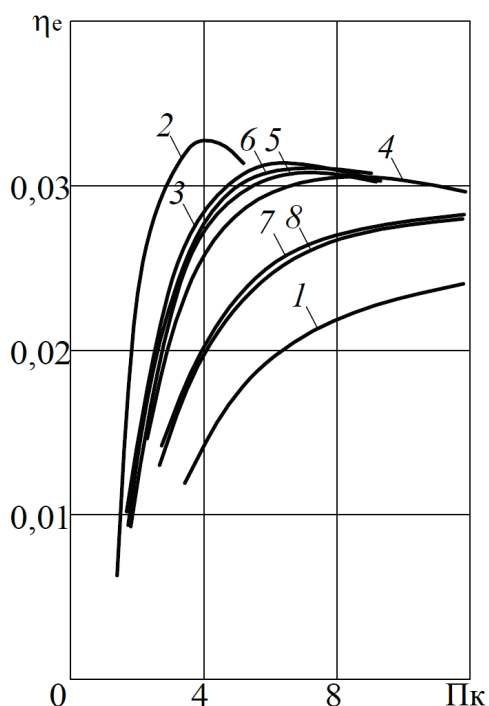


Рис. 1.4.6 – ККД утилізаційної металогідридної установки циклічної дії на базі металогідридів [127]:
 1 – $(V_{0,8}Ti_{0,1})_{0,9}Fe_{0,1}$; 2 – $Ti_{1,2}Cr_{1,9}Mn_{0,1}$; 3 – $TiFe$; 4 – $LaNi_5$; 5 – $Ti_{0,9}Mn_{0,1}$; 6 – $TiMn_{1,5}$; 7 – $Ti_{0,7}Zr_{0,3}Mn_{1,7}Cu_{0,3}$; 8 – $TiFe_{0,66}Ni_{0,14}$

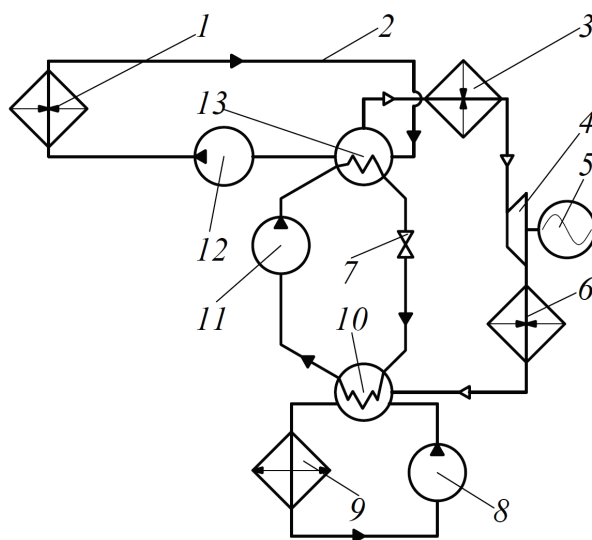
Використання наведених вище утилізаційних металогідридних установок можливе лише в періодичному режимі внаслідок необхідності циклічного повторення процесів сорбції і десорбції в їх елементах. Це призводить до втрат тепла на нагрів–холodження пристроїв і, як наслідок, низької теплотехнічної ефективності установок. Суттєвим недоліком також є великі маса і габарити, що зумовлено необхідністю акумулювання металогідриду на всю тривалість циклу роботи установки.

У роботах [128–132] описується можливість поглинання / виділення водню металогідридом, що знаходиться під шаром інертної до реакції поглинання / виділення водню рідини – металогідридної суспензії (*hydride slurry*).

Використання суспензій металогідриду у якості робочого тіла дозволяє створювати металогідридні установки безперервної дії. Так, у роботі [133] наведені схема і розрахунок теплового насоса, що застосовує суспензію металогідриду. Використання металогідридних установок безперервної дії для кондиціонування повітря описано в роботі [134]. Результати теоретичних досліджень енергетичних установок з робочим тілом у вигляді суспензії металогідриду з воднем, наведено в роботі [135]. Комп'ютерному моделюванню суспензій металогідриду присвячені роботи [135, 136]. Результати широкого дослідження наведено в роботах [137–139].

Утилізаційна металогідридна установка безперервної дії (рис. 1.4.7) складається з десорбера 13 і сорбера 10, пов'язаних за допомогою водневих трубопроводів, до яких приєднана воднева розширювальна машина 4 для приводу корисного навантаження 5 [140].

Рис. 1.4.7 – Утилізаційна металогідридна установка безперервної дії [140]:
 1 – малообертовий ДВЗ; 2 – трубопровід контуру нагріву; 3 – перегрівач водню; 4 – воднева розширювальна машина; 5 – корисне навантаження; 6 – теплообмінник корисного холоду; 7 – насос контуру холодильної машини; 8 – насос контуру охолодження; 9 – теплообмінник контуру охолодження; 10 – сорбер; 11 – живильний насос; 12 – насос нагрівачого контуру; 13 – десорбер



Установка додатково містить в своєму складі принаймні дві магістралі: одну – з розміщеним у ній насосом перекачування суспензії 11 і сполучає вихід сорбера з входом десорбера, іншу – з розміщеним у ній дроселем, яка сполучає вихід десорбера з входом сорбера, причому зазначені магістралі, сорбер 10 і десорбер 13 заповнені суспензією металогідриду.

Включення до складу утилізаційної металогідридної установки безперервної дії принаймні двох магістралей, що з'єднують сорбер 10 і десорбер 13 дозволяє забезпечити безперервну подачу суспензії металогідриду з десорбера 13 у сорбер 10 і навпаки. Розміщення насоса перекачування суспензії 11 у магістралі, що сполучає вихід сорбера 10 із входом десорбера 13, і дроселя в магістралі, що сполучає вихід десорбера 13 із входом сорбера 10, забезпечує узгодження робочих параметрів цих пристроїв.

Заповнення суспензією металогідриду сорбера 10, десорбера 13 і магістралей, що з'єднують вихід сорбера 10 із входом десорбера 13 та вихід десорбера 13 із входом сорбера 10, дозволяє використовувати як насос і дросель високоефективні елементи існуючих гідравлічних систем.

Металогідридна установка безперервної дії працює таким чином. При підведенні теплоносія з відносно високою температурою до теплообмінника в десорбері 13 відбувається виділення водню і встановлюється його рівноважний тиск (у залежності від застосовуваного у), також можливо використовувати додатковий нагрів водню в перегрівачі 3. Охолодження теплообмінника сорбера 10 теплоносієм, відносно низькою температурою (температурою навколишнього середовища), забезпечує поглинання водню металогідридом при відносно низькому тиску [140].

Заповнення сорбера 10, десорбера 13 і магістралей суспензією металогідриду в інертному носії дозволяє здійснити її циркуляцію по замкнутому контуру. Підвищення тиску суспензії від рівноважного тиску в сорбері 10 до рівноважного тиску в десорбері 13 здійснюється насосом 11, а підтримання необхідного значення витрати суспензії забезпечується дроселем. Водень, отриманий у десорбері 13, направляється по водневому трубопроводу до водневої розширювальної машини і далі розширюється в ній, а потім, по водневому трубопроводу

надходить у сорбер 10, де поглинається металогідридом, що входить до складу суспензії в інертному носії (робочого тіла). Механічна енергія, отримана у водневій розширювальній машині 4 витрачається на привід корисного навантаження 5.

Запропонована схема утилізаційної металогідридної установки безперервної дії має внутрішні резерви підвищення ефективності. Використання різниці тисків суспензії в сорбері 10 та десорбері 13 дозволяє перетворити її в механічну енергію та використати для приводу насоса 11, тим самим здійснюється регенерація механічної енергії. Використання теплоти суспензії, яка виходить з десорбера 13, для підігріву суспензії, що надходить у десорбер 13, дозволяє також здійснювати регенерацію теплової енергії.

У вказаній установці можливо отримати параметри водню на виході з розширювальної машини, при яких його температура буде нижче 273 К, що дозволяє проводити охолодження споживача, тобто робота теплообмінника 6 у режимі випарника холодильної машини.

2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМИ ДВИГУНАМИ НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

2.1. Особливості математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій

Однією з основних вимог до математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій є те, що вона повинна мати чіткий взаємозв'язок між основними параметрами робочого процесу ДВЗ (енергетична підсистема) та параметрами системами термохімічної утилізації тепла або металогідридної утилізаційної установки (підсистеми утилізації), адекватно реагувати на зміну параметрів та режимів роботи установки. При цьому найбільш складною задачею математичної моделі енергетичної підсистеми є опис процесу згоряння альтернативного палива у циліндрі двигуна та його вплив на основними параметрами робочого процесу. Найбільш складною задачею математичної моделі підсистеми утилізації тепла є опис процесів термохімічного перетворення вихідного палива на синтез-газ у реакторі ТХУ та процесів, що відбуваються у металогідридному акумуляторі та термосорбційному компресорі водню.

Вирішення зазначених задач необхідне для розробки фізично коректних і надійних методів розрахунку та проектування енергетичних установок з ДВЗ, у яких використовується термохімічні та воднево-металогідридні технології, а також оптимізації режимів їх роботи. Вони можуть бути вирішені експериментальними методами. Однак використання математичного моделювання дозволяє встановити вплив на робочі процеси тих факторів, урахувати які досить важко при експериментальних дослідженнях, а також отримати достовірні результати при найбільш загальній постановці задачі та скоротити обсяг дорогих досліджень.

До основних показників математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій, належать:

- адекватність дійсним процесам, що проходять у її елементах та підсистемах, та з достатньою точністю і повнотою відображати особливості енергоперетворення;
- враховувати термохімічні та термодинамічні процесів, що відбуваються в реакторі ТХУ, а також визначати потоки енергії й її розподіл в установці;

- враховувати термодинамічні й сорбційні властивості металогідридів, гідравлічні властивості рідини-носія, теплоносії гарячого і холодного контурів, наявну теплову потужність ВЕР ДВЗ та їх температуру;
- легко трансформуватися та пристосовуватися до інших умов та різних режимів роботи;
- забезпечувати визначення паливно-економічних, екологічних параметрів енергетичної установки на розрахунковому режимі роботи;
- мати необхідну точність визначення параметрів у заданому діапазоні зміни режимів роботи.

Для відповідності до зазначених вимог математична модель повинна формуватися на рівняннях та залежностях, що базуються на відомих фундаментальних законах термодинаміки, газової динаміки і термохімії, а також на основі робіт таких авторів, як М.М. Глаголев, І.І. Вібе, М.К. Шокотов, Н.Ф. Разлейцев, Р.М. Петриченко, В.Г. Семенов, А.П. Марченко, Ф.І. Абрамчук та ін. Також варто відзначити, що математична модель в достатньо загальній постановці внаслідок її складності не може бути замкнута без відповідних експериментальних даних. Тому для підвищення її точності вона повинна бути доповнена експериментальними залежностями, що відображають реальні процеси перетворення енергії в елементах та системах.

2.2. Математична модель енергетичної підсистеми

Процеси стиснення, згоряння, розширення і випуску в поршневому двигуні описуються на основі рівняння першого закону термодинаміки (балансу енергії) у вигляді, справедливому для зворотних процесів у термодинамічній системі, центр ваги якої нерухомий. У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням масу газів у циліндрі вважаємо незмінною, нехтуючи витоками в зазори, тобто $G_{\text{сум}} = \text{const}$. Горюча суміш складається з повітря і палива (наприклад, синтез-газу, водню або суміші альтернативного палива та нафтового). Маса свіжого заряду повітря визначається на основі безрозмірного коефіцієнта надлишку повітря при згорянні α , який задають з врахуванням процесу згоряння. У двигунах із внутрішнім сумішоутворенням масу заряду у циліндрі складається з повітря, що поступило у процесі наповнення та упорснутого палива при закритих органах газообміну.

Математичну модель робочого циклу поршневого двигуна доцільно виконати у диференціальній формі, на основі узагальненого опису основних процесів згоряння, з метою максимального узагальнення результатів дослідження. Основні процеси робочого циклу ДВЗ прийнято відображати у вигляді індикаторної діаграми, побудова якої безпосередньо пов'язана з визначенням тиску в циліндрі у відповідних процесах робочого циклу двигуна: стиснення, згоряння, розширення й випуску відпрацьованих газів. В основі побудови лежить використання першого закону термодинаміки щодо виділеного об'єму [141, 142]. У загальному вигляді він записується наступним чином:

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + p dV, \quad (2.2.1)$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла; $\sum i_j dM_j$ – потік ентальпії, внесеної (+) або винесеної (–) з елементарними масами dM_j по відношенню до об'єму V ; M – маса робочого тіла в циліндрі; u – питома внутрішня енергія робочого тіла; p – тиск у циліндрі.

Для отримання рівнянь швидкості зміни тиску в циліндрі за кутом повороту колінчастого вала щодо кожного процесу робочого циклу розв'яжемо рівняння (2.2.1) разом з рівняннями збереження маси, стану, Майєра, теплопередачі та ряду залежностей, що зв'язує підведення теплоти з кількістю спалюваного палива і законом його згоряння. У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням масу газів у циліндрі вважають незмінною, нехтуючи витоками в зазори [143]. Тому при $M = \text{const}$ диференціал $d(Mu) = Mdu$.

Диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в процесах стиснення, згоряння, розширення і випуску, запропоноване Д. С. Мінчевим має вигляд [144]

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left(\frac{q_{\text{ц}} Q_{\text{н}}}{c_v T M} \cdot \frac{dx}{d\varphi} + \frac{\sum_1^{n_1} dI_j}{c_v T M} + \frac{dv}{M/\mu} - \frac{d(c_v)_T}{c_v} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^{n_1} dM}{M d\varphi} - k \frac{d \ln V}{V d\varphi} - \frac{\sum_1^{n_2} \frac{dQ_{\text{ст}i}}{d\varphi}}{c_v T M} \right), \quad (2.2.2)$$

де $Q_{\text{н}}$ – нижча теплота згоряння палива; $dQ_{\text{ст}i}$ – обмін теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь; dI_j – елементарна ентальпія мас, що надходять або залишають циліндр; $q_{\text{ц}}$ – циклова доза палива; x – частка згорілого палива; c_v , c_{vm} – питома ізохорна істинна та середня теплоємність робочого тіла відповідно; T , p – відповідно температура й тиск робочого тіла; v – молярна маса; μ – молекулярна маса; φ – змінне значення кута повороту колінчастого вала; k – показник адіабати; n – частота обертання колінчастого вала; dM – елементарна маса, що надходить або залишає циліндр.

Для розв'язання рівняння необхідно його доповнити залежностями, які дозволять визначити основні складові. Так теплоту, що виділилася при згорянні палива, можна розділити на корисно використовувану і теплоту різного виду теплових втрат. Теплота, що сприймається внутрішніми поверхнями циліндра, складається з теплоти, переданої від газів стінкам робочого циліндра, кришки циліндрів, головки поршня в процесах стиснення, згоряння, розширення і випуску; частини теплоти тертя, а також теплоти, переданої поверхнями газовипускної системи ДВЗ. У загальному вигляді рівняння обміну теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь можна записати як

$$\sum_1^l \frac{dQ_{\text{ст}i}}{d\varphi} = \sum_1^l \alpha_{\text{г}i} F_i (T - T_{\text{ст}i}) \frac{1}{6n}, \quad (2.2.3)$$

де $\alpha_{\text{г}i}$ – коефіцієнт тепловіддачі від газів до i -ї теплосприймаючої поверхні; F_i – площа i -ї поверхні; $T_{\text{ст}i}$ – температура i -ї теплосприймаючої стінки.

Елементарна ентальпія мас, що надходять або залишають циліндр, обчислюється таким чином

$$\sum_1^n \frac{dI_j}{d\phi} = \sum_1^n c_{pmj} T_j \frac{dM_j}{d\phi}, \quad (2.2.4)$$

де c_{pmj} – питома ізобарна середня теплоємність робочого тіла, що надходить або залишає циліндр; T_j – температура робочого тіла; dM_j – елементарна маса, що надходить або залишає циліндр.

Молярна маса, визначається за формулою

$$dv = \frac{M}{\mu} \frac{\beta_0 - 1}{1 - \gamma_r} \frac{dx}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dM_j}{d\phi \mu_j}, \quad (2.2.5)$$

де β_0 – коефіцієнт молекулярного змінення; γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Для визначення зміни маси газу в циліндрі (диференціала маси) використаємо рівняння

$$dM = G dt,$$

де dt – час розрахункового кроку; G – миттєва витрата повітря або газу, що визначається за рівнянням витрати через переріз під дією відомого перепаду тисків:

$$G = \mu r w f, \quad (2.2.6)$$

де μ – коефіцієнт витрати клапана; ρ – густина газу в перерізі; w – швидкість потоку газу в мінімальному поперечному перерізі клапанної щілини; f – площа прохідного перерізу клапана.

Відмінність дійсної витрати газу від теоретичної враховується коефіцієнтом витрати. Для геометрично подібних клапанів його значення можна розраховувати за наявними залежностями [141] відповідно до безрозмірного підйому клапана h_k/d_k (відношення висоти підйому клапана до діаметра).

Визначивши w з рівняння Бернуллі, перетворимо рівняння (2.2.6) і отримаємо залежність

$$G = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (2.2.7)$$

де ψ – функція витікання; p , v – відповідно тиск і питомий об'єм газу перед перерізом.

При малих значеннях відношення тиску ($p^*/p > 0,90 \dots 0,95$) функція витікання визначається за формулою [141]

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p^*}{p} \right)^{2/k} - \left(\frac{p^*}{p} \right)^{(k+1)/k} \right]},$$

де p^* – тиск на виході.

Витрата газу при витіканні з циліндра в надкритичній області ($p^*/p < 0,90 \dots 0,95$) не залежить від перепаду тиску, а визначається площею прохідного перерізу, коефіцієнтом витрати і параметрами газу в циліндрі двигуна. Виходячи з цього функція витікання визначається за формулою [145]

$$\psi = \psi_{\max} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}},$$

тоді витрата газу

$$G_{\max} = (\mu f)_{\max} \psi_{\max} \sqrt{\frac{p}{v}}, \quad (2.2.8)$$

де $(\mu f)_{\max}$ – ефективний максимальний прохідний переріз каналу.

Залежність питомої ізохоричної середньої теплоємності робочого тіла від температури $c_m = f(T)$ визначається за довідковими таблицями. При цьому для двигуна, що працює на синтез-газі, з метою обчислення питомої ізохоричної середньої теплоємності свіжого заряду і продуктів згоряння необхідно враховувати його склад за рівнянням теплоємності суміші газів [146]

$$c_{vm} = \sum r_k c_{vmk}, \quad (2.2.9)$$

де r_k – об'ємна частка кожного з компонентів у заряді; c_{vmk} – середня теплоємність компонентів.

Середня і дійсна теплоємності пов'язані між собою виразом [146]

$$c_{vm} = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_v dT, \quad (2.2.10)$$

де $T_0 = 273 \text{ K}$ – початкова температура.

Змінний об'єм циліндра залежно від кута повороту колінчастого вала визначається за формулою

$$V(\varphi) = V_s \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\varphi) \right) \right], \quad (2.2.11)$$

де V_s – робочий об'єм циліндра; λ – стала кривошипно-шатунного механізму (відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна); ε – ступінь стиснення.

Виходячи з того, що ε – величина стала, приріст об'єму циліндра

$$dV = \frac{V_s}{2} \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right) d\varphi. \quad (2.2.12)$$

Відносна зміна об'єму циліндра визначається за формулою

$$\frac{dV}{V d\varphi} = \frac{\left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right)}{2 \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\varphi) \right) \right]}. \quad (2.2.13)$$

Добуток швидкості відведення тепла від робочого тіла $dQ_w/d\varphi$ на $p/Mc_v T$ у загальному вигляді може бути записаний як

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{k-1}{V} \cdot \frac{KF(T - T_w)}{6n}, \quad (2.2.14)$$

де F – площа змінної поверхні; V – змінний об'єм циліндра; n – частота обертання колінчастого вала; K – коефіцієнт теплопередачі від газу до рідини; T , T_w – відповідно температури газу та охолоджуючої рідини.

Кількість повітря, кмоль або м^3 , теоретично необхідного (стехіометричного) для згоряння 1 кмоль або м^3 синтез-газу, визначається за формулою

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{\text{H}_2}{2} + \frac{\text{CO}}{2} + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 \right), \quad (2.2.15)$$

де H_2 , CO , CH_4 , C_2H_4 – основні компоненти синтез-газу, м^3 .

Маса газу в циліндрі M знаходиться на основі заданих початкових умов у певному положенні колінчастого вала двигуна. Для інших положень колінчастого вала величина M уточнюється з урахуванням суми маси газу, що надходить або залишає циліндр.

У двигуні із зовнішнім сумішоутворенням маса газу в циліндрі до початку згоряння складається з повітря та палива, що випарувалося, й визначається кмоль на 1 кг палива за формулою

$$M = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T},$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; L_0 – кількість повітря, яка теоретично необхідна для згоряння 1 кг палива; m_T – молярна маса палива.

У газових двигунах горюча суміш складається з газоподібного палива та повітря, тоді кількість горючої суміші, кмоль (або м^3) на 1 кмоль (або м^3) газу, обчислюється за формулою

$$M = \alpha L_0 + 1.$$

У двигунах з внутрішнім сумішоутворенням й займанням від стиснення палива, вприскування якого відбувається в кінці стиснення, нехтують і тоді

$$M = \alpha L_0.$$

У наш час найбільш розповсюдженою математичною моделлю процесу згоряння є однозонна. Насамперед це пов'язано з тим, що на відміну від дво- і багатозонних моделей, в яких потрібно задавати велику кількість граничних умов та необхідні значні витрати машинного часу під час розрахунків, однозонні є більш простими й достатньо придатними для попереднього розрахунку процесу згоряння.

Визначення швидкості зміни тиску за кутом повороту колінчастого вала при згорянні й розширенні безпосередньо залежить від відносної швидкості тепловиділення dx/df . У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням відбувається згоряння заздалегідь підготовленої паливоповітряної суміші й виділення теплоти визначається швидкістю поширення фронту полум'я.

Швидкість тепловиділення може задаватися різними способами для різного типу двигунів як за допомогою напівемпіричних рівнянь тепловиділення, так і рівнянь, які базуються на нормальній і турбулентній швидкостях згоряння паливоповітряної суміші [147–162]. Зокрема можуть застосовуватися емпіричні й напівемпіричні залежності: наприклад, рівняння І.І. Вібе, М.Ф. Разлейцев, Б.П. Пугачова, Б.М. Гончара, В.К. Кошкіна, К.І. Генкіна, М.В. Іноземцева та ін. Ураховуючи, що процеси видимого згоряння керуються не хімічними, а фізичними законами, модель процесу згоряння, запропонована професором І.І. Вібе певною мірою відображає фізичну сутність процесу згоряння і тому може бути

використана для попереднього розрахунку швидкості тепловиділення в двигуні, що працює на синтез-газі.

Відповідно до [161] коефіцієнт тепловиділення при згорянні за Вібе визначається за формулою

$$x = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (2.2.16)$$

де x_z – коефіцієнт тепловиділення в момент завершення процесу згорання; t/t_z – відносний час із моменту початку згорання, що дорівнює безрозмірному куту повороту колінчастого вала двигуна ϕ/ϕ_z при сталій кутовій швидкості; t_z – загальна тривалість згорання; m – емпіричний коефіцієнт характеру згорання, який знаходиться у рекомендованих межах залежно від типу двигуна.

Визначальними параметрами при моделюванні процесу згорання за допомогою формули (2.2.16) є x_z , m та t_z . Гарна збіжність результатів з дійсною характеристикою тепловиділення спостерігається при $x_z = 0,95$ [145]. Тоді вираз $\ln(1 - x_z)$ – величина стала, відповідно береться $\ln(1 - x_z) = C = -2,9957$.

Швидкість тепловиділення при згорянні, яка необхідна для підстановки в диференціальне рівняння моделі процесу згорання-розширення, отримана шляхом диференціювання рівняння (2.2.16). У результаті маємо рівняння

$$\frac{dx}{d(t/t_z)} = -C(m+1) \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \exp \left[C \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right]. \quad (2.2.17)$$

Координати максимуму безрозмірної швидкості тепловиділення (значення t_M/t_z) визначаються як координати екстремуму функції. Для визначення максимуму рівняння (4.2.17) прирівнюється до нуля, й отримане рівняння розв'язується відносно t_M/t_z . У результаті координата максимуму обчислюється за формулою

$$\frac{t_M}{t_z} = \left(-\frac{m}{C(m+1)} \right)^{\frac{1}{m+1}}. \quad (2.2.18)$$

Максимальна швидкість тепловиділення при згорянні може бути обчислена за рівнянням (2.2.17), якщо в нього підставити координату, що відповідає максимуму швидкості тепловиділення, тобто t_M/t_z :

$$\left(\frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} \right)_{\max} = -C(m+1) \left(-\frac{m}{C(m+1)} \right)^{\frac{m}{m+1}} \exp \left(-\frac{m}{m+1} \right). \quad (2.2.19)$$

У дизельних двигунах максимум тепловиділення розташований ближче до початку згорання, ніж у двигунах з примусовим запалюванням. Це впливає на коефіцієнт m , значення якого для бензинових двигунів знаходиться в межах 3...4, а для дизельних – 0,3...0,7.

На характер згорання альтернативного палива в двигунах з примусовим запалюванням значний вплив має наявність газоподібного водню, згорання яко-

го супроводжується різким наростанням тиску. У зв'язку з цим m , Θ та φ_z встановлюються індивідуально для кожного складу суміші. Тому використання напівемпіричного рівняння І.І. Вібе потребує наявності експериментальних даних згоряння альтернативного палива різного складу в робочому циліндрі ДВЗ. Виходячи з цього необхідно для підвищення точності математичної моделі на базі значної кількості експериментальних даних внести корективи у математичний опис процесу згоряння.

З метою уточнення математичної моделі розрахунку процесу згоряння необхідно використати змінне значення показника згоряння m , як було запропоновано у роботі [162] для двигунів при використанні чистого водню. При математичному моделюванні на стадії проектування нових зразків двигунів або конвертації на водень уже існуючих О.С. Митрофановим було запропоновано для знаходження змінного значення m та тривалості згоряння φ_z використати наступні рівняння, які враховують вміст водню у складі водневовмісного альтернативного палива, а також коефіцієнт надлишку повітря:

$$m_i = a\varphi_i \frac{\varphi_z'}{\varphi_z} + b$$

– показника згоряння

$$a = 0,2532\alpha^3 - 1,2593\alpha^2 + 2,0906\alpha - 1,1149,$$

$$b = 0,659\alpha^3 - 3,4831\alpha^2 + 6,3403\alpha - 2,1937,$$

– тривалості згоряння $\varphi_z = \varphi_z' + \Delta\varphi$;

$$\varphi_z' = -10,186\alpha^2 + 59,464\alpha - 4,1447,$$

$$\Delta\varphi = -434,6C_{H_2}^3 + 1080,2C_{H_2}^2 + 907,85C_{H_2} + 225,19,$$

де φ_i – змінне значення кута періоду згоряння; C_{H_2} – концентрація водню за об'ємом у складі палива.

Швидкість тепловиділення при згорянні, яка необхідна для підстановки в диференціальне рівняння моделі процесу згоряння-розширення, отримана шляхом диференціювання рівняння (2.2.16) з урахуванням зміни показника згоряння m від кута повороту колінчастого вала. У результаті маємо універсальне рівняння визначення швидкості тепловиділення при згорянні водневовмісних палив

$$\frac{dx}{d\varphi} = -\frac{C}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{a\varphi_i + b} \cdot \exp C \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{a\varphi_i + b + 1} \left(a\varphi_i \ln \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right) + a\varphi_i + b + 1 \right).$$

Для двигунів, що працюють на звичайному паливі з добавками водневовмісного А.С. Познанським було запропоновано для знаходження змінного значення m та тривалості згоряння φ_z використати наступні рівняння, які враховують величину добавки водневовмісного палива до бензину:

– показник згоряння $m_i = a\varphi_i + b$;

$$a = -0,1681C_{CF}^3 + 0,284C_{CF}^2 - 0,1148C_{CF} + 0,0281;$$

$$b = 10,317C_{CF}^3 - 14,877C_{CF}^2 + 5,6164C_{CF} + 2,5967;$$

де m_i – поточне значення показника згоряння по куту повороту; φ_i – поточне значення тривалості згоряння; C_{CF} – добавка синтез-газу, % від маси палива.

– тривалість згоряння

$$\varphi_z = \varphi'_z - 16,315 \cdot C_{CF}^2 - 2,239 \cdot C_{CF} + \Delta\varphi,$$

де $\Delta\varphi$ – тривалість згоряння для бензинових двигунів.

Наведені рівняння отримані для концентрації водню в складі синтез-газу $43 \pm 5\%$ (справедливі для складу синтез-газу, отриманого в умовах експерименту). Врахування концентрації водню в синтез-газі:

$$m_i = a\varphi_i \frac{\varphi'_z}{\varphi_z} + b;$$

$$\varphi_z = \varphi'_z + \Delta\varphi_z; \Delta\varphi_z = -46,321C_{H_2}^2 + 17,329C_{H_2} + 1,234$$

де C_{H_2} – концентрація водню в складі синтез-газу.

Швидкість тепловиділення при згорянні, яка необхідна для підстановки в диференціальне рівняння моделі процесу згоряння-розширення, отримана шляхом диференціювання рівняння (2.2.16) з урахуванням зміни показника згоряння m від кута повороту колінчастого вала. У результаті маємо універсальне рівняння визначення швидкості тепловиділення при згорянні бензинового палива з добавками синтез-газу:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -\frac{C}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{a\varphi_i + b} \cdot \exp C \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{a\varphi_i + b + 1} \left(a\varphi_i \ln \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right) + a\varphi_i + b + 1 \right).$$

Для дизельних двигунів процес тепловиділення краще описує модель професора М.Ф. Разлейцева. Згідно моделі визначаються констант випаровування палива та за кінетичним рівнянням випаровування й вигорання розпиленого палива розраховуються характеристики тепловиділення на ділянках впорскування, розвиненого дифузійного горіння й догорання.

Згоряння в період подачі палива відрізняється спалахом парів палива, які утворилися за період затримки запалення, швидким прогріванням й активацією зони навколо факела палива, наявністю в системі загальмованих крапель, що випаровуються, охоплених полум'ям, а також рухомих крапель, що знаходяться в стадії прогріву та початкового випаровування, безперервним відновленням зазначених умов за рахунок надходження нових порцій палива, а також накопиченням в системі продуктів неповного згоряння. Швидкість вигорання на цій ділянці лімітується в основному випаровуванням палива, що впорскується. На підставі [163] відносна швидкість згоряння палива на цій ділянці визначається за формулою

$$\left(\frac{dx}{d\tau} \right)_1 = k \frac{[A]}{[A]_0} n_0 + k_u \frac{d\sigma_u}{d\tau} + \varphi_1 \frac{[A]}{[A]_0} x \quad (2.2.20)$$

Перший доданок рівняння (2.2.20) характеризує швидкість вигорання парів палива, які утворилися за період затримки запалення; другий – швидкість зго-

ряння частини парів палива безпосередньо в момент їх утворення після закінчення періоду затримки запалення (ця швидкість пропорційна швидкості випаровування палива $d\sigma_{\text{и}}/d\tau$); третій – швидкість догорання парів палива та продуктів неповного згоряння, що не вигорілих до даного моменту часу (за винятком парів палива, які утворилися за період затримки запалення й враховуються першою складовою).

Розрахункова повна концентрація палива визначається за формулою

$$[A]_0 = G_{\text{ц}} / m_{\text{м}} V \quad (2.2.21)$$

де $G_{\text{ц}}$ – циклова подача палива; $m_{\text{т}}$ – молекулярна маса палива; V – об'єм циліндра.

Поточна концентрація парів палива визначається за формулою

$$[A] = [A]_0 (\sigma_{\text{и}} - x) \quad (2.2.22)$$

де $\sigma_{\text{и}}$ – частка циклової порції палива, що випарувалася до певного моменту часу.

Початкова концентрація активних центрів прийнята пропорційною кількості парів палива $\sigma_{\text{и}}$, що утворилися за період затримки запалення, і часу їх перебування в циліндрі, відраховується від початку уприскування палива:

$$n_0 = k[A]_0 \sigma_{\text{и}} e^{\varphi_0 \tau} \quad (2.2.23)$$

Підставляючи наведені вище вирази величин в формулу (2.2.20), отримуємо кінетичне рівняння динаміки тепловиділення на ділянки подачі палива

$$\left(\frac{dx}{d\tau} \right)_1 = A_0 \frac{G_{\text{ц}}}{V_{\text{в}}} \sigma_{\text{и}} \{ \exp(\varphi_0 \tau) \} (\sigma_{\text{и}} - x_0) \Big|_{\text{от } x_0=0}^{\text{до } x_0=\sigma_{\text{и}}} +$$

$$+ \psi \frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\tau} + A_2 \frac{G_{\text{ц}}}{V_{\text{с}}} (\sigma_{\text{и}} - x)(\alpha - x), \quad (2.2.24)$$

$$\left(\frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\tau} \right)_1 = [1 - (1 - b_{\text{и}} \tau)^{3/2}] \cdot \frac{\sigma}{\tau}; \quad \left(\frac{d\sigma_{\text{и}}}{d\tau} \right)_2 = \frac{[1 - b_{\text{и}} (\tau - \tau_{\text{впр}})]^{3/2} - (1 - b_{\text{и}} \tau)^{3/2}}{\tau_{\text{впр}}}$$

де A_0 , A_2 – коефіцієнти пропорційності, які залежать в основному від технічних характеристик палива та конструктивних особливостей камери згоряння; $V_{\text{в}}$ – об'єм циліндра в момент займання. На підставі [163] $A_0 = (2-4) \cdot 10^5 \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{с})$; $\varphi_0 = 5900 \dots 6200$; для швидкохідного двотактного двигуна $A_2 = 25 n^{0,5} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{с})$; для чотиритактних дизелів з нерозділеною камерою згоряння: швидкохідних – $A_2 = 20 n^{0,5}$, середньої швидкохідності $A_2 = 15 n^{0,5}$, де n – частота обертання колінчастого вала.

Коефіцієнт повноти згоряння палива ψ враховує, що частина парів палива знаходиться за межами займистості та в процесі хімічних перетворень утворюються продукти неповного згоряння палива. Згідно [163]

$$\psi = 1 - A_1 \frac{dx}{d\tau}; \quad (2.2.25)$$

де A_1 – приймається постійним, незалежно від режиму роботи двигуна. На підставі обробки опублікованих результатів газового аналізу по ходу згоряння в швидкохідних дизелях [163], можна прийняти $A_1 = 0,0005 \dots 0,0010$.

Рівняння повної концентрації палива на ділянках розвинутого горіння та догорання визначається за рівнянням (2.2.21), а поточну концентрацію незгорілого палива за рівнянням

$$[A] = [A]_0(1 - x) \quad (2.2.26)$$

Фактор автоприскорення хімічних реакцій характеризується вже повною концентрацією палива

$$\varphi_2 = 2k[A]_0(1 - x)x. \quad (2.2.27)$$

Згідно [163], це рівняння аналогічно узагальненому рівнянню динаміки в дизелях, задовільно узгоджується з експериментальними характеристиками тепловиділення після закінчення уприскування. Тому в якості розрахункового рівняння для відносної швидкості вигорання палива на ділянці розвинутого горіння та догорання визначиться за формулою

$$\left(\frac{dx}{d\tau}\right)_2 = A_3 \cdot \alpha_m \cdot (1 - \Delta_m - x) \cdot x \quad (2.2.28)$$

де A_3 – коефіцієнт пропорційності; Δ_T – частка циклової порції палива, що не згоріла до моменту відкриття випускних клапанів (недогорання палива).

Ця залежність враховує особливості хімічної кінетики автокаталітичних реакцій та характеристики турбулентної дифузії, сумарно виражаються поточному значенням коефіцієнта надлишку повітря в зоні полум'я.

Коефіцієнт, який характеризує поточне значення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння, швидкість згорання в одиниці об'єму якої дорівнює середній швидкості у всьому обсязі циліндра [163]

$$\alpha_r = \frac{\xi_B \alpha}{x} \quad (2.2.29)$$

де α – розрахункове (кінцеве) значення коефіцієнта надлишку повітря для згорання палива; ξ_B – ступінь використання повітря в циліндрі для згорання.

$$\xi_B = f\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right) = 1 - c_B h \bar{\varphi}_z \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \bar{\varphi}_z^2} \quad (2.2.30)$$

Для визначення коефіцієнтів рівняння (2.2.29) використовуються граничні умови:

– при $\bar{\varphi}_z = \bar{\varphi}_{z0}$ $\xi_B = \xi_{B0}$, де $\bar{\varphi}_{z0}$, ξ_{B0} – координати мінімуму функції $\xi_B = f(\bar{\varphi}_z)$. Похідна цієї функції

$$\frac{d\xi_B}{d\bar{\varphi}_z} = c_B h \bar{\varphi}_z \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-h^2 \bar{\varphi}_z^2} \left(2h^2 \bar{\varphi}_z - \frac{1}{\bar{\varphi}_z} \right) \quad (2.2.31)$$

– при $\bar{\varphi}_z = \bar{\varphi}_{z0}$, $\frac{d\xi_B}{d\bar{\varphi}_z} = 0$ отже, $\left(2h^2 \bar{\varphi}_{z0} - \frac{1}{\bar{\varphi}_{z0}} \right) = 0$ звідси

$$h = \frac{0,707}{\bar{\varphi}_{z0}} \quad (2.2.32)$$

Коефіцієнт пропорційності c_B знаходиться при постановці координат мінімуму кривої ξ_B за рівняння

$$c_B = \frac{(1 - \xi_B)}{0,485}, \quad (2.2.33)$$

На базі даних отриманих в результаті рішення рівняння (2.2.24) та (2.2.28) визначається загальна частка вигорілого палива

$$x = \int_{\varphi_B}^{\varphi} \left(\frac{dx}{d\tau} \right) d\tau. \quad (2.2.34)$$

Для побудови індикаторної діаграми використовуються рівняння (2.2.1)–(2.2.34). Дані залежності перетворюються в алгебраїчну форму заміною диференціалів на еквівалентні їм кінцеві прирости. Зокрема диференціал кута повороту колінчастого вала $d\varphi$ замінюється на кінцевий приріст кута $\Delta\varphi$, який дорівнює 1° повороту колінчастого вала. Диференціали всіх параметрів у рівняннях (2.2.1)–(2.2.34) можна зобразити у вигляді приростів за $\Delta\varphi$. При цьому враховується зміна швидкості згоряння палива при зміні температури робочого тіла й тиску.

Температура в циліндрі знаходиться з рівняння стану

$$pV = MRT,$$

де газова стала повітря R повинна визначатися з урахуванням змінного складу газу в циліндрі.

На початку розрахунку беремо інтервал часу, виражений у кутах повороту колінчастого вала φ , ділимо на ділянки $\Delta\varphi$, а також беремо відомим тиск p_{i-1} . Цей тиск може бути як заданим (наприклад, тиск у ресивері двигуна), так і отриманим у результаті попереднього моделювання. Визначення приросту тиску $dp/d\varphi$ в основному тілі програми відбувається одночасно з обчисленням у підпрограмах змінних значень $dI_j/d\varphi$, $dM_j/d\varphi$, $dx/d\varphi$. Тоді приріст тиску в точці $i-1$ обчислюється згідно з рівнянням (2.2.2). Тиск та температура робочого тіла у точці i визначаються відповідно до виразів [141]

$$p_i = p_{i-1} + \left(\frac{dp}{d\varphi} \right)_{i-1} d\varphi; \quad T_i = \frac{p_i V_i}{R_i M_i}.$$

2.3 Математична модель підсистеми термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів

Загальна задача полягає в розробці адекватної математичної моделі підсистеми термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів та вивченні взаємозв'язку між параметрами роботи системи утилізації та зміною показників роботи ДВЗ. Для вирішення цього необхідно розробити математичну модель, яка повинна відповідати наступним вимогам:

- бути адекватною дійсним процесам, що проходять в ТХУ ВГ;
- легко трансформуватися та пристосовуватися до інших умов, різних способів термохімічної утилізації (парова, вуглекиснева, розкладання);
- забезпечувати визначення основних параметрів робочого ТХУ ВГ на розрахунковому режимі роботи;

– мати необхідну точність визначення параметрів в заданому діапазоні зміни режимів роботи реактора.

Система балансових рівнянь потоків енергії та маси в елементах обладнання ДВЗ встановлює співвідношення між термодинамічними і витратними параметрами, що забезпечує задану величину ефективної потужності енергетичної установки та включає в себе [164]:

– рівняння балансу енергії для кожного елемента

$$\sum_{i=1}^L (k_n Gh)_i + \sum_{i=1}^L (k_n N)_i = 0 ;$$

– рівняння балансу витрат для кожного енергоносія кожного елемента

$$\sum_{i=1}^L G_i = 0 ;$$

– рівняння гідравлічного (аеродинамічного) балансу для кожного енергоносія кожного елемента

$$p_{ex} + (-1)^k \Delta p - p_{вих} = 0 ;$$

– рівняння зміни ентальпії кожного енергоносія в кожному елементі

$$h_{ex} + (-1)^k \Delta h - h_{вих} = 0 ;$$

де: Δp , Δh – характеристики зміни тиску та ентальпії енергоносіїв в елементах; k_n – коефіцієнт, що враховує втрати енергії відповідного енергоносія в навколишнє середовище. Індеси визначають номери: k – елемента, що розглядається; l – розглянутого енергоносія. Загальна кількість: елементів енергетичної установки – K ; енергоносіїв та видів енергії – L .

Термохімічна утилізація являє собою сукупність процесів в результаті яких під впливом теплоти ВГ, яка відбирається від них в утилізаційному пристрої, відбувається реакція хімічного перетворення палива з утворенням синтез-газу.

Для успішної реалізації даного способу утилізації в поршневих ДВЗ з примусовим запалюванням необхідне виконання певних умов (рис. 2.3.1), а саме, **температурно-енергетичного потенціалу відхідних газів має бути достатньо для отримання з палива синтез-газу, необхідної кількості та складу. Дана умова описується 2 виразами:**

1) кількість енергії, яка необхідна для отримання синтез-газу $Q_{c,2}^{необ}$ не повинна перевищувати максимальну кількість енергії, яка може бути утилізована з відхідними газами $Q_{в,2}^{max}$;

2) Різниця між температурою відхідних газів на вході в утилізаційний пристрій $T_{в,2}^{вх}$ та температурою синтез-газу на виході з утилізаційного пристрою $T_{с,2}^{вих}$ (температура конверсії палива) не повинна бути нижче величини встановленої різниці температури на вході ΔT , тобто максимальна температура процесу конверсії палива не може перевищувати максимальну температуру відхідних газів в утилізаційному пристрої.

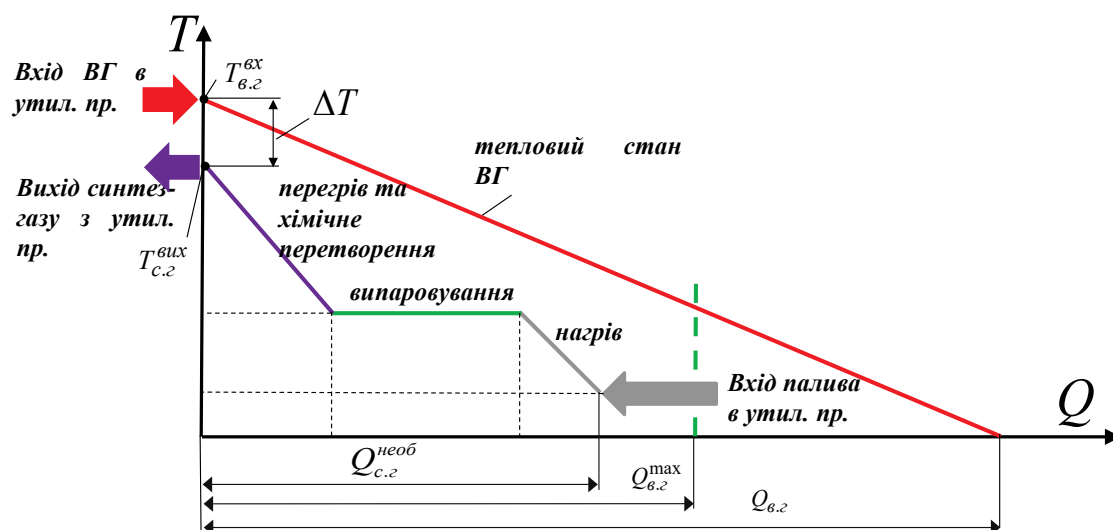


Рис. 2.3.1 – Узгодження параметрів ВГ ДВЗ та параметрів процесу конверсії палива

Різниця температур на вході, а також максимальна кількість енергії, яка може бути утилізована з відхідними газами залежать від конструкції та типу утилізаційного пристрою, наявності або відсутності каталізаторів й уточнюються лише експериментальним шляхом.

Вираз для визначення кількості енергії, необхідної для отримання синтез-газу записується у вигляді

$$Q_{с.г}^{необ} = Q_{наг} + Q_{вип} + Q_{пер} + Q_{х.р} + Q_{вт}$$

де $Q_{наг}$ – кількість енергії, яка витрачається на нагрів рідких вихідних компонентів хімічної реакції до температури кипіння; $Q_{вип}$ – кількість енергії, яка витрачається на випаровування компонентів хімічної реакції; $Q_{пер}$ – кількість енергії, яка витрачається на перегрів газоподібних компонентів хімічної реакції до температури конверсії; $Q_{х.р}$ – кількість енергії, яка витрачається на подолання ендотермічного ефекту реакції хімічного перетворення вихідних компонентів в синтез-газ; $Q_{вт}$ – кількість енергії, яка враховує неминучі теплові втрати в навколишнє середовище через утилізаційний пристрій.

Кількість енергії, яка витрачається на нагрів рідких вихідних компонентів хімічної реакції до температури кипіння визначається за рівнянням:

$$Q_{наг} = G \times C'_p \times (T'_1 - T_0),$$

де G – масова витрата компонента через утилізаційний пристрій для отримання необхідної кількості синтез-газу на відповідному режимі роботи двигуна; C'_p – середня ізобарна теплоємність рідкого компонента в інтервалі температур T_0 та T_1 ; T'_1 – температура кипіння компонента; T_0 – температура рідкого компонента на вході в утилізаційний пристрій.

Кількість енергії, яка витрачається на випаровування компонентів хімічної реакції:

$$Q_{вип} = G \times r,$$

де r – питома теплота випаровування компонента.

Кількість енергії, яка витрачається на перегрів газоподібних компонентів хімічної реакції до температури конверсії:

$$Q_{nep} = G \times C_p'' \times (T_2 - T_1''),$$

де C_p'' – середня ізобарна теплоємність рідкого компонента в інтервалі температур T_2 та T_1'' ; T_2 – кінцева температура конверсії; T_1'' – температура газоподібного компонента, яка відповідає T_1' .

Кількість енергії, яка витрачається на подолання ендотермічного ефекту реакції хімічного перетворення вихідних компонентів в синтез-газ:

$$Q_{x.p} = G \times q_{x.p},$$

де $q_{x.p}$ – питома теплота хімічної реакції (визначається експериментально та залежить від ступеня конверсії, способу конверсії, а також термодинамічних та термохімічних властивостей етанолу).

Кількість енергії, яка враховує неминучі теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{вт}$ через утилізаційний пристрій залежить від конструкції, матеріалу, а також режиму роботи утилізаційного пристрою. Величина втрат в навколишнє середовище становить по опитним даним близько 10...15% від загальної кількості енергії необхідної для отримання синтез-газу

$$Q_{вт} = (0,1 \dots 0,15) \times Q_{c.г}^{необ}.$$

Максимальна теплота відхідних газів, яка може бути утилізована в термохімічному пристрої конверсії $Q_{в.г}^{max}$ залежить від величини газового опору та ККД утилізаційного пристрою, а також від термодинамічних властивостей ВГ.

Теплота відхідних газів, яка відводиться від двигуна визначається:

$$Q_{вг} = G_{вг} \times C_p''' \times (T_{вих} - T_o),$$

де G – масова витрата відхідних газів; C_p''' – середня ізобарна теплоємність рідкого компонента в інтервалі температур T_o та $T_{вих}$; T_o – температура навколишнього середовища; $T_{вих}$ – температура відхідних газів на виході з двигуна.

Для визначення параметрів процесу термохімічної утилізації, необхідні наступні залежності, що характеризують процес отримання синтез-газу:

– $\xi = f(T_p)$ – залежність ступеня конверсії вихідного палива від температури реакції;

– $g_n/g_{c-г} = f(\xi)$ – залежність відносної витрати вихідного палива на конверсію від ступеня конверсії;

– $q_{x.p} = f(\xi)$ – залежність питомої теплоти хімічної реакції від ступеня конверсії.

Дані залежності визначаються експериментально та є індивідуальними для різних палив й способів конверсії.

Взаємозв'язок між математичними моделями робочого циклу ДВЗ та процесом ТХУ теплоти ВГ, встановлюється шляхом урахування кількості теплоти ВГ $Q_{вт}^{гг}$, яка утилізується для отримання синтез-газу (рис. 2.3.2).

Відповідно зміниться загальний тепловий баланс двигуна та теплота згоряння палива, що призведе до уточнення кількості енергії, що виділяється при згорянні палива $dQ_x/d\phi$ та відповідно маси газу в циліндрі dM .

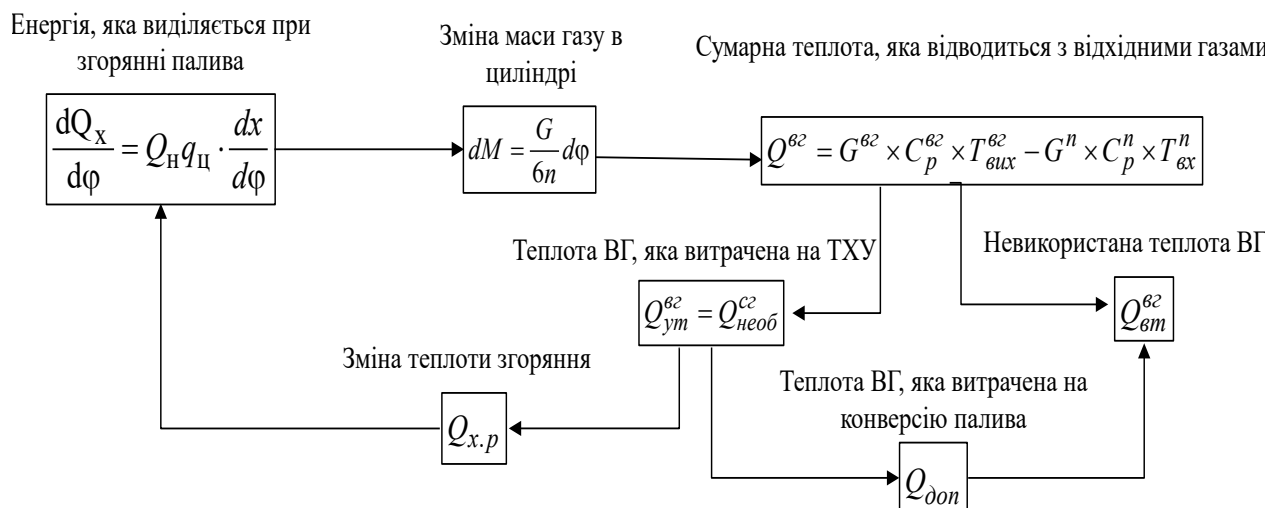


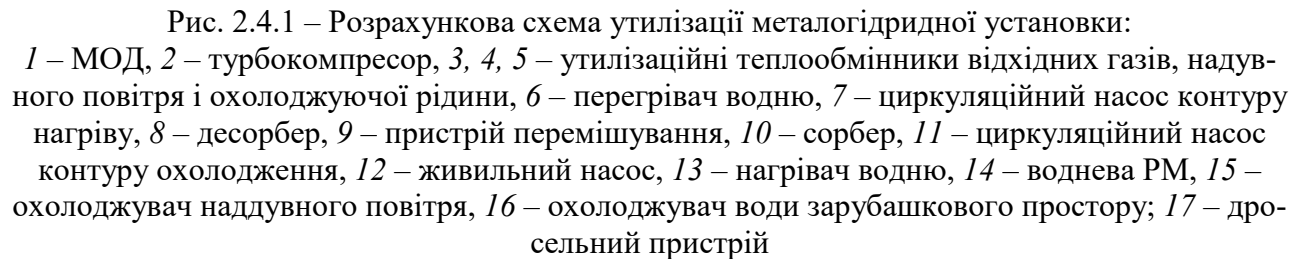
Рис. 2.3.2 – Схема взаємозв'язку між математичними моделями робочого циклу ДВЗ та процесом ТХУ теплоти ВГ

Перевірка умов реалізації ТХУ теплоти ВГ зводиться до визначення поточного значення необхідної кількості енергії для отримання синтез-газу $Q_{c,2}^{\text{необ}}$ та максимальної теплоти відхідних газів, яка може бути утилізована в термохімічному пристрої $Q_{в,2}^{\text{max}}$ для даного режиму роботи двигуна та ступеня конверсії. Якщо $Q_{в,2}^{\text{max}} \geq Q_{c,2}^{\text{необ}}$, то термохімічна утилізація може бути реалізована на даному режимі роботи двигуна. Якщо $Q_{в,2}^{\text{max}} \leq Q_{c,2}^{\text{необ}}$, то робота двигуна з термохімічною утилізацією теплоти ВГ на даному режимі роботи неможлива. Також порівнюються між собою температури ВГ на даному режимі роботи T_{62} та температура синтез-газу на виході з утилізаційного пристрою на $T_{c,2}$.

2.4. Математична модель металогідридної утилізаційної установки безперервної дії

У процесі математичного моделювання утилізаційна металогідридна установка розглядається як система, призначена для перетворення теплової енергії ВЕР МОД у потенційну енергію водню, потім у механічну енергію водневої розширювальної машини (РМ) шляхом безперервного здійснення взаємопов'язаних і синхронних процесів. Математичне моделювання утилізаційної установки такого типу потребувало її виокремлення з комплексу оточуючих і взаємопов'язаних систем, елементом якого вона є. Технологічні зв'язки цих систем замінені відповідними кількісними характеристиками або узагальненим описом. Стосовно металогідридних установок і з урахуванням вимог системного аналізу, енергетична установка може бути подана у вигляді сукупності підсистем і елементів [165].

Теплова енергія ВЕР МОД використовується для нагріву теплоносія гарячого контуру, циркуляцію якого забезпечує циркуляційний насос контуру нагріву 7 послідовно через десорбер 8, утилізаційні теплообмінники вихідних (відпрацьованих) газів 3, наддувного повітря 4 за турбокомпресором 2 і охолоджуючої рідини 5 МОД 1 (рис. 2.4.1).



Потік водню низького тиску підігрівається (в даному варіанті схеми) теплотою нагрівача водню 13 і надходить у сорбер 10, оснащений пристроєм перемішування 9. Тут відбувається поглинання водню суспензією металогідриду з низьким вмістом водню, яке супроводжується підвищенням вмісту водню в суспензії і виділенням теплоти сорбції.

У розрахунковій схемі МОД розглядається як джерело теплової енергії з певним температурним потенціалом. Теплову потужність ВЕР ДВЗ можна отримати з даних фірм-виробників, або з розрахунку робочого циклу [145, 166-168]. Температурно-тепловий потенціал ВЕР ДВЗ наочно проілюстрований $T-Q$ діаграмою (рис 2.4.2), на прикладі двигуна 12K98ME-C9.2 фірми *MAN Diesel* (69720 кВт, 84 хв⁻¹, на режимі *MCR*). На ній зображені температурний потенціал складових теплового балансу ДВЗ і сумарний тепловий потенціал ВЕР ДВЗ.

Передача теплової енергії від ВЕР малообертових ДВЗ до утилізаційної металогібридної установки здійснюється через проміжний контур гарячого теплоносія. В такому контурі застосовується високотемпературний теплоносіє (наприклад рідина типу термінол [169]).

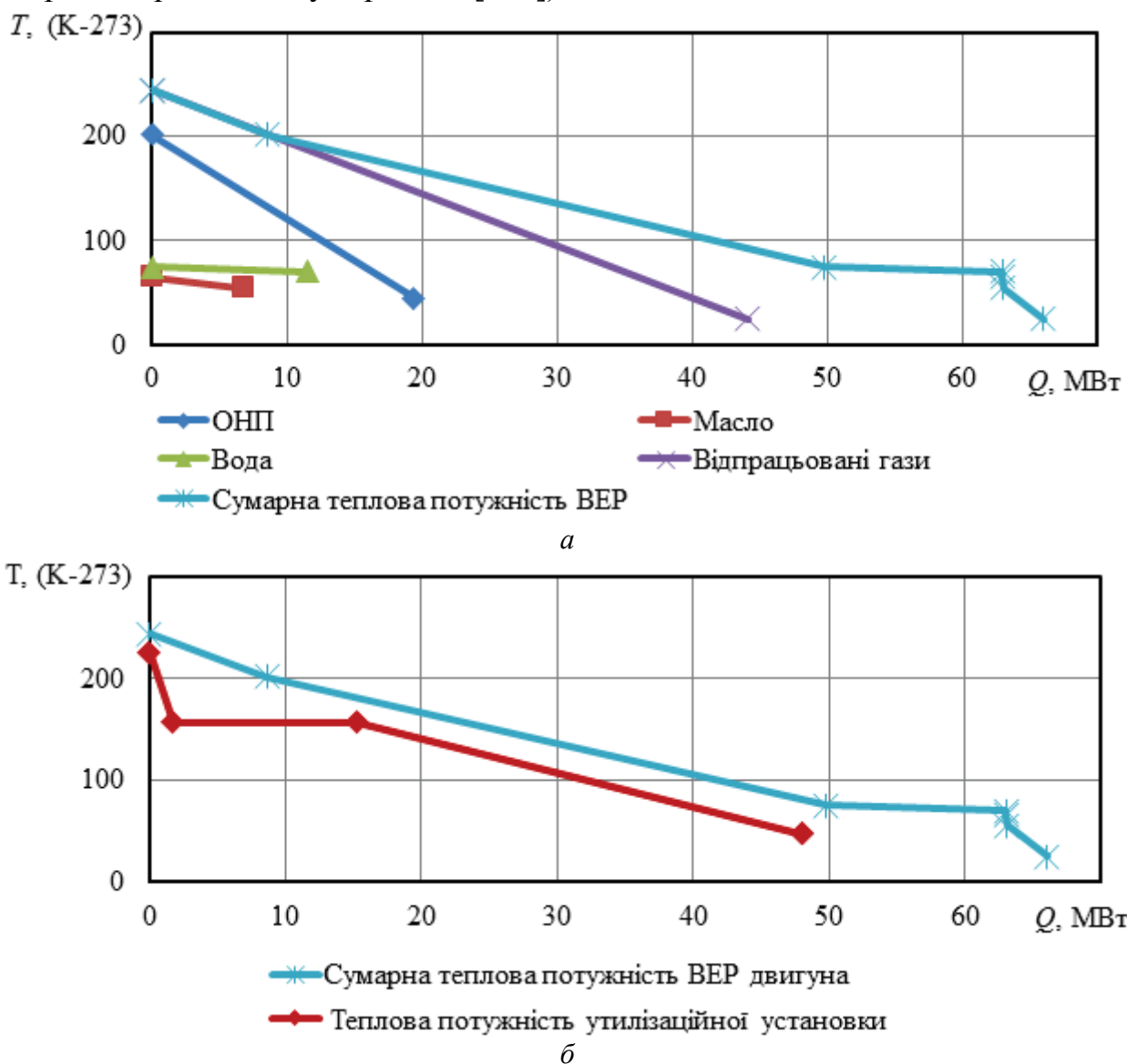


Рис. 2.4.2 – Температурно-теплова діаграма двигуна 12K98ME-C9.2 фірми *MAN Diesel & Turbo* (69720 кВт, 84 хв⁻¹, на режимі MCR):
 а – діаграма складових теплового балансу МОД,
 б – спільна діаграма двигуна і утилізаційної установки

Взаємодія параметрів двигуна з утилізаційною установкою враховується шляхом зазначення у вхідних даних математичної моделі теплової потужності ВЕР МОД та їх максимальної температури. Вплив утилізаційної установки на двигун проявляється у вигляді гідравлічного опору теплообмінних апаратів, що використовуються для відводу теплоти ВЕР (утилізаційні теплообмінники вихідних газів 3, надувного повітря 4 і охолоджуючої рідини 5, див. рис. 2.4.1).

Основними компонентами робочого тіла металогібридних утилізаційних установок є водень і суспензія металогібриду. Остання складається з металогід-

риду і рідини-носія, інертної до утворення гідриду. Властивості гідридів багато в чому визначають характеристики робочого тіла утилізаційних металогідридних установок. Гідриди – бінарні сполуки водню з металом. За своєю природою водневого зв'язку виділяють іонні, ковалентні і металеві типи гідридів [170].

У сольових або іонних гідридах, в яких атоми водню набувають негативний заряд, а атоми металу – позитивний. Вони утворені з лужних і лужноземельних металів (наприклад, гідрид кальцію CaH_2), є кристалічними і мають високу ентальпію утворення, високу температуру плавлення, гарну електричну провідність і бурхливо реагують з водою. Гідриди такого типу (крім магнію) занадто стабільні для оборотного поглинання водню [100].

До ковалентних гідридів відносять усі водневі сполуки неметалів (за виключенням AlH_3) [94]. Такі гідриди бувають тверді (найчастіше полімерні), рідкі, газоподібні. Ковалентні гідриди не утворюються при взаємодії водню з вихідним металом, для їх синтезу використовують методи препаративної хімії. Як правило, це нестабільні сполуки, схильні до полімеризації.

Металеві гідриди утворені перехідними металами, включаючи лантаноїди та актиноїди (наприклад, LaH_2), і мають властивості, подібні до властивостей металів: металевий блиск, високу теплопровідність, електропровідність, але, на відміну від металів, крихкі, кристалічна структура відрізняється від вихідної [170]. Гідриди металів, що характеризуються металевим типом зв'язку, утворюються при прямій реакції металу з воднем і можуть бути використані для оборотного поглинання водню [171–173]. Стабільність металевих гідридів змінюється в дуже широких межах у залежності від природи металу [174, 175].

Вибір чистих металів для оборотного поглинання водню дуже обмежений; більш перспективні в цьому відношенні інтерметаліди і сплави таких металів, як рідкоземельні метали (елементи періодичної системи з номерами від 57 до 71), титан, цирконій, скандій, ітрій, кальцій [96]. У гідридах, що часто використовують в техніці, часто присутній змішаний тип зв'язку водень–метал. Гідридоутворюючі матеріали, створені на основі зазначених елементів, з великою швидкістю взаємодіють з воднем у широкому діапазоні температур і тисків. Згідно з прийнятими уявленнями ця взаємодія включає у себе наступні стадії [100]:

- масоперенос водню в газовій фазі;
- фізичну сорбцію водню на поверхні металу, яка залежить в основному від температури і тиску газу;
- хемосорбцію водню на поверхні, що відбувається на активних центрах поверхні і завершується дисоціацією молекули водню на атоми;
- перехід атомів водню з поверхневого шару в приповерхневий;
- дифузію атомів водню в об'ємі металу (інтерметаліду) з утворенням у ньому твердого розчину атомарного водню (α -фаза);
- упорядкування твердого розчину після його перенасичення воднем і перехід у гідрид (β -фаза) [100].

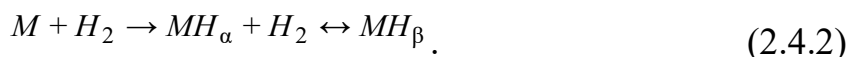
Утворенню гідриду передують утворення α -фази, що являє собою твердий розчин водню в матриці металу (інтерметалідного з'єднання). Рівноважна концен-

трація водню в металі ($c = H/M$) визначається тиском газоподібного водню і температурою. Відповідно до закону Генрі-Сівертсона

$$c = k\sqrt{P}, \quad (2.4.1)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від температури; c – сорбційна ємність металогідриду [93].

При певних значеннях тиску й концентрації α -розчин стає насиченим і подальше розчинення водню призводить до утворення гідридної β -фази за реакцією:



На ізотермах стадії утворення гідриду відповідає горизонтальна ділянка b – плато $\alpha \leftrightarrow \beta$ -переходу (рис. 2.4.3). Відповідно до правила фаз утворення β - фази в ідеальному випадку відбувається при постійному тиску. Закінченню горизонтальної ділянки відповідає повне утворення гідридної фази.

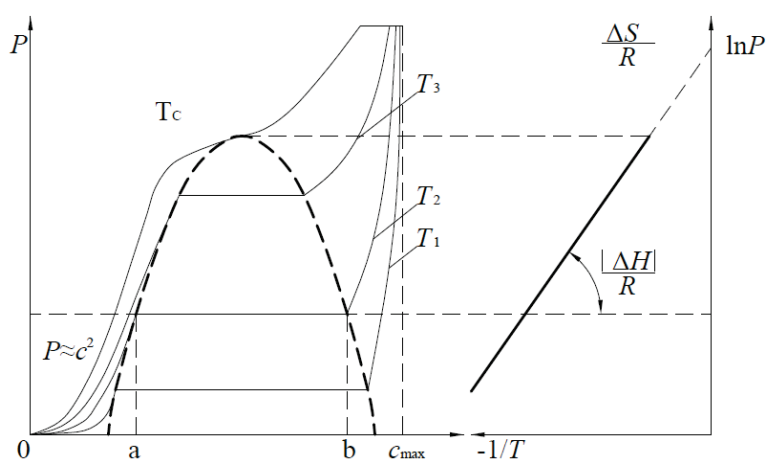


Рис. 2.4.3 – Ідеалізована РТС-діаграма системи «метал-водень» [93]

Після повного переходу твердого розчину в гідрид подальше поглинання водню супроводжується утворенням його твердого розчину в β -фазі, при цьому рівноважна концентрація водню знову зростає з ростом тиску, асимптотично наближаючись до верхньої межі, визначеної водневою місткістю металу, тобто кількістю доступних для впровадження водню порожнин металевій матриці, віднесених до кількості атомів металу.

Пунктирна лінія, що зовні походить на криву насичення води, відповідає межі двофазної ($\alpha + \beta$) області на PCT -діаграмі. З підвищенням температури рівноважний тиск збільшується. Одночасно гранична концентрація водню в α -розчині, як правило, збільшується, а протяжність плато зменшується. Після досягнення критичної температури $T_{кр}$ двофазна область зникає [94].

Виходячи з умови рівноваги в області плато (рівність хімічних потенціалів водню в газовій і двох твердих фазах) виведено відоме співвідношення Вант-Гоффа для температурної залежності тиску плато [176]:

$$\lg P_d = \frac{\Delta H}{T_d R} - \frac{\Delta S}{R} \quad (2.4.3)$$

де ΔH і ΔS – відповідно питомі ентальпії та ентропії гідридоутворення, P_d – тиск десорбції, T_d – температура десорбції.

Якщо рівноважний тиск утворення (розпаду) гідрида визначати як тиск в точці середини плато, то логарифмічна залежність тиску від оберненої температури $\ln P = f(1/T)$ має лінійний вид. Така залежність являє собою пряму з нахилом, пропорційним ΔH , що відсікає на осі тиску відрізок, пропорційний ΔS , (див. рис. 2.4.3).

У деяких випадках рівняння Вант-Гоффа подають у вигляді [170],

$$\lg P = A - \frac{B}{T}. \quad (2.4.4)$$

Константи A і B пов'язані з ΔH і ΔS :

$$A = \lg 760 - \frac{2\Delta S}{n(2,303R)}; \\ B = -\frac{2\Delta H}{n(2,303R)}, \quad (2.4.5)$$

де R – універсальна газова стала; n – для гідридів лужних металів дорівнює одиниці, для гідридів лужноземельних металів – двом [170].

Існує практика заміни ΔS на похідний параметр T^* – температура при тиску $P = 0,1$ МПа.

Через різний характер утворення гідридів, який, у свою чергу залежить виключно від хімічної природи вихідних матеріалів, гідриди розрізняються хімічними і фізичними властивостями, їх кристалічною структурою, кількістю водню, що поглинається [93]. Гідридоутворюючі матеріали, які використовуються у техніці називають сплави-накопичувачі водню (СНВ), або металогідриди.

Відмінність реальних від теоретичних властивостей металогідридів проявляється у вигляді відмінності тиску поглинання (який завжди вище) від тиску десорбції. Такий гістерезис тисків і є важливою характеристикою, що визначає придатність металогідриду до використання в утилізаційних металогідридних установках. Пояснення цього ефекту засноване на ідеї споживання вільної енергії: під час утворення гідридної фази кристалічна решітка розширюється до 30 %. Індуковані напруги і деформації призводять до споживання вільної ентальпії та впливають на гістерезис тиску. Гістерезис тисків залежить від складу металогідриду, кількісно оцінюється за допомогою коефіцієнта гістерезису [100].

Пружними напруженнями, що виникають у вузлах матриці твердого металогідриду при гідруванні, можна пояснити і такі особливості взаємодії з воднем, як нахил плато тиску і зміну тиску водню біля меж двофазних областей [175].

У Центрі перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування створено базу даних, що містить у собі відомості про двісті п'ятдесят металогідридів магнієвої, титанової, ванадієвої, цирконієвої і лантанової груп [175]. Температура при тиску 0,1 МПа T^* зазначених груп лежить у діапазонах 210...650 К, 175...350 К, 270...680 К, 220...450 К, 210...340 К відповідно; питома ентальпія гідридоутворення відповідно ΔH 60...80 кДж/(моль H_2), 16...42 кДж/(моль H_2), 38...104 кДж/(моль H_2), 14...44 кДж/(моль H_2), 20...42 кДж/(моль H_2) (рис. 2.4.4.).

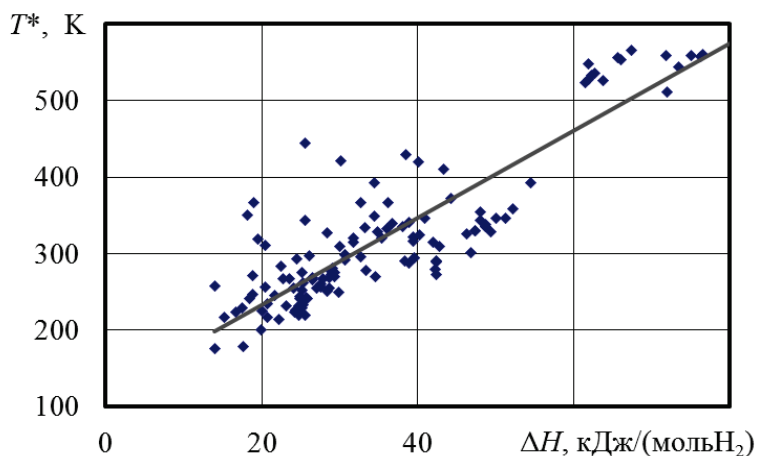


Рис. 2.4.4 – Термодинамічні властивості металогідридів, внесених до бази даних НУК

Значні теплові ефекти реакції (5...60 кДж/моль H_2) призводять до того, що сорбція водню супроводжується нагріванням, а десорбція – охолодженням металогідриду. Залежно від типу металогідриду (інтерметаліду) та зовнішніх умов сорбція/десорбція водню може бути реалізована в широких діапазонах тисків і температур.

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_H + Q_d + Q_{\Pi}}, \quad (2.4.6)$$

де Q_H – витрати теплоти на підігрів суспензії до температури десорбції T_d ; Q_d – витрати теплоти на забезпечення реакції десорбції водню з суспензії; Q_{Π} – витрати теплоти на перегрів водню до температури на вході в водневу розширювальну машину (РМ) T_2 .

$$N_{уд} = \frac{N_e}{G_H}, \quad (2.4.7)$$

де G_H – масова витрата водню.

Ефективна потужність N_e – різниця потужності водневої розширювальної машини N_t , і потужності, витраченої на перекачування суспензії (потужність живильного насоса) N_n , потужності, витраченої на привід насосів контуру нагріву N_{Γ} та контуру охолодження N_X , а також потужності витраченої на перемішування суспензії в сорбері N_b :

$$N_e = N_t - N_n - N_{\Gamma} - N_X - N_b, \quad (2.4.8)$$

Потужність N_t водневої РМ, визначається витратою водню G_H і наявним ізоентропійним теплоперепадом водню ΔH_{IG} (водень розглядаються як реальний газ), при зміні параметрів від тиску і температури на вході (P_2 , T_2) до тиску на виході P_3 :

$$N_t = G_H K_{neid} \Delta H_{IG} \eta_0, \quad (2.4.9)$$

де K_{neid} – коефіцієнт неідеальності; η_0 – внутрішній ККД РМ.

Температура на вході в розширювальну машину T_2 визначається максимальною температурою ВЕР двигуна, зменшеною на величину необхідного температурного напору ΔT_2 . Тиск перед розширювальною машиною P_2 визначається

ся в залежності від тиску десорбції P_d , з урахуванням гідравлічного опору перегрівача водню і трубопроводів, що з'єднують десорбер, перегрівач водню і розширювальну машину:

$$P_2 = P_d v_2, \quad (2.4.10)$$

де P_d – тиск десорбції; v_2 – коефіцієнт відновлення повного тиску, $v_2 = P_2/P_d$ [176]. Тиск десорбції визначається характеристиками металогідриду та прийнятою температурою десорбції T_d .

Тиск водню після РМ визначається тиском сорбції P_a , з урахуванням опору тракту, що з'єднує розширювальну машину та сорбер:

$$P_3 = P_a / v_5, \quad (2.4.11)$$

де P_a – тиск сорбції, v_5 – коефіцієнт відновлення повного тиску ділянки після водневої РМ.

У розробленій математичній моделі явище гістерезису тиску сорбції та десорбції водню враховувалося шляхом введення відповідного коефіцієнта $K_{ГІС}$:

$$K_{ГІС} = \frac{P_a}{P_d}. \quad (2.4.12)$$

Температура сорбції визначається температурою теплоносія контуру охолодження, збільшеною на величину необхідного температурного напору ΔT_a .

У загальному випадку потужність, що витрачається на перекачування суспензії із сорбера в десорбер (потужність живильного насосу):

$$N_{\Pi} = Q_C (P_d - P_a) / \eta_{\Pi}, \quad (2.4.13)$$

де η_{Π} – ККД насосу живильного насосу; Q_C – об'ємна витрата суспензії металогідриду, що перекачується, яка складається з об'ємної витрати носія $Q_{НОС}$ та об'ємної витрати металогідриду $Q_{НОС}$:

$$Q_C = Q_{НОС} + Q_{МГ} = \frac{Q_{МГ}}{c_{МГ}} + Q_{МГ} = \left(\frac{1}{c_{МГ}} + 1\right) Q_{МГ}, \quad (2.4.14)$$

$$Q_{МГ} = \frac{G_{МГ}}{\rho_{МГ}}. \quad (2.4.15)$$

де $c_{МГ}$ – об'ємна концентрація металогідриду в інертній рідині; $Q_{МГ}$ – об'ємна витрата металогідриду; $Q_{НОС}$ – об'ємна витрата носія.

Масова витрата металогідриду $G_{МГ}$ залежить від сорбційної ємності металогідриду c і масової витрати водню G_H :

$$G_{МГ} = \frac{G_H}{c}, \quad c = c_a - c_d. \quad (2.4.16)$$

У даний час немає однозначно встановленого поняття сорбційної ємності металогідридних з'єднань. Найбільш часто вказують максимальну кількість водню, яку може поглинути металогідридне з'єднання при даних умовах гідрування [97]. У даній роботі оборотна сорбційна ємність розглядається як різниця концентрацій кінця і початку плато тиску водню. Для більшості сплавів це значення не перевищує 1,0...1,5 % за масою, проте в даний час ведеться активна робота зі створення матеріалів, здатних зберігати 4...6 % [177].

Потужність насосів контуру нагріву і контуру охолодження

$$N_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma} \Delta P_{\Gamma}}{\eta_{\Gamma}}; \quad (2.4.17)$$

$$N_X = \frac{Q_X \Delta P_X}{\eta_X}, \quad (2.4.18)$$

де Q_{Γ} , Q_X – об'ємна витрата теплоносіїв контурів нагріву і охолодження відповідно; ΔP_{Γ} , ΔP_X – втрата тиску (гідрравлічний опір) в теплообмінниках контурів нагріву і охолодження; η_{Γ} , η_X – ККД циркуляційних насосів контурів нагріву і охолодження.

$$Q_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}; \quad (2.4.19)$$

$$Q_X = \frac{G_X}{\rho_X}, \quad (2.4.20)$$

де G_{Γ} , G_X – масова витрата теплоносіїв контурів нагріву і охолодження відповідно; ρ_{Γ} , ρ_X – густина теплоносіїв контурів нагріву і охолодження відповідно.

Масова витрата теплоносія контуру нагріву визначається його теплоємністю c_p^{Γ} , максимальною і мінімальною температурами $T_{\max}^{\Gamma}$, $T_{\min}^{\Gamma}$ та тепловою потужністю ВЕР МОД $Q_{\text{ВЕР}}$

$$G_{\Gamma} = \frac{Q_{\text{ВЕР}}}{c_p^{\Gamma} (T_{\max}^{\Gamma} - T_{\min}^{\Gamma})}. \quad (2.4.21)$$

Максимальна температура $T_{\max}^{\Gamma}$ визначається максимальною температурою ВЕР ДВЗ $T_{\max}^{\text{ВЕР}}$, з урахуванням різниці температур в теплообмінних апаратах контуру підігріву ΔT^{Γ} :

$$T_{\max}^{\Gamma} = T_{\max}^{\text{ВЕР}} - \Delta T_{\Gamma}. \quad (2.4.22)$$

Масова витрата теплоносія контуру охолодження:

$$G_X = \frac{Q_d}{C_p^X (T_{\max}^X - T_{\min}^X)}; \quad (2.4.23)$$

$$T_{\min}^X = T_{\text{OC}} + \Delta T_a, \quad (2.4.24)$$

де $T_{\max}^X$, $T_{\min}^X$ – максимальна і мінімальна температури теплоносія контуру охолодження, T_{OC} – температура навколишнього середовища, ΔT_a – різниця температур в сорбері.

Кількість теплоти, що підводиться в десорбері Q_d , наведена у вигляді двох складових: витрати теплоти на підігрів суспензії до температури десорбції Q_n та витрати теплоти на забезпечення реакції десорбції водню з суспензії Q_d :

$$Q_{\text{дес}} = Q_n + Q_d = \Delta H \cdot G_H + G_C c_p^C (T_d - T_a), \quad (2.4.25)$$

де G_C – витрата суспензії; c_p^C – теплоємність суспензії; T_d – температура десорбції; T_a – температура сорбції; ΔH – питома ентальпія гідридоутворення.

Теплоємність суспензії c_p^C визначена як сума добутоків теплоємності компонентів суспензії на масові частки компонентів [178, 179]:

$$c_p^C = c_p^{\text{HOC}} \frac{G^{\text{HOC}}}{G^{\text{HOC}} + G^{\text{MG}}} + c_p^{\text{MG}} \frac{G^{\text{MG}}}{G^{\text{HOC}} + G^{\text{MG}}} = c_p^{\text{HOC}} \chi_{\text{HOC}} + c_p^{\text{MG}} \chi_{\text{MG}}. \quad (2.4.26)$$

де χ_{HOC} та χ_{MG} – масові частки носія та металогідриду відповідно.

Витрати теплоти на перегрів водню від температури десорбції T_d до максимальної температури $T_2 - Q_{\Pi}$:

$$Q_{\Pi} = G_H c_p^H (T_2 - T_d). \quad (2.4.27)$$

де c_p^H – питома теплоємність водню в діапазоні температур $T_d \dots T_2$.

У складі установки використовується низка теплообмінних апаратів для передачі теплової енергії. Середньологарифмічний температурний напір в десорбері:

$$\Delta T_{d \ln} = \frac{(T_{4het} - T_a) - (T_{3het} - T_{het})}{\ln \frac{(T_{4het} - T_a)}{(T_{3het} - T_d)}}. \quad (2.4.28)$$

Площа теплообмінної поверхні десорбера:

$$F_d = \frac{Q_d}{k_d \Delta T_{d \ln}}. \quad (2.4.29)$$

Коефіцієнт теплопередачі в десорбері $k_d = 1000 \dots 3000$ Вт / (м²·К) [180, 181].

Для перегрівача водню середньологарифмічний температурний напір та площа теплообмінної поверхні:

$$\Delta T_{\ln}^{T2} = \frac{(T_{2col} - T_d) - (T_{1col} - T_2)}{\ln \frac{(T_{2col} - T_d)}{(T_{1col} - T_2)}}; \quad (2.4.30)$$

$$F_{T2} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta T_{\ln}^{T2}}, \quad (2.4.31)$$

де значення коефіцієнта теплопередачі в перегрівачі водню $k_2 = 20 \dots 100$ Вт / (м²·К).

Середньологарифмічний температурний напір і площа поверхні теплообміну сорбера:

$$\Delta T_{a \ln} = \frac{(T_d - T_{1col}) - (T_{2col} - T_a)}{\ln \frac{(T_d - T_{1col})}{(T_{2col} - T_a)}}; \quad (2.4.32)$$

$$F_a = \frac{Q_a}{k_a \Delta T_{a \ln}}. \quad (2.4.33)$$

Коефіцієнт теплопередачі в сорбері $k_d = 1000 \dots 3000$ Вт / (м²·К).

У випадку використання регенераційного теплообмінника, середньологарифмічний температурний напір та площа поверхні теплообміну в ньому:

$$\Delta T_{reg \ln} = \frac{(T_d - T_{10}) - (T_9 - T_a)}{\ln \frac{(T_d - T_{10})}{(T_9 - T_a)}}; \quad (2.4.34)$$

$$F_{reg} = \frac{Q_{reg}}{k_{reg} \Delta T_{\ln reg}}. \quad (2.4.35)$$

Кількість тепла, що передана в регенераційному теплообміннику:

$$Q_{reg} = r_t (T_d - T_{10}). \quad (2.4.36)$$

Розрахункова потужність, споживана механічним активатором для перемішування суспензії в сорбері N_B [182, 183]:

$$N_B = K_N \rho_c n^3 d_m^5, \quad (2.4.37)$$

де d_m – діаметр механічного активатора (мішалки); ρ_c – густина суспензії; n – частота обертання активатора; K_N – критерій потужності.

Густиною суспензії ρ_c у формулі (4.37) вважається густина двохкомпонентної суміші [182-184]

$$\rho_c = \rho_{MG} + \rho_{HOC}(1 - c_{MG}), \quad (2.4.38)$$

де ρ_{HOC} – густина носія; ρ_{MG} – густина металогідриду.

Величина критерію потужності K_n залежить від відцентрового критерію Рейнольдса Re_{Π} , відношення D_B/d_m , типу пристрою і конструктивних особливостей апарату [184]. Відцентровий критерій Рейнольдса Re_{Π} :

$$Re_{\Pi} = \frac{\rho_c n d_m^2}{\mu_c}, \quad (2.4.39)$$

де n – частота обертання мішалки, μ_c – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_c = \mu_{HOC}(1 + 4,5\chi_{MG}), \quad (2.4.40)$$

де μ_{HOC} – коефіцієнт динамічної в'язкості носія.

У тих випадках, коли висота рідини в апараті $H_p > D_B$, необхідна на перемішування потужність береться з коефіцієнтом K_N , величина якого визначається [184]

$$K_N = \left(\frac{H_{\text{ж}}}{D_B}\right)^{0,5}. \quad (2.4.41)$$

де H_a – висота сорберу, D_a – діаметр сорберу.

2.5 Оцінка адекватності та верифікація математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій

Для перевірки адекватності математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій необхідно на базі відомих вихідних даних провести розрахунок та порівняння змодельованих та експериментально отриманих.

Реальний процес згоряння в поршневому двигуні є складною сукупністю фізичних та хімічних ланцюгових реакцій. У зв'язку з тим, що дійсні хімічні механізми встановлені більш-менш достовірно тільки для обмеженої кількості порівняно простих реакцій, а процес згоряння є складною ланцюговою реакцією, він був описаний на основі моделі професора І.І. Вібе, що отримала визнання і розповсюдження при моделюванні робочого циклу, оскільки базується на великій кількості експериментальних даних різних двигунів.

При верифікації настроювання моделі виконується за експериментальними даними енергетичної установки, знятими при сталому режимі роботи. Зміна

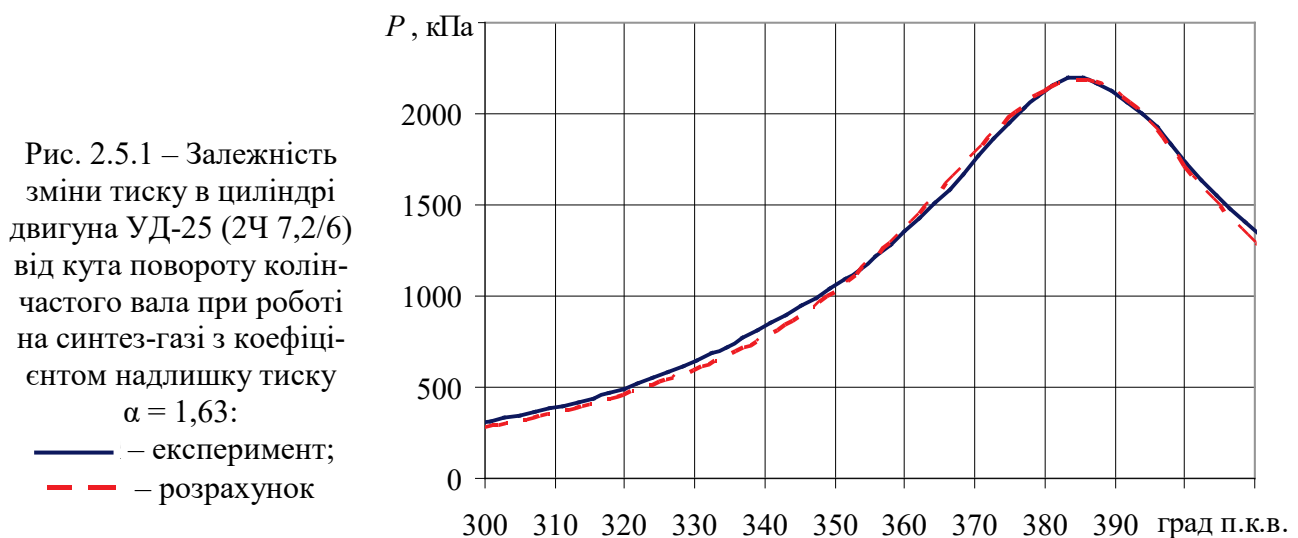
режиму роботи у подальшому призводить до змін параметрів реального двигуна та системи ТХУ ВГ й відповідно має повторюватися настроєною моделлю. Настроювання моделі на початковому режимі повинно забезпечити майже повний збіг параметрів натурального об'єкта і моделі за рахунок зміни підгоночних коефіцієнтів, таких, як наприклад m , φ_z (при використанні напівемпіричного рівняння І.І. Вібе). Настроєна таким чином модель має потім адекватно відтворювати параметри енергетичної установки на режимах, що відрізняються від настроєного за іншими рівними умовами. Зазвичай на настроєному режимі проблема розбіжності натури і моделі відносно просто вирішується за рахунок можливості корекції достатньої кількості підгоночних коефіцієнтів, що змінюються в можливих межах для забезпечення бажаного збігу. На режимах, відмінних від настроєного, розбіжності між моделлю і натурним цілком можливі й будуть тим більшими, чим менше відповідності в перебігу реальних процесів і у відповідній зміні їх математичних моделей.

Для перевірки адекватності математичної моделі ЕУ на базі поршневих ДВЗ з ТХУ теплоти ВГ необхідно провести розрахунок та порівняння змодельованих й експериментально отриманих даних.

На рис. 2.5.1 наведено порівняння експериментальних та змодельованих даних роботи двигуна 2Ч 7,2/6 з системою ТХУ ВГ по навантажувальній характеристиці. Як видно з наведених даних, максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, отриманих на основі моделі, не перевищує 5,6 %. Середнє квадратичне відхилення значення індикаторного тиску визначається наступним чином [185, 186]:

$$\sigma_X = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - X_i)^2},$$

де x_i – розрахункове значення індикаторного тиску при i -му спостереженні; X_i – експериментальне значення індикаторного тиску; n – кількість спостережень.



При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення складає 27 кПа (0,027 МПа). Для оцінки розрахункового значення індикаторного тиску встано-

включаються довірчі інтервали та межі при вибраній довірчій імовірності. Довірчі інтервали відповідно до [185, 186] визначаються так:

$$I_p = (p_i - t_p \sigma_X; p_i + t_p \sigma_X)$$

Зафіксувавши довірчу ймовірність $P = 0,95$, ступінь вільності $k = n - 1$, за таблицею розподілів Стюдента визначаємо $t_p = 1,96$. Тоді дійсне значення індикаторного тиску з ймовірністю 0,95 знаходиться між довірчими межами $p_i \pm 0,056$ МПа.

На рис. 2.5.2 наведено порівняння експериментальної та змодельованої годинної витрати синтез-газу і етанолу при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці.

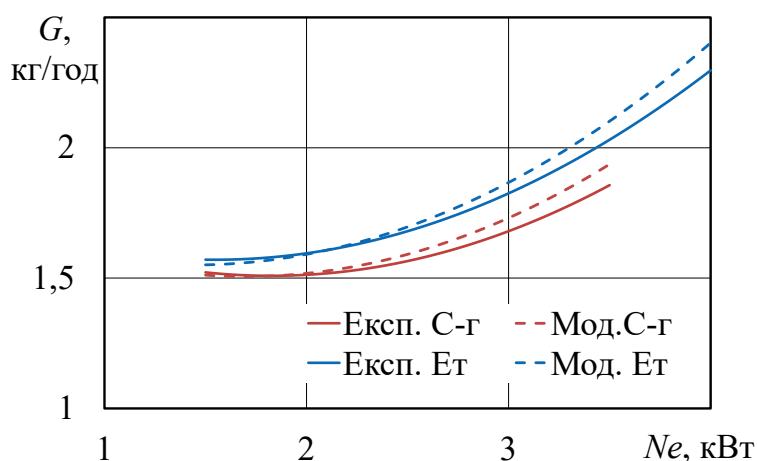


Рис. 2.5.2 – Годинна витрати палива при роботі двигуна на синтез-газі та етанолі по навантажувальній характеристиці

Як видно з наведених даних, максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 3,0 % при роботі на синтез-газі та 2,41 % на етанолі.

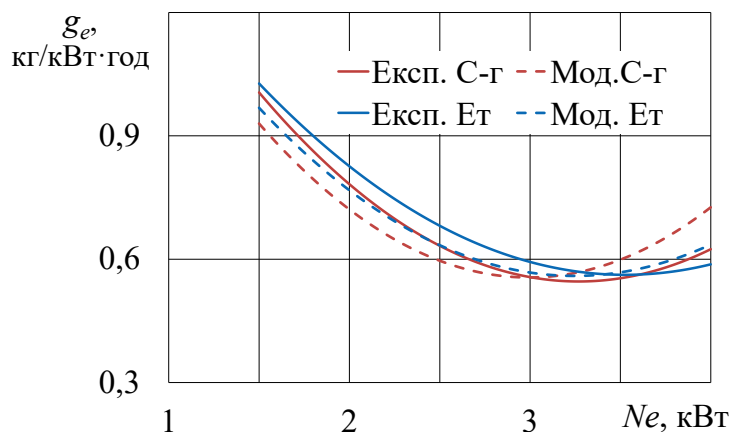
При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення годинної витрати для синтез-газу й етанолу становить відповідно 0,056 та 0,050 кг/год.

Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення годинної витрати з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $G_i^{c-2} \pm 0,110$ кг/год та для етанолу $G_i^{em} \pm 0,097$ кг/год.

На рис. 2.5.3 наведено порівняння експериментальної та змодельованої питомої ефективної витрати синтез-газу й етанолу, при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці. Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 7,82 % при роботі на синтез-газі та 5,66 % на етанолі. При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення питомої ефективної витрати для синтез-газу й етанолу становить відповідно 0,053 та 0,042 кг/(кВт·год).

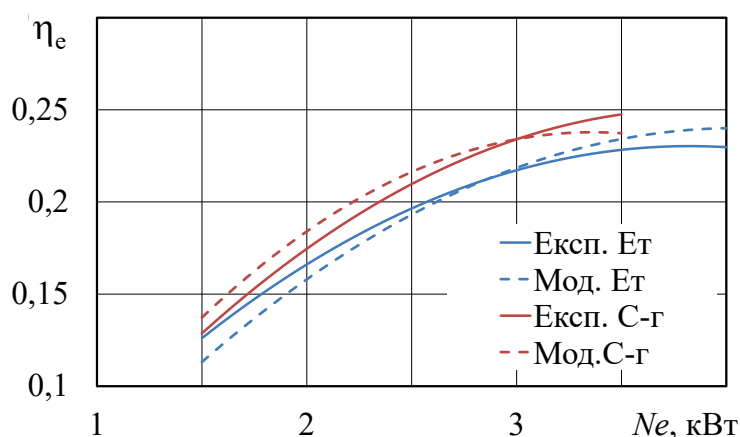
Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення питомої ефективної витрати з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $g_{ei}^{c-2} \pm 0,104$ кг/(кВт·год) та для етанолу $g_{ei}^{em} \pm 0,083$ кг/(кВт·год).

Рис. 2.5.3 – Питома ефективна витрати синтез-газу та етанолу при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці



На рис. 2.5.4 наведено порівняння експериментального та змодельованого ефективного ККД двигуна при роботі на синтез-газі й етанолі по навантажувальній характеристиці. Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 4,79 % при роботі на синтез-газі та 4,09 % на етанолі. При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення ефективного ККД на синтез-газі й етанолі становить відповідно 0,01 та 0,007.

Рис. 2.5.4 – Ефективний ККД двигуна при роботі на синтез-газі та етанолі по навантажувальній характеристиці



Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення ефективного ККД з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $\eta_{ei}^{c-2} \pm 0,020$ та для етанолу $\eta_{ei}^{em} \pm 0,013$.

На рис. 2.5.5 наведено порівняння експериментальної та змодельованої годинної витрати відхідних газів двигуна при роботі на синтез-газі та етанолі по навантажувальній характеристиці. Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 5,04 % при роботі на синтез-газі та 4,88 % на етанолі. При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення годинної витрати відхідних газів при роботі двигуна на синтез-газі й етанолі становить відповідно 2,56 та 2,25 кг/год.

Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення годинної витрати відхідних газів з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $G_{\text{гз}}^{c-2} \pm 5,02$ кг/год та для етанолу $G_{\text{гз}}^{em} \pm 4,41$ кг/год.

На рис. 2.5.6 наведено порівняння експериментального та змодельованого значення температури відхідних газів двигуна при роботі на синтез-газі й етанолі по навантажувальній характеристиці.

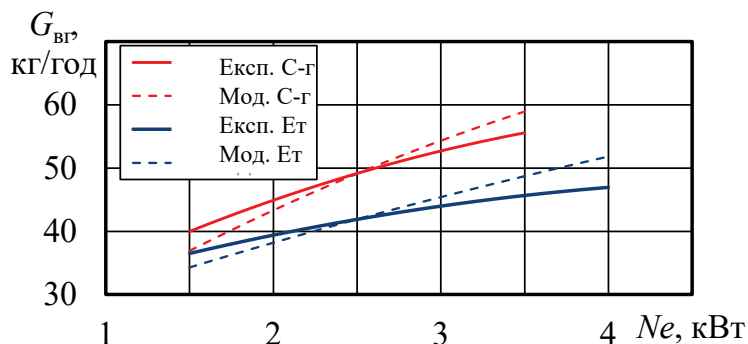


Рис. 2.5.5 – Годинна витрата відхідних газів двигуна при роботі на синтез-газі та етанолі по навантажувальній характеристиці

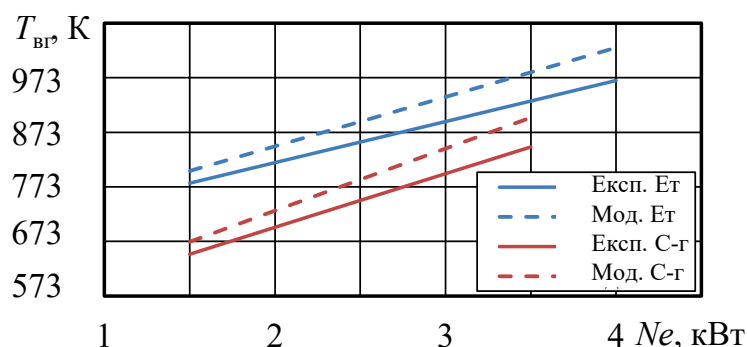


Рис. 2.5.6 – Температура відхідних газів двигуна при роботі на синтез-газі та етанолі по навантажувальній характеристиці

Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 8,38 % при роботі на синтез-газі та 6,86 % на етанолі. При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення температури відхідних газів при роботі двигуна на синтез-газі й етанолі становить відповідно 43,8 та 42,7 К.

Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення температури відхідних газів з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $T_{вг}^{c-2} \pm 85,8$ К та для етанолу $T_{вг}^{эм} \pm$ К.

На рис. 2.5.7 наведено порівняння експериментальних і змодельованих значень зниження питомої ефективної витрати етанолу при роботі двигуна на синтез-газі g_e та кількість енергії ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу $\delta Q_{вг}$.

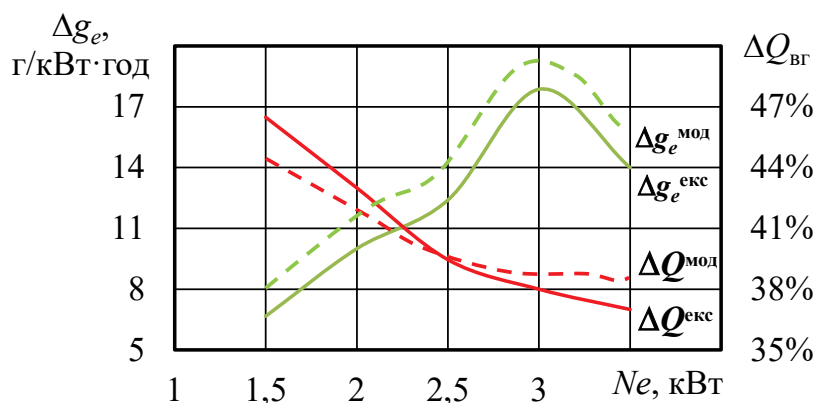


Рис. 2.5.7 – Зниження питомої ефективної витрати етанолу при роботі двигуна на синтез-газі та кількість енергії ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу

Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових даних, які отримані на основі моделі, не перевищує 4,5 % для питомої ефективної витрати етанолу та 6,7 % для кількості енергії ВГ, яка необхідна для отримання синтез-газу. При обсязі вибірки 240 середнє квадратичне відхилення питомої ефективної витрати етанолу становить 4 г/(кВт·год) та 3,5 % для кількості енергії ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу.

Зафіксувавши довірчий інтервал $P = 0,95$, ступінь свободи $k = n - 1$, по таблиці критеріїв Стюдента визначаємо $I_p = 1,96$. Тоді дійсне значення питомої ефективної витрати етанолу з імовірністю 0,95 знаходиться між довірчими інтервалами для синтез-газу $g_e \pm 7,84$ г/(кВт·год) та для кількості енергії ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу $\delta Q_{eg} \pm 6,86$ %.

Таким чином математична модель ЕУ на базі поршневих ДВЗ з ТХУ теплоти ВГ, яка побудована на базі фундаментальних рівнянь термодинаміки, термохімії, газової динаміки, тепло- і масообміну, та враховує особливості процесу конверсії палива в синтез-газ, є адекватною реальним процесам які протікають у ЕУ. Максимальна відносна середньоквадратична похибка розрахункових параметрів, які отримані на основі моделі, не перевищує 12 %.

3. НАТУРНІ ВИПРОБУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМИ ДВИГУНАМИ НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

3.1. Методика проведення та обробки даних при експериментальному дослідженні суднових енергетичних установок

Найбільш ефективним методом дослідження суднових енергетичних установок являється системний аналіз, який дозволяє проаналізувати з використанням об'єктивних критеріїв порівняльної ефективності впливу діючих в робочому об'ємі двигуна факторів на показники ДВЗ. Метод фізичного моделювання робочого циклу ДВЗ з іскровим запалюванням дозволяє не тільки однозначно визначитися з правомірністю прийнятих припущень та адекватності математичної моделі, а й переконатися в працездатності двигуна і достовірності певного впливу основних параметрів робочого циклу на показники ДВЗ. Крім цього результати експериментального дослідження дозволяють отримати достовірні дані про деякі маловивчені процеси і явища, що відбуваються в робочому циліндрі двигуна, отримати які іншими методами, наприклад математичним моделюванням практично неможливо. Загальна методика дослідження суднових енергетичних установок, полягає в наступному:

- на основі аналізу основних параметрів, що впливають на робочий цикл установки, отримати найбільш вигідне співвідношення, що дозволить забезпечити найбільш ефективну роботу двигуна та всієї ЕУ;
- встановленні впливу основних параметрів робочого циклу на процес згоряння палива і ефективності двигуна;
- визначенні раціональних шляхів використання альтернативних палив для підвищення ефективності ЕУ.

Основне завдання експериментального дослідження – отримання кількісних і якісних результатів, що підтверджують працездатність роботи енергетичної установки і впливу основних параметрів робочого циклу на показники ДВЗ, а також правильність прийнятих при математичному моделюванні припущень. Встановлено, що значно впливають на показники двигуна такі параметри: склад палива, коефіцієнт надлишку повітря α , кут випередження запалювання Θ , ступінь стиснення ε [187]. Дослідження робочого процесу ДВЗ пов'язано з великими складнощами внаслідок складності та швидкоплинності окремих етапів цього процесу. Дослідження може бути виконане різним шляхом, однак найбільш розповсюдженим та точним є метод індиціювання, тобто зняття індикаторної діаграми роботи двигуна [145] та реєстрація теплового балансу двигуна з комп'ютерною системою збору та обробки інформації. Цей метод дозволяє

отримати найбільш розширене уявлення про особливості згоряння паливної суміші в робочому циліндрі двигуна, в повній мірі відповідає поставленим завданням експериментального дослідження. При проведенні експериментальних досліджень двигун установки виводиться на стаціонарний тепловий режим на кожному з режимів навантаження. Така процедура досліджень запобігає впливу не стаціонарності на результати вимірювання відповідних параметрів. Експериментальні дослідження на кожному режимі повторюються не менше 5 разів, після чого отримані дані обробляються, а дані, які очевидно виходять за межі раціональних значень параметрів, – відкидаються.

3.2 Робочі процеси поршневих судових двигунів при використанні альтернативних палив

У сучасному двигунобудуванні особлива увага приділяється дослідженням використання альтернативних видів палива, отриманих з відновлюваної сировини. Одним з перспективних видів палива є синтез-газ [188–190]. Тому багатьма вітчизняними та зарубіжними вченими приділяється значна увага в області експериментальних досліджень впливу альтернативного палива, як в чистому вигляді, так і в якості добавок, на параметри робочого процесу ДВЗ [191, 192].

Незважаючи на значний інтерес до використання синтез-газу в якості добавок до основного палива в транспортних установках, процеси, які проходять в робочому циліндрі двигуна, недостатньо вивчені. Зокрема, значний інтерес викликає вплив величини добавки і склад синтез-газу на параметри робочого циклу, процеси сумішоутворення і згоряння, подачі газу в камеру згоряння і визначення раціональних параметрів робочого циклу двигуна. Значний вплив на показники двигуна, працюючого на бензині з добавками синтез-газу, мають такі параметри: величина добавки синтез-газу, коефіцієнт надлишку повітря α , кут випередження запалювання Θ , ступінь стиснення ϵ і склад синтез-газу [187].

Дійсні процеси робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запаленням, що працюють на традиційних паливах з добавкою синтез-газу, а особливо процес згоряння залежать від багатьох факторів хімічної кінетики згоряння палива, термодинаміки і газодинаміки, тепло- й масообміну та багатьох інших. За допомогою математичного моделювання, на базі класичних диференціальних рівнянь та відповідних початкових і граничних умов, не завжди можна описати реальні процеси, що відбуваються у робочому циліндрі, елементах газовипускного тракту та енергетичної установки в цілому. Особливо складним є процес згоряння синтез-газу, що насамперед пов'язано з наявністю багатьох компонентів у складі (H_2 , CO , CH_4 , C_2H_4 , C_2H_6), які, в свою чергу, по-різному впливають на процес. Тому математичні моделі потребують використання деяких припущень, емпіричних рівнянь та констант, які отримані експериментальним шляхом. Експериментальний метод дає змогу підтвердити правильність прийнятих припущень, доповнити математичну модель емпіричними коефіцієнтами та залежностями для кожного окремого випадку, а також підтвердити адекватність моделі в цілому й визначити межі її використання. Для проведення

експериментальних досліджень була спроектована та створена експериментальна установка на базі ДВЗ з іскровим запаленням 2Ч 7,2/6, що працює на бензині з добавками синтез-газу. Схема установки представлена на рис. 3.2.1, фотографії – на рис. 3.2.2.

До складу установки входять дві підсистеми:

- підсистема отримання синтез-газу;
- підсистема на базі двигуна 2Ч 7,2/6 для дослідження роботи двигуна, працюючого на бензині з добавками синтез-газу.

Підсистема для отримання синтез-газу, який був використаний в якості добавки до основного палива в двигуні, розроблена та створена колективом лабораторії перспективних енергетичних технологій НУК імені адмірала Макарова [193]. За допомогою даної підсистеми можна досліджувати процеси, які протікають в системі ТХУ тепла ВГ, а також проводити фізичне моделювання цих процесів.

Підсистема для отримання синтез-газу включає в себе наступні системи:

- подача етанолу в термохімічний реактор;
- система, в якій відбувається ендотермічна реакція термохімічного перетворення етанолу;
- охолодження та конденсації продуктів конверсії;
- закачування синтез-газу в балони;
- система вимірювань.

Склад синтез-газу визначався хімічним аналізом в Екологічній лабораторії НУК імені адмірала Макарова за допомогою хроматографа *NeoCHROM Class B* (рис.3.2.4), який проходив попереднє тарування за допомогою зразкових сумішей по ТУ-6-16-2956-87. За даними хроматографічного аналізу в складі синтез-газу, який був отриманий при повній конверсії етанолу присутні 3 основних компоненти (об.): водень H_2 (43 %), окис вуглецю CO (34 %) і метан CH_4 (23 %).

Для приготування синтез-газу, в якості утилізуючого пристрою, використовується термохімічний реактор ідеального витіснення (рис. 3.2.3), що представляє собою змійовик ($L = 6$ м, $d_{вн} = 7,8$ мм, $d_n = 9$ мм, матеріал – нержавіюча сталь 12X18H10T). Підведення тепла ВГ ДВЗ, необхідного для протікання реакції (температура 500...700 °С), було імітовано шляхом пропускання через реактор постійного струму від джерела живлення напругою 24...31 В.

Підсистема для отримання синтез-газу включає в себе наступні системи:

- подача етанолу в термохімічний реактор;
- система, в якій відбувається ендотермічна реакція термохімічного перетворення етанолу;
- охолодження та конденсації продуктів конверсії;
- закачування синтез-газу в балони;
- система вимірювань.

Склад синтез-газу визначався хімічним аналізом в Екологічній лабораторії НУК імені адмірала Макарова за допомогою хроматографа *NeoCHROM Class B*

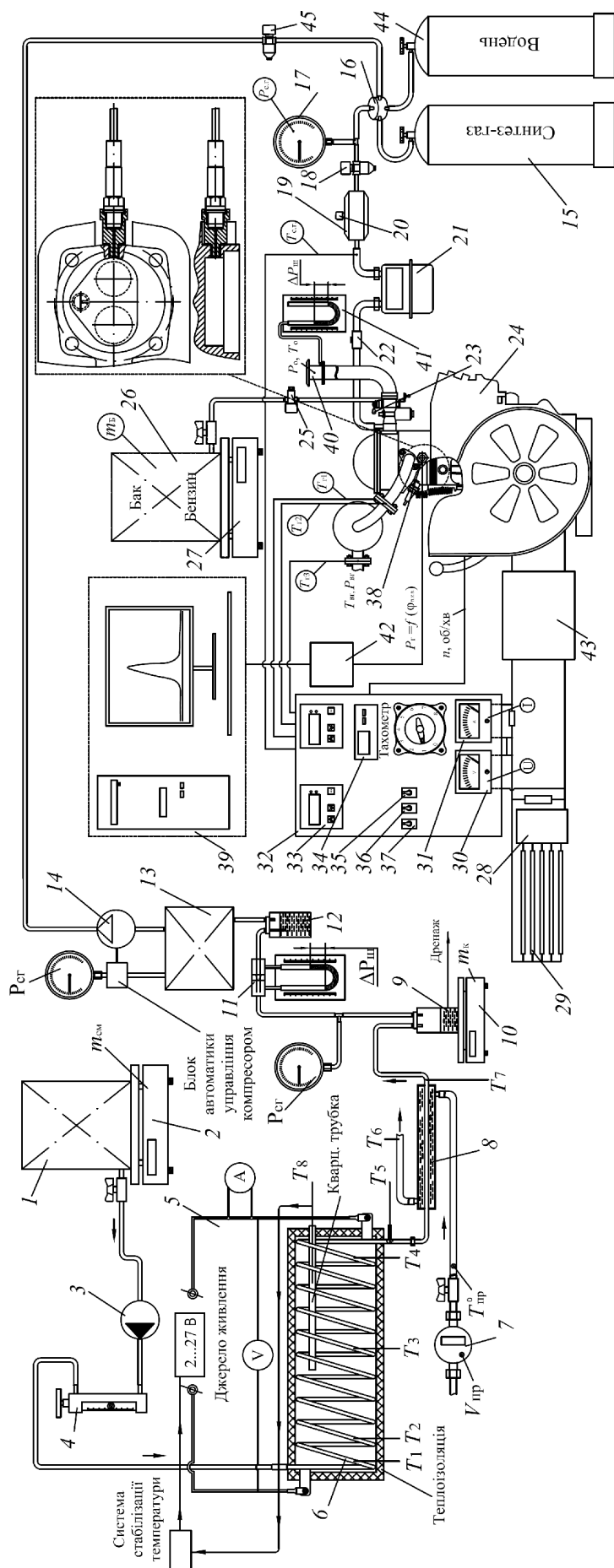


Рис. 3.2.1 – Схема експериментальної установки для дослідження робочого циклу ДВЗ, працюючого на бензині з добавками синтез-газу:

1 – бак з етанолом; 2, 10, 27 – ваги; 3 – насос подачі етанолу в реактор; 4 – рогаметр; 5 – джерело живлення; 6 – ТХР прямого пропускання струму; 7 – насос подачі охолоджуючої води; 8 – теплообмінник типу «труба в трубі»; 9 – реторта збору конденсату; 11 – витратомірна шайба; 12 – водяний затвор; 13 – ресивер; 14 – компресор; 15 – балон з синтез-газом ($V = 0,3 \text{ м}^3$); 16 – загальний ресивер; 17 – манометр; 18, 45 – електромагнітний газовий клапан з фільтром; 19 – редуктор низького тиску;

20 – електромагнітний клапан; 21 – регулятор якості сумішування; 22 – регулятор якості сумішування; 23 – дросель; 24 – двигун 2Ч 7,2/6; 25 – електромагнітний бензиновий клапан; 26 – бак з паливом; 28 – система управління навантаженням; 29 – навантаження; 30 – вольтметр; 31 – амперметр; 32 – панель приладів; 33 – прилад 2ТМ1; 34 – тахометр; 35 – тумблер ввімкнення бензинового електромагнітного клапана; 36 – тумблер ввімкнення електромагнітного газового клапана; 37 – тумблер ввімкнення електромагнітного газового клапана; 38 – чутливий елемент датчика індикаторного тиску Kistler; 39 – ПК; 40 – витратомірна шайба; 41 – U-подібний манометр; 42 – електронний блок обробки сигналу датчика індикаторного тиску; 43 – генератор змінного струму; 44 – балон з водою; 45 – генератор змінного струму.

НЕМ

(рис.3.2.4), який проходив попереднє тарування за допомогою зразкових сумішей по ТУ-6-16-2956-87. За даними хроматографічного аналізу в складі синтез-газу, який був отриманий при повній конверсії етанолу присутні 3 основних компоненти (об.): водень H_2 (43 %), окис вуглецю CO (34 %) і метан CH_4 (23 %).

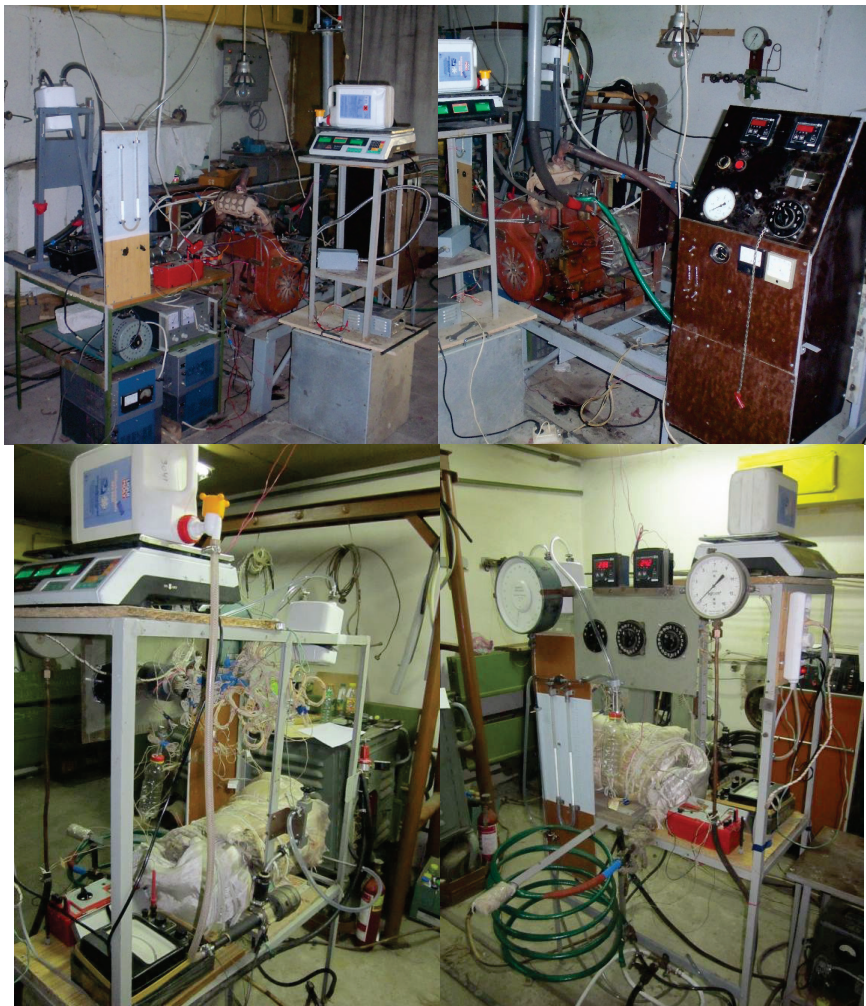


Рис. 3.2.2 – Елементи експериментальної установки для дослідження робочого циклу двигуна, працюючого на бензині з добавками синтез-газу



Рис. 3.2.3 – Термохімічний реактор для генерації синтез-газу з етанолу



Рис. 3.2.4 – Хроматограф NeoCHROM Class B

Для приготування синтез-газу, в якості утилізуючого пристрою, використовується термохімічний реактор ідеального витіснення (рис. 3.2.3), що представляє собою зміювик ($L = 6$ м, $d_{\text{вн}} = 7,8$ мм, $d_{\text{н}} = 9$ мм, матеріал – нержавіюча сталь 12Х18Н10Т). Підведення тепла ВГ ДВЗ, необхідного для протікання реакції (температура 500...700 °С), було імітовано шляхом пропускання через реактор постійного струму від джерела живлення напругою 24...31 В.

Розрахункова питома теплота згоряння синтез-газу склала 28,79 МДж/кг. Густина синтез-газу (при н.у.) становила 0,63 кг/м³.

У табл. 3.2.1 наведені основні моторні властивості різних видів палива та синтез-газу, які використовувалися у двигуні під час експериментальних досліджень.

Таблиця 3.2.1 – Основні моторні властивості різних видів палива

Властивості	Бензин		Водень		Оксид вуглецю		Синтез-газ (67 % H ₂ , 33 % CO)		Синтез-газ (43 % H ₂ , 34 % CO, 23 % CH ₄)	
Теплота згоряння, кДж/кг	43961		120000		10096		24083		28790	
Кількість повітря, кг/кг	14,95		34,2		2,46		6,52		8,27	
Кількість повітря, м ³ /м ³	50,06		2,38		2,38		2,38		4,02	
Густина кг/м ³	750		0,089		1,25		0,472		0,629	
Енергоємність заряду, кДж/м ³	Зовн.	Внутр.	Зовн.	Внутр.	Зовн.	Внутр.	Зовн.	Внутр.	Зовн.	Внутр.
	3553	3624	3190	4530	3733	5302	3368	4784	3425	4617

Для проведення експериментальних досліджень робочого циклу ДВЗ з іскровим запалюванням, що працює на бензині з добавками синтез-газу, була розроблена підсистема стенду на базі двигуна 2Ч 7,2/6 із зовнішнім сумішоутворенням (рис. 3.2.5). Основні параметри двигуна наведені в табл. 3.2.2 [194].

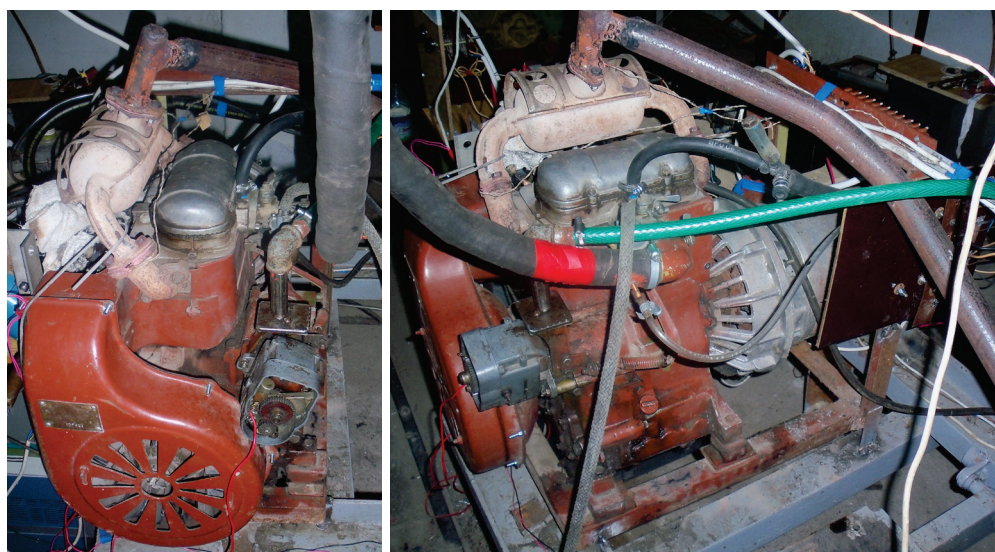


Рис. 3.2.5 – Двигун 2Ч 7,2/6 з зовнішнім сумішоутворенням

Таблиця 3.2.2 – Основні параметри двигуна з іскровим запаленням 2Ч 7,2/6

№ з/п	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Кількість циліндрів	шт.	2
2	Робочий об'єм циліндрів	см ³	490
3	Діаметр циліндра	мм	72
4	Хід поршня	мм	60
5	Ступінь стиснення	–	6
6	Частота обертання колінчастого вала	об/хв	3000
7	Ефективна потужність	кВт	5,88
8	Питома ефективна витрата палива	кг/(кВт·год)	0,320

Синтез-газ із балону 15, який для безпеки спеціально розташований в окремому приміщенні, через редуктор низького тиску 20 поступає до двигуна 24. Витрата синтез-газу визначається за допомогою газового лічильника 21. Витрата бензину визначалася за допомогою датчика сили, робочий елемент якого

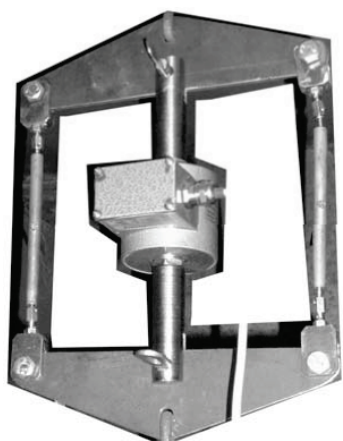


Рис. 3.2.6 – Робочий елемент датчика вимірювання витрати бензину

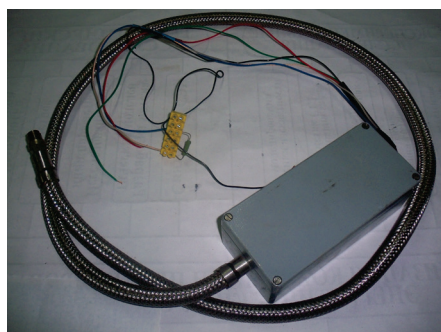


Рис. 3.2.7 – Датчик індикаторного тиску Kistler (модель 7613C)

представлено на рис. 3.2.6. Двигун 2Ч 7,2/6 навантажений штатним трифазним електрогенератором змінного струму. Електрична енергія, вироблена двигуном, через систему навантаження двигуна 28 передається на навантаження (блок ТЕНів) 29.

Значення струму й напруги визначаються у кожній фазі окремо за допомогою перемикача і фіксуються на панелі приладів 30 за допомогою вольтметра 30 та амперметра 31. Також на панелі 32 встановлено тахометр («Вымпел») 34 для визначення обертів колінчастого вала двигуна 24 та прилад 33 (Овен 2ТРМ1) для вимірювання температури відпрацьованих газів по циліндрах. Для визначення витрати повітря через двигун на всмоктуванні встановлена витратомірна шайба (лемніската) 40 із U-подібним манометром 41 для фіксації перепаду тиску.

Індикаторний тиск визначався за допомогою датчика «Kistler-7613C» (рис. 3.2.7). Для отримання достовірних даних, чутливий елемент датчика був максимально наближений до камери згоряння, при цьому ступінь стиску залишився не змінним.

Датчик тиску вкручений у головку двигуна через бронзовий перехідник (рис. 3.2.8).

Фотографію кришки циліндрів з вкрученим датчиком тиску наведено на рис. 3.2.9.

Результати замірів індикаторного тиску передавалися до мікропроцесора обробки даних з гальванічною розв'язкою типу *AI8S-5A*, оброблялися за допомогою пакета «*FASTWELL*» та записувалися на ПК 39.

Система вимірювання та реєстрації даних дозволяє отримати достовірні значення дійсних параметрів робочого циклу, а також визначити швидкість тепловиділення в двигуні, що працює на бензині з добавками синтез-газу. Перед проведенням випробувань були виконані наступні підготовчі роботи: знімалася кришка циліндрів та очищувалася від нагару камера згоряння, притиралися клапани, встановлювався ступінь стиснення.

З метою запобігання впливу різних випадкових факторів на більшості режимів проводилися повторні заміри й осцилографування.

Для вивчення процесу згоряння суміші бензину з різною величиною добавок синтез-газу і визначення впливу основних параметрів робочого циклу на паливно-економічні й екологічні показники ДВЗ необхідна індикаторна діаграма, яка б якісно та кількісно відображала реальні процеси в двигуні.

Для зняття індикаторних діаграм двигуна 2Ч 7,2/6 використовувався датчик індикаторного тиску *Kistler* (модель 7613C). У табл. 3.2.3 наведені основні параметри діапазонів роботи та чутливості датчика «*Kistler-7613C*» [195]. Датчик «*Kistler-7613C*» використовують для безперебійного, безперервного, тривалого вимірювання тиску у важких умовах і перетворення цієї величини в цифровий або аналоговий уніфікований сигнал постійного струму на виході.

Експерименти проводили при температурі навколишнього середовища 298 К, атмосферному тиску 101 кПа, на бензині марки АІ-95 за ДСТУ 4840–2007 (відповідає вимогам європейського стандарту *EN 228–2004*), водні та синтез-газі. Значення параметрів навколишнього середовища та склад синтез-газу при дослідженні були сталими. Величина добавок становила 25...65 % по масі.

На рис. 3.2.10 наведені результати експериментальних досліджень параметрів роботи двигуна в залежності від режиму навантаження при роботі на бензині за навантажувальною характеристикою.

Результати експериментальних досліджень при роботі двигуна на бензині у вигляді фрагменту послідовно виміряних індикаторних діаграм подано на



Рис. 3.2.8 – Бронзовий перехідник

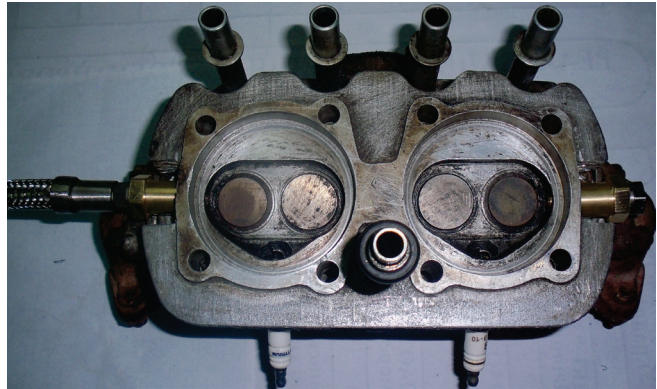


Рис. 3.2.9 – Кришка циліндрів двигуна 2Ч 7,2/6 з робочим елементом датчика індикаторного тиску *Kistler* (модель 7613C)

рис. 3.2.11. Дані діаграми досить чітко відображають стабільність роботи двигуна на режимі та їх якість.

Таблиця 3.2.3 – Технічні дані датчика «Kistler» (модель 7613C)

№ з/п	Параметр	Значення
1	Власна частота	≈ 70 кГц
2	Вимірювані середовища	Рідина, газ
3	Чутливість	-20 мВ/МПа
4	Відхилення від лінійності на всіх діапазонах	$\leq \pm 0,5$
5	Діапазон робочих температур: чутлива частина датчика шестигранник роз'єму електронний блок	$-50 \dots 350$ °C $-50 \dots 150$ °C $-50 \dots 90$ °C
6	Вимірювальний тиск	$0 \dots 25$ МПа
7	Використовуваний струм	4 мА
8	Зсув чутливості: $-200 \dots \pm 150$ °C -200 ± 50 °C	$\leq \pm 3$ % ≈ 1 %

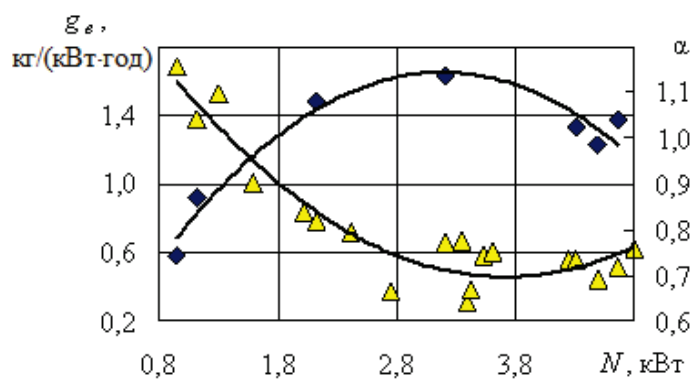


Рис. 3.2.10 – Питома ефективна витрата палива та коефіцієнт надлишку повітря в залежності від електричної потужності генератора для двигуна 2Ч 7,2/6: Δ — g_e ; $\blacklozenge$ — α

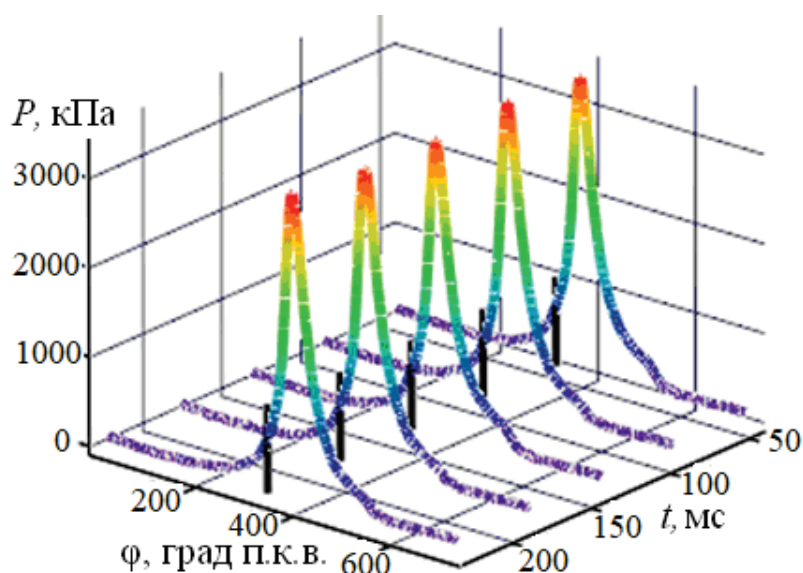


Рис. 3.2.11 – Фрагмент ряду послідовних індикаторних діаграм при роботі двигуна 2Ч 7,2/6 на бензині

На рис. 3.2.12 наведені оброблені (розгорнуті та згорнуті) індикаторні діаграми різних режимів роботи двигуна. Кут випередження запалення $\Theta = 30^\circ$ п.к.в.

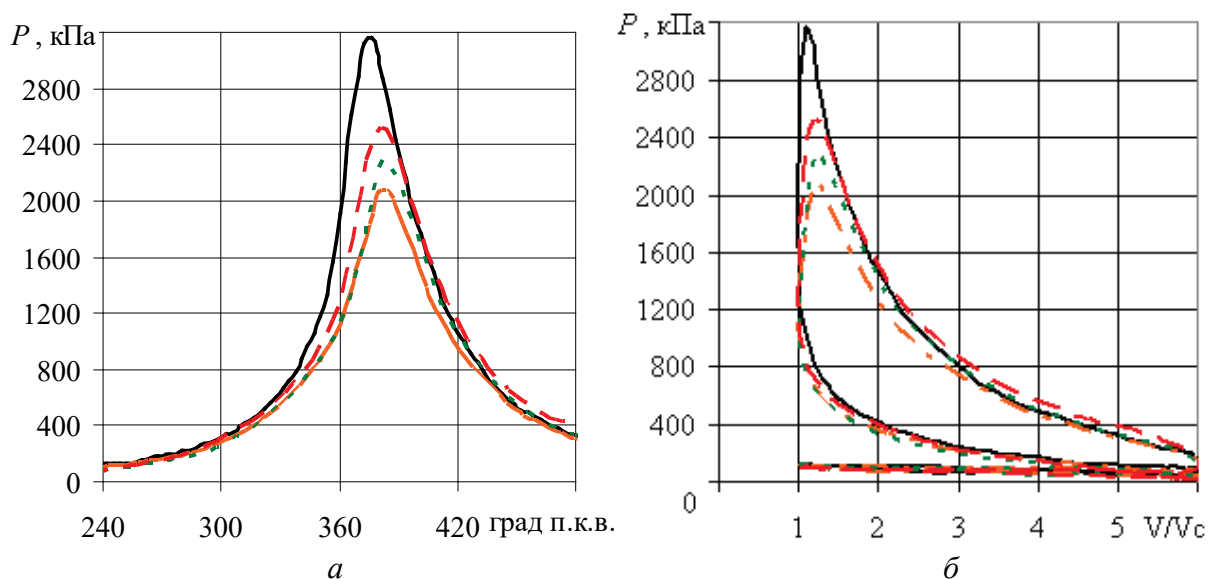


Рис. 3.2.12 – Усереднені експериментальні індикаторні діаграми двигуна 2Ч 7,2/6 при роботі на бензині: *a* – розгорнуті; *б* – згорнуті

Результати експериментальних досліджень при роботі двигуна на водні у вигляді фрагменту послідовно виміряних індикаторних діаграм відображено на рис. 3.2.13.

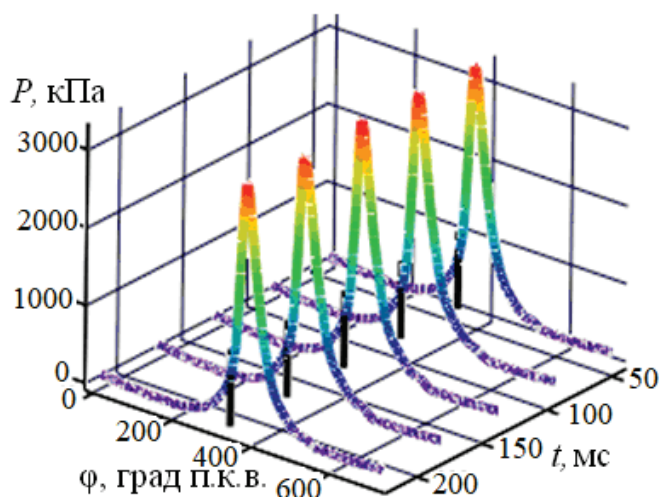


Рис. 3.2.13 – Фрагмент ряду послідовних індикаторних діаграм при роботі двигуна 2Ч 7,2/6 на водні

На рис. 3.2.14 подані оброблені (розгорнуті та згорнуті) індикаторні діаграми різних режимів роботи двигуна на водні. Коефіцієнт надлишку повітря складав 1,46...1,72.

Результати експериментальних досліджень при роботі двигуна на бензині з добавками синтез-газу у вигляді фрагменту послідовно виміряних індикаторних діаграм подано на рис. 3.2.15.

На рис. 3.2.16 наведені оброблені (розгорнуті та згорнуті) індикаторні діаграми двигуна 2Ч 7,2/6 при роботі на бензині з добавками синтез-газу. Режим потужності двигуна становив – 3 кВт, частота обертання колінчастого вала – 3000 об/хв. Коефіцієнт надлишку повітря підтримувався в діапазоні 1,1...1,22. Величина добавок синтез-газу складала 25...65 % по масі.

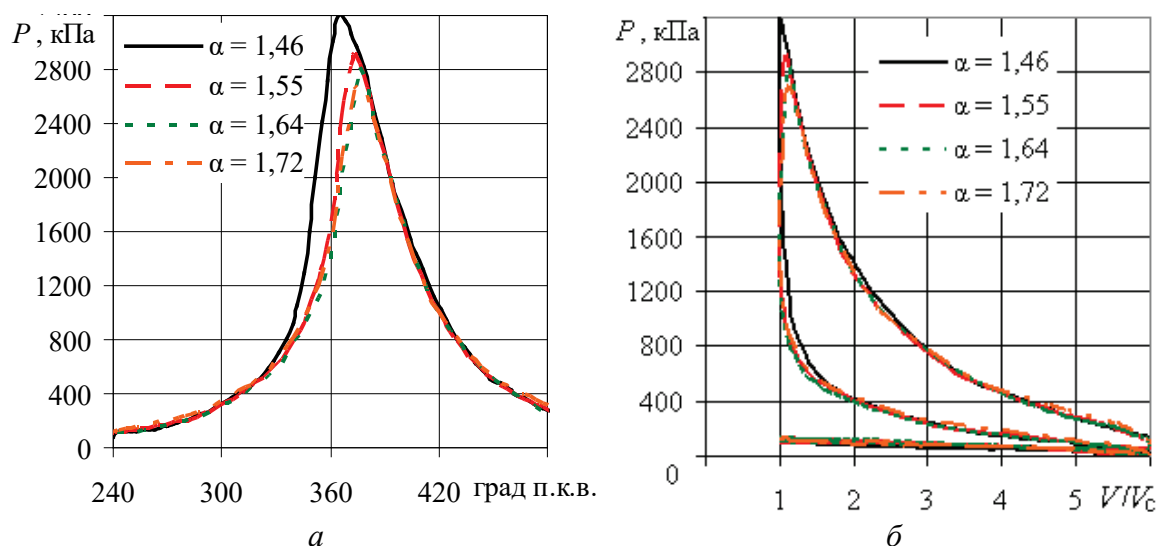


Рис. 3.2.14 – Усереднені експериментальні індикаторні діаграми двигуна 2Ч 7,2/6 при роботі на водні:
а – розгорнуті; б – згорнуті

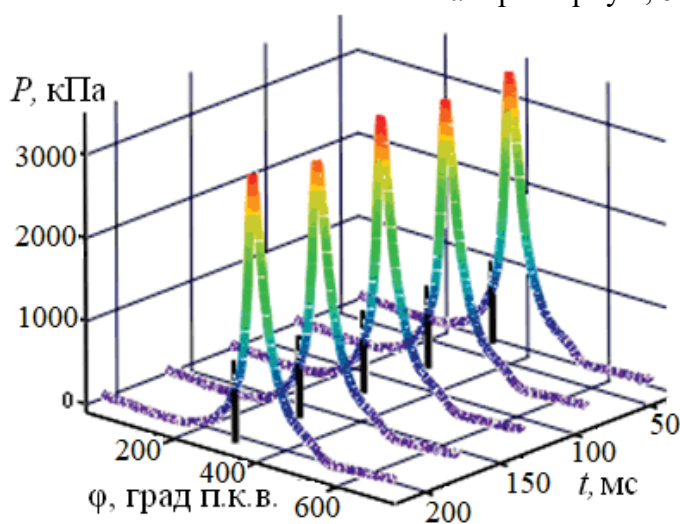


Рис. 3.2.15 – Фрагмент ряду послідовних індикаторних діаграм при роботі двигуна 2Ч 7,2/6 на бензині з добавками синтез-газу

При величині добавки синтез-газу 25...65 % спостерігається незначне збільшення максимального тиску згоряння.

При максимальній величині добавки синтез-газу до бензину спостерігається більш жорстка робота двигуна, а також відбувається зміщення максимуму згоряння у бік ВМТ.

Вплив величини добавки синтез-газу на максимальну потужність двигуна приведено на рис. 3.2.17. Під максимальною потужністю мається на увазі граничне значення потужності, яку вдалося досягти при стійкій роботі двигуна (без детонації і т.д.). Максимум – 5,6 кВт був досягнутий під час роботи двигуна на бензині без добавок синтез-газу, мінімальне значення – 2,7 кВт при роботі тільки на синтез-газі.

Обробка індикаторних діаграм дозволила встановити вплив добавки синтез-газу на зміну індикаторних показників роботи двигуна, таких, як індикаторна робота циклу, середній індикаторний тиск, питома індикаторна витрата палива і індикаторний ККД.

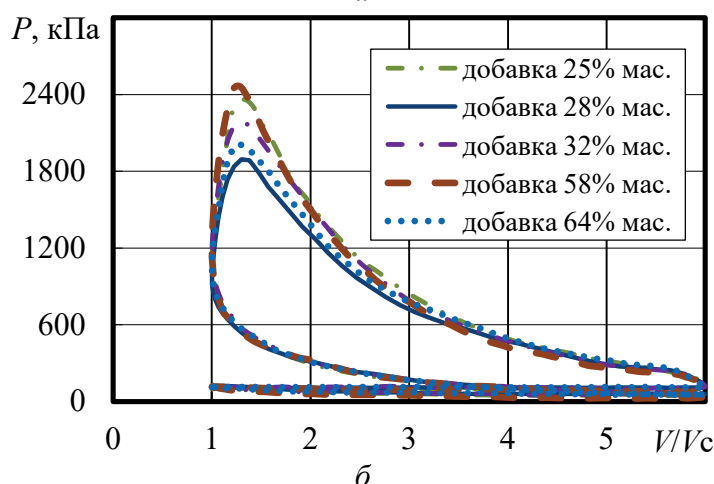
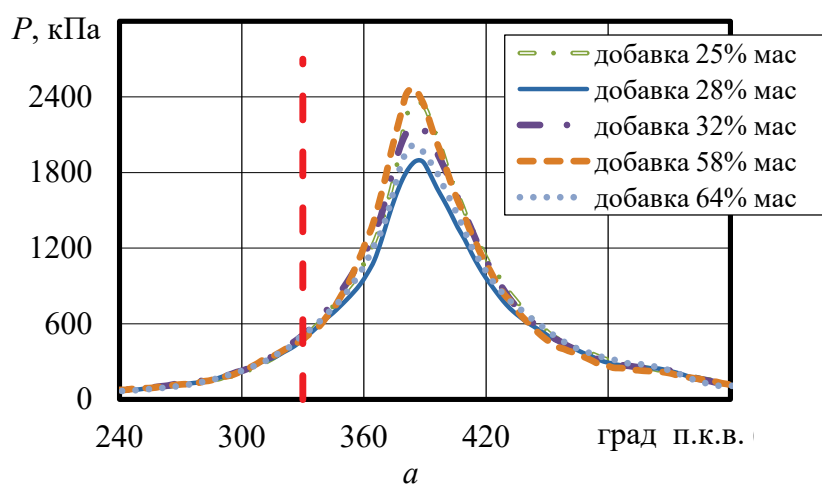


Рис. 3.2.16 – Усереднені експериментальні індикаторні діаграми двигуна 2Ч 7,2/6 при роботі на бензині з добавками синтез-газу:
а – розгорнуті; б – згорнуті

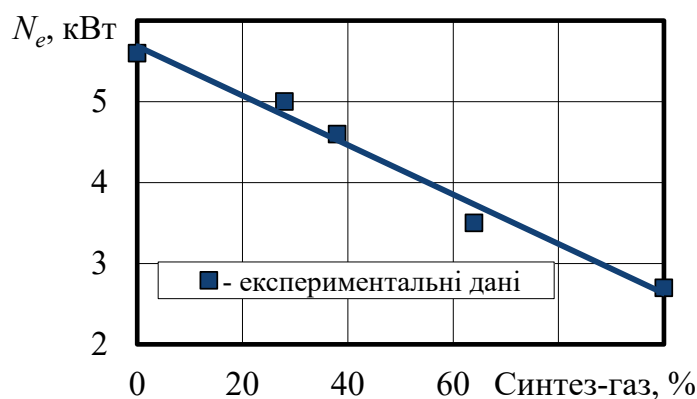


Рис. 3.2.17 – Вплив величини добавки синтез-газу на потужність двигуна 2Ч 7,2/6

В результаті здійснення циклу тепла енергія виділяється при згорянні суміші синтез-газу і бензину перетворюється в корисну роботу, що розвивається газами в циліндрі двигуна. На рис. 3.2.18 представлено зміну індикаторної роботи циклу в залежності від добавок синтез-газу.

Значення корисної роботи циклу зі збільшенням добавки синтез-газу до 65 % зростає. Залежно від добавки синтез-газу зниження питомої індикаторної витрати палива складає 3...17 % (рис. 3.2.19) при цьому також спостерігається і зростання індикаторного ККД циклу (рис. 3.2.20).

Середній індикаторний тиск є функцією добавки синтез-газу і зростає в міру збільшення добавки синтез-газу (рис. 3.2.21). При роботі на бензині середній

індикаторний тиск становив 554 кПа, а з добавками синтез-газу 65 % – 605 кПа, що на 8,4 % вище.

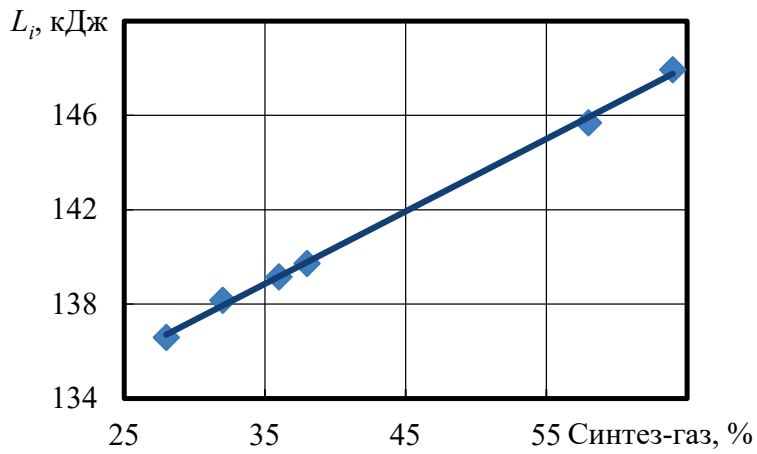


Рис. 3.2.18 – Індикаторна робота двигуна 2Ч 7,2/6 в залежності від величини добавки синтез-газу

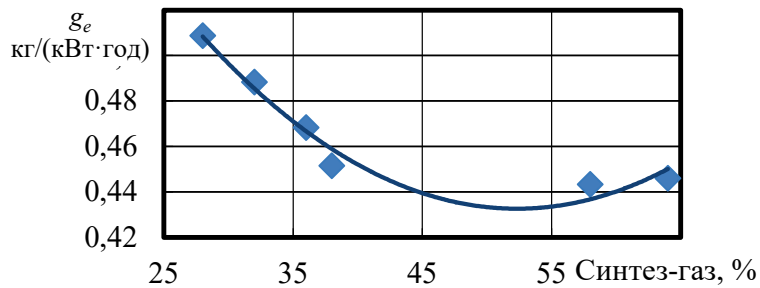


Рис. 3.2.19 – Питома індикаторна витрата палива двигуна 2Ч 7,2/6 в залежності від величини добавки синтез-газу

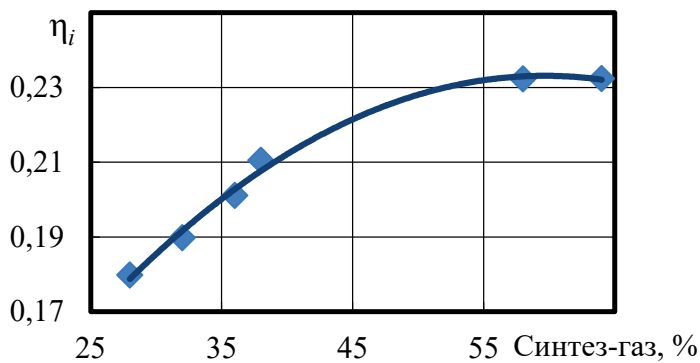


Рис. 3.2.20 – Індикаторний ККД двигуна 2Ч 7,2/6 в залежності від величини добавки синтез-газу

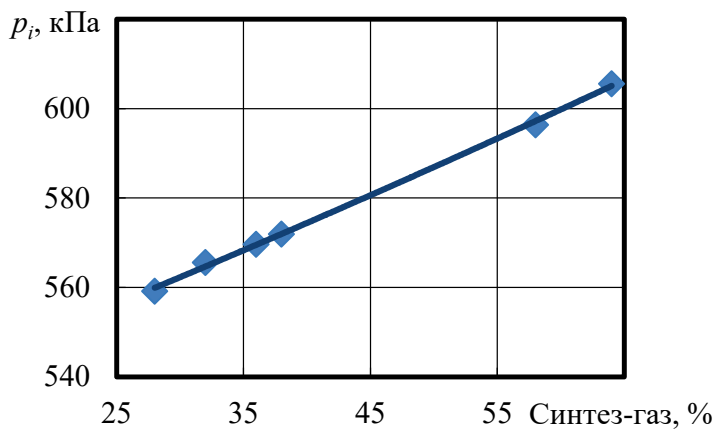


Рис. 3.2.21 – Середній індикаторний тиск двигуна 2Ч 7,2/6 в залежності від величини добавки синтез-газу

Аналіз індикаторних діаграм показав, що добавка синтез-газу в межах 25...65 % по масі призводить до збільшення максимального тиску згоряння на 211 кПа і зміщення його в бік ВМТ на 7° п.к.в. На рис. 3.2.22 представлено зміну максимального тиску згоряння в залежності від вмісту синтез-газу в паливо-повітряній суміші.

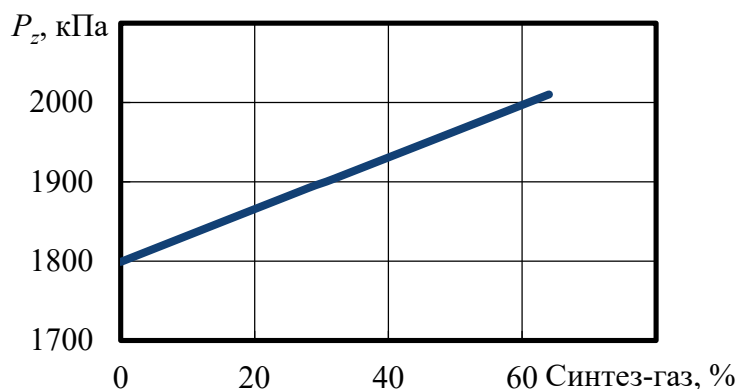


Рис. 3.2.22 – Максимальний тиск згоряння двигуна 2Ч 7,2/6 в залежності від величини добавки синтез-газу

Зміщення максимуму згоряння в сторону ВМТ і збільшення максимального тиску згоряння призводить до більш жорсткої роботи двигуна. Жорстка робота двигуна, що супроводжується високими значеннями максимального тиску згоряння, не припустима при експлуатації ДВЗ, оскільки призводить до збільшення динамічного навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, а також руйнування підшипників. Подальше збільшення добавки синтез-газу до бензину (понад 65 %) без коригування коефіцієнта надлишку повітря і кута випередження запалювання може негативно позначитися на роботі двигуна.

3.3. Характеристики робочих процесів в елементах утилізаційних металогідридних установок

Створення утилізаційних металогідридних установок базується на використанні робочого тіла – суспензії металогідриду та водню. При цьому суспензія металогідриду отримана шляхом розміщення частинок активованого металогідриду в інертній до процесу сорбції рідині. Для вивчення технологічних особливостей отримання і застосування робочого тіла проведено ряд експериментальних досліджень.

Дослідження робочого тіла (металогідриду та його суспензії) проведено на експериментальному стенді циклічної дії *PTC-1* (рис. 3.3.1). Даний стенд призначений для:

- отримання термосорбційних характеристик металогідридів (*PTC*-діаграм);
 - активації металогідридів;
 - гідрування і дегідрування металогідридів;
 - заправки водневих балонів, перекачування водню з балона в балон.
- Стенд, (схема на рис. 3.3.1) включає в себе:
- водневу систему;
 - вакуумну систему;
 - систему нагріву;

- систему охолодження;
- систему контролю та автоматики.

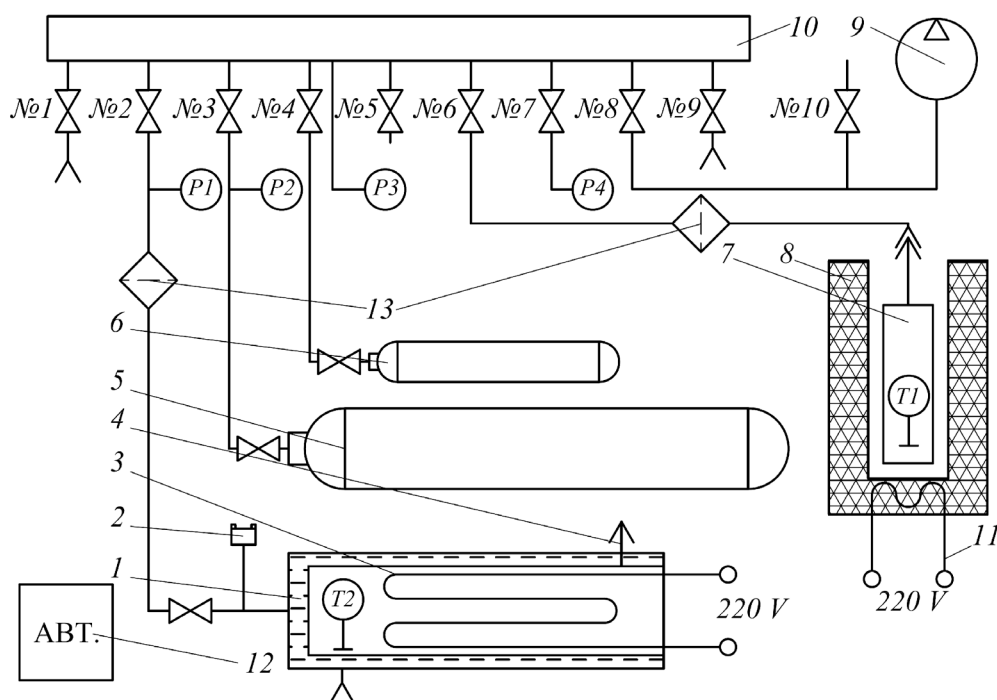


Рис. 3.3.1 – Схема експериментального станду циклічної дії PTC-1:

1 – металогідридний акумулятор-компресор; 2 – запобіжна мембрана; 3 – нагрівальний елемент; 4 – контур охолодження гідридного акумулятора-компресора; 5 – велика вимірювальна ємність; 6 – мала вимірювальна ємність; 7 – реторта для металогідриду; 8 – нагрівальна піч; 9 – вакуумний насос; 10 – ресивер; 11 – нагрівальний елемент печі; 12 – блок автоматики; 13 – спеціалізовані фільтри

Зовнішній вигляд експериментального станда показаний на рис. 3.3.2. Воднева система призначена для зберігання водню, підключення додаткових балонів. Система складається з металогідридного акумулятора-компресора 1, малої вимірювальної ємності 6 (балон для водню 1-150У ГОСТ 949-73), великої вимірювальної ємності 5 (балон для водню 10-150У ГОСТ 949-73).

До водневої системи також належать реторти для металогідриду 7 (виготовлені з нержавіючої сталі 12Х18Н10Т ГОСТ 1133-71), запобіжна мембрана 2 і два спеціалізовані фільтри 13. Передбачена можливість підключення двох балонів за необхідності. Зазначені елементи системи з'єднані між собою через загальний ресивер 10, за допомогою мідних труб діаметром 6 мм. Підключення і відключення забезпечується за допомогою ряду запірних вентилів №1...№9, (ВВ 88, ТУ 26-05-89-87).

Вакуумна система призначена для очищення контурів станда від атмосферного повітря та забрудненого водню. Вона складається з вакуумного насоса 9, вакуумметра Р4, спеціального вакуумного трубопроводу, (ТУ 38-105881-85), підключеного до ресивера 10.

Система нагріву забезпечує підвищення температури металогідридного акумулятора-компресора, що забезпечує виділення водню та підняття тиску водню і нагрівання випробуваного зразка. Система включає в себе електричний

нагрівач металогідридного акумулятора-компресора 3 і нагрівальну піч 11, нагрівачі виготовлені з матеріалу Х20Н80 по ГОСТ 10994–74.



Рис. 3.3.2 – Загальний вигляд експериментального стенду циклічної дії *PTC-1* (позиції відповідають рис. 3.3.1)

Система охолодження призначена для відведення теплової енергії, що виділяється при поглинанні водню, від металогідриду, що знаходиться в акумуляторі-компресорі, і в реторті для випробуваного матеріалу. Дана система складається з охолоджувача металогідридного акумулятора-компресора, виконаного у вигляді теплообмінника по типу «труба в трубі», і вентилів підключення Valtec 227. Випробуваний зразок охолоджується зануренням реторти в зовнішню охолоджувальну ємність.

Система контролю й автоматики забезпечує підтримку параметрів водню у встановлених межах і необхідна для безпечної експлуатації обладнання. Система включає в себе два температурних датчики *T1* і *T2*, розміщених у металогідридному акумуляторі-компресорі і нагрівальній печі, термоелектричний манометр *P1*, двоканальний регулятор температури ОВЕН 2ТРМ1 і силове реле, розміщених у блоці автоматики 12.

Попереднє подрібнення металогідриду проводилося в ступі при циклічному завантаженні з подальшим відсівом на ситі з розміром комірки 80 мкм.

Остаточне подрібнення металогідриду досягалося в кульовому млині. Помел проводився протягом 20 годин без додавання рідини в інтенсивному режимі подрібнення [197], налаштування режиму помелу проводилася шляхом зміни частоти обертання барабана млина. Фотографії порошку подрібненого металогідриду наведені на рис. 3.3.3.

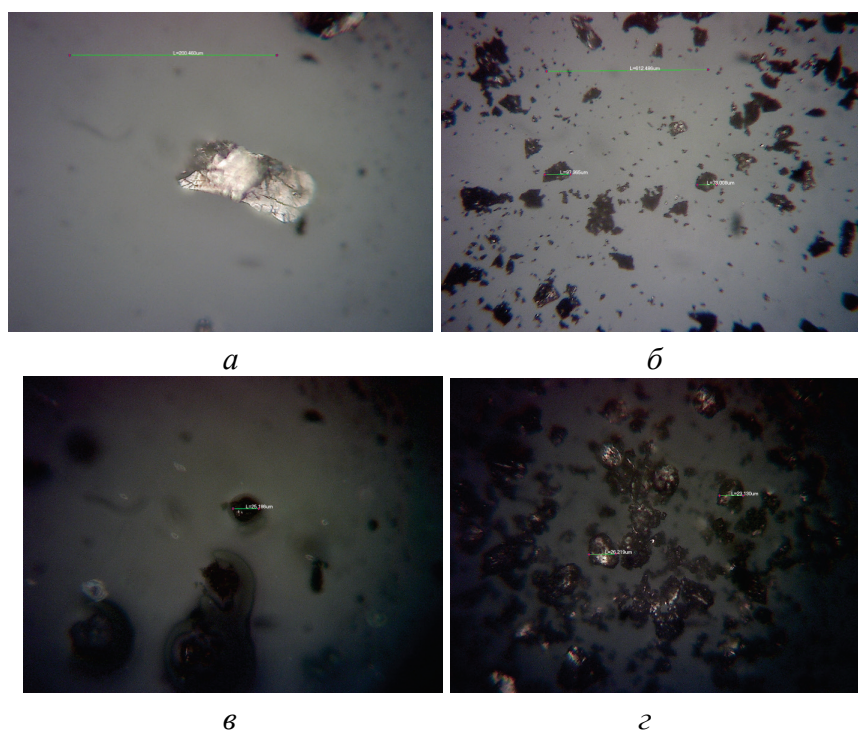


Рис. 3.3.3 – Фотографії подрібненого порошку $\text{MmNi}_{4.5}\text{Al}_{0.5}$:
 а, б – після подрібнення в ступі; в, г – після помелу в кульовому млині;
 а, в – збільшення 500 крат; б, г – збільшення 130 крат

Розмір частинок порошку металогідриду, отриманого при подрібненні і відсіві, виміряно за допомогою металографічного мікроскопа ММУ 3 зі збільшенням 130 та 500 крат. Фотографування проводилося на *USB-камеру Delta optical HDCE-20C*, також використовувалася програма *Scope Image 9.0*.

У перших партіях порошку металогідриду, після подрібнення в кульовому млині спостерігалася агломерація частинок, імовірно пов'язане з всмоктуванням вологи з повітря. Тому помел наступних партій виконаний в середовищі захисних газів (аргону І с. ГОСТ 10157-79).

Розмір частинок після помелу в кульовому млині не перевищує 40 мкм. Переходити до менших розмірів часток нераціонально, оскільки зменшення розміру частинок менше 40 мкм веде до посилення хімічної активності, пов'язаної зі збільшенням площі їх поверхні, що може призвести до активної корозії порошку металогідриду на відкритому повітрі.

Реалізація утилізаційних металогідридних установок безперервної дії вимагає створення спеціалізованого робочого тіла на основі металогідриду, яке можна було б перекачувати між апаратами установки – суспензії металогідриду. Одним з можливих шляхів його створення є розміщення частинок активованого гідридоутворюючого матеріалу в інертну до реакції поглинання / виділення водню рідину-носіє. Як такий носій можна використовувати кремнієорганічні рідини [198], рідини типу термінол [169, 199] або вуглеводні (гас, *n*-октан) [129].

Під час випробувань використовувався гас КО 25 ОСТ 38.01407–86, оскільки кремнієорганічні рідини (ПМС50, ПМС120) мають суттєво більшу в'язкість. Так як густина рідини-носія менша від густини гідридоутворюючого ма-

теріалу, для запобігання випадання осаду використано незначну домішку (не більше 1,5 % за масою) речовини-стабілізатора, створеної на основі олеїнової кислоти ГОСТ 7580–91.

Суспензію металогідриду $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ в гасі KO25 готували в циліндричному скляному стакані діаметром 23,5 мм, висотою 100 мм. Для вимішування використовувалася магнітна мішалка ММ 2А. Для визначення маси порошку застосовувалися ваги ТВЕ-0,21-0,001, об'єм гасу і стабілізатора визначався за допомогою набору хімічного посуду. Час вимішування 5 хвилин, частота обертання 500 хв^{-1} . Схема визначення седиментаційних параметрів робочого тіла наведена на рис. 3.3.4.

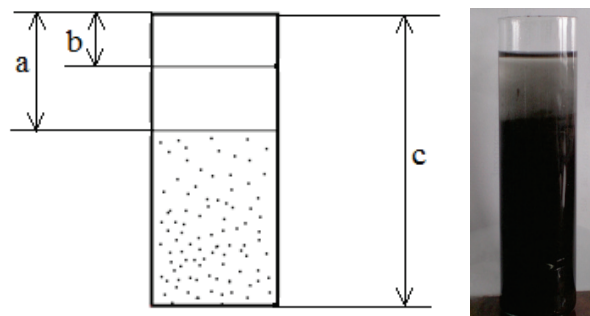


Рис. 3.3.4 – До визначення седиментаційних параметрів робочого тіла утилізаційної металогідридної установки

Фіксація швидкості випадання частинок металогідриду проводилася шляхом фотографування ємності із суспензією після припинення вимішування і далі з інтервалом часу 1 хвилина (рис. 3.3.5).

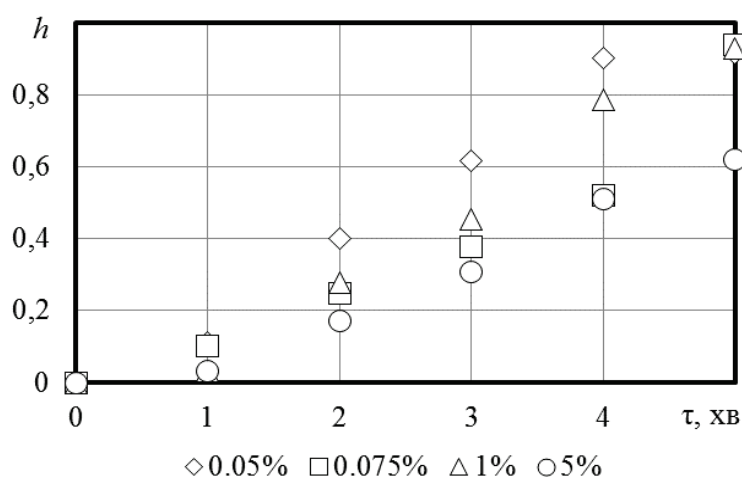


Рис. 3.3.5 – Час випадання частинок металогідриду $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$

Фотографування проводилося на фотоапарат *Olimpus FE 140*. Обробка фотографій проводилася за допомогою програми *AutoCAD*.

Як свідчать результати досліджень, повне випадання порошку відбувається за 4...5 хв. Повне випадання порошку без стабілізатора відбувається за 1...2 хв. Найефективнішим є додавання стабілізатора 0,75 % за масою, що дозволило збільшити час випадання на 40 %.

Важливою характеристикою металогідридів є залежність рівноважного тиску P від концентрації водню c й температури T (PCT -діаграма). На базі PCT -діаграм визначено питому ентальпію гідридоутворення ΔH , питому ентропію гідридоутворення ΔS (або температура при $P = 0,1 \text{ МПа}$ – T^*) [96]. На PCT -діаграму істотно впливають хімічний склад, технологія одержання, дисперс-

ність, кількість активаційних циклів і ряд інших чинників. Вплив складу металогідриду на вид хімічної сполуки проілюстровано на прикладі діаграми стану системи La–Ni (рис. 3.3.6), з якої видно, що зміна вмісту нікелю на 3...5% призведе до утворення хімічної сполуки LaNi_7 замість LaNi_5 та, як наслідок, зміни термодинамічних і сорбційних властивостей [200]. Тому в Центрі перспективних енергетичних технологій Національного університету кораблебудування впроваджена практика отримання експериментальних характеристик кожної партії металогідриду.

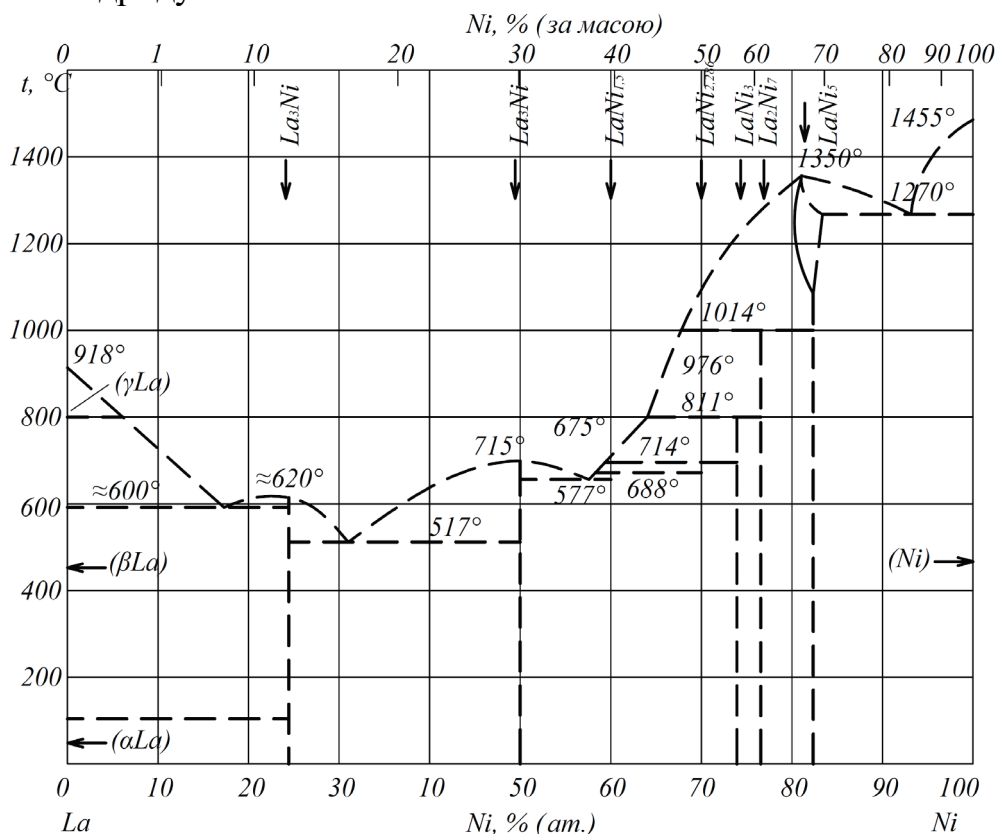


Рис. 3.3.6 – Діаграма стану системи La–Ni [200]

Для проведення досліджень використовували ряд зразків металогідридів $\text{LaNi}_{4,55}\text{Al}_{0,45}$, $\text{LaNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$, $\text{LaNi}_{4,5}\text{Mn}_{0,5}$, $\text{LaNi}_{4,75}\text{Cu}_{0,25}$, $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$. Зразки поставлялися у вигляді злитків. Матеріал зважували, розколювали злитки і відбирали 250 грамів кожного зразка.

Фіксацію параметрів *PCT*-діаграми проводили після п'яти активаційних циклів сорбції/десорбції. Приклад даних прямого виміру наведено на рис. 3.3.6.

Вміст водню в зразку можна досить надійно визначити, знаючи об'єм поглиненого газу [170].

Сорбційна ємність c дослідного зразка металогідриду

$$c = \frac{\Delta m_{\text{H}_2}}{m_{\text{МГ}}}, \quad (3.3.1)$$

де $m_{\text{МГ}}$ – маса дослідного зразка металогідриду, Δm_{H_2} – зміна маси водню у вимірювальній ємності.

Зміна маси водню Δm_{H_2} визначено зі змінення об'єму водню ΔV_{H_2}

$$\Delta m_{\text{H}_2} = \rho_{\text{H}_2} \Delta V_{\text{H}_2} \quad (3.3.2)$$

де ρ_{H_2} – густина водню (в умовах експерименту $\rho_{H_2} = 0,089 \text{ кг/м}^3$) [201],
 ΔV_{H_2} – зміна об'єму водню у вимірювальній ємності, взятого при атмосферному тиску:

$$\Delta V_{H_2} = \frac{P_1 V_V - P_2 V_V}{P_{\text{атм}}} = \frac{V_V (P_1 - P_2)}{P_{\text{атм}}} \quad (3.3.3)$$

де V_V – об'єм вимірювальної ємності стенда (об'єм великого балона складає 10 літрів (10^{-5} м^3)), P_1 – тиск водню на початку процесу взаємодії водню з гідридом, P_2 – тиск водню після процесу взаємодії водню з гідридом.

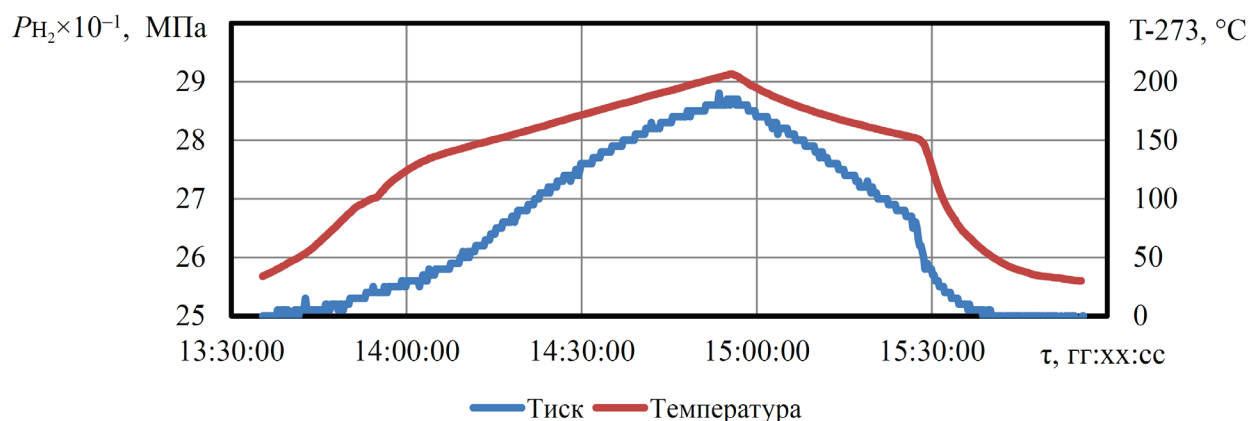


Рис. 3.3.7 – Зміна тиску та температури протягом експерименту

Знак числового значення в даному випадку показує напрямок процесу, якщо $P_1 > P_2$ – проходить процес поглинання водню (сорбція), якщо $P_1 < P_2$ – процес виділення водню (десорбція). Сорбційна ємність s_{H_2} являє собою відношення маси поглиненого водню Δm_{H_2} до маси металогідридного з'єднання $m_{\text{МГ}}$. Результатом обробки є характеристика партії металогідриду, побудована у вигляді P - T - s -діаграми (рис. 3.3.8).

Активація всіх зразків проходила після першого активаційного циклу. З наведених результатів видно, що сорбційна ємність кожного зразка перевищує 1,2 %, це високий показник для матеріалів даного класу.

У зразка $\text{LaNi}_{4,5}\text{Mn}_{0,5}$ найвища температура десорбції в зазначених діапазонах тисків. Зразок $\text{LaNi}_{4,75}\text{Cu}_{0,25}$, при тисках 2,5...5 МПа, має велике значення гістерезису (відношенням тиску десорбції до тиску сорбції).

Серед розглянутих зразків матеріал $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$ є найбільш прийнятний для використання як компонент робочого тіла утилізаційних металогідридних установок, оскільки дозволяє досягти тиск 5 МПа при температурі десорбції $T_d = 120 ^\circ\text{C}$, не поступаючись іншим зразкам в сорбційній ємності.

Під час налагоджувальних випробувань не вдалося зафіксувати поглинання водню активованим металогідридним з'єднанням, зануреним у шар рідини. Для забезпечення реалізації робочих процесів в сорбері металогідридної установки створена конструкція реактора активного типу. Така конструкція передбачає наявність механічного активатора (мішалки) суспензії металогідриду, що знаходиться в герметичному об'ємі.

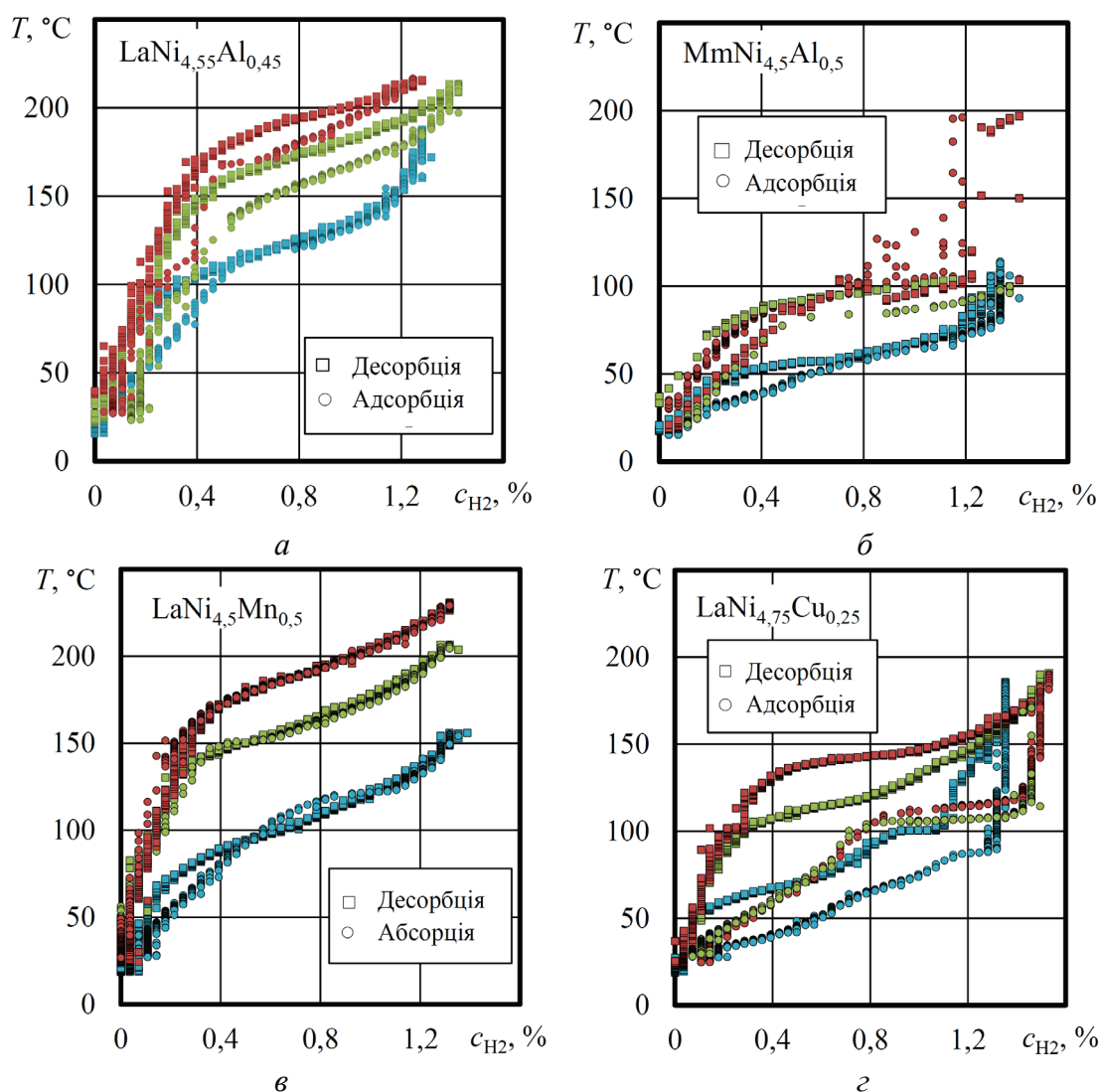


Рисунок 3.3.8 – PCT-діаграми зразків металогідридів, отримані експериментально:

а – $\text{LaNi}_{4.55}\text{Al}_{0.45}$; б – $\text{MmNi}_{4.5}\text{Al}_{0.5}$; в – $\text{LaNi}_{4.5}\text{Mn}_{0.5}$; г – $\text{LaNi}_{4.75}\text{Cu}_{0.25}$ [202];

■ ● – 5 МПа; ■ ● – 2,5 МПа; ■ ● – 0,5 МПа

Для експериментальних досліджень прийнята схема асинхронного електродвигуна з «мокрим» ротором. При цьому обмотки статора знаходяться поза герметичним об'ємом, що значно спрощує їх комутацію, а герметичність контуру забезпечується спеціальною оболонкою (рис 3.3.9). При цьому водень циркулює крізь технологічні отвори в підшипниках ковзання і технологічні зазори між ротором і стінками оболонки [202].

Вимірювання частоти обертання проводилося датчиком, встановленим і збалансованим на валу ротора. При цьому приймач сигналу знаходиться поза герметичним контуром, що спрощує його підключення до вимірювального обладнання. Керування частотою обертання ротора активатора здійснюється за допомогою зміни напруги. Підключення реактора до водневого контуру експериментального стенда здійснюється за допомогою ніпельного з'єднання, що знаходиться у верхній частині. Система електроживлення і керування знаходиться в окремому корпусі та з'єднується з обмотками статора екранованим електрокабелем.

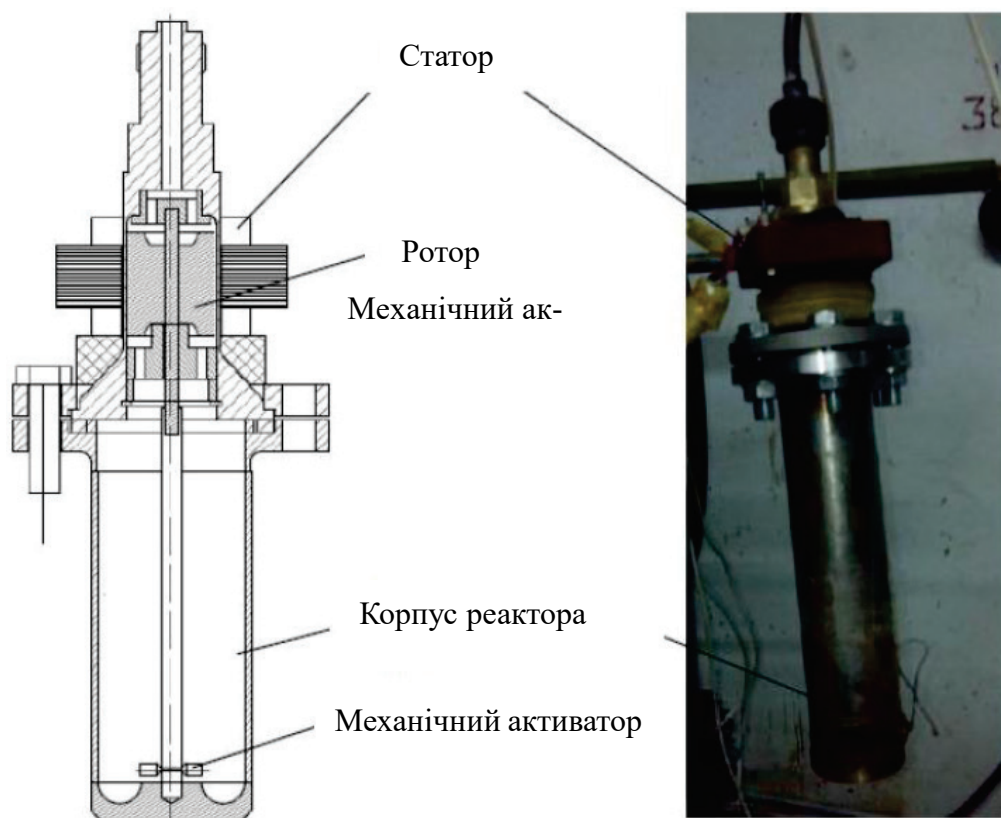


Рис. 3.3.9 – Схема і загальний вигляд металогідридного реактора активного типу

Вимірювання параметрів роботи здійснюється комп'ютеризованою системою вимірювань. Датчик тиску встановлений на експериментальному циклічному стенді, датчик температури – на бічній поверхні реактора.

Для виявлення режимів роботи робочого тіла утилізаційної установки, проведено дослідження моделі реактора активного типу шляхом отримання *PTC*-діаграм на ряді режимів роботи. Виготовлена модель реактора підключена до експериментального стенда циклічної дії. Приклад даних, отриманих шляхом прямого вимірювання, наведено на рис. 3.3.10 (металогідрид $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$). Діапазон досліджуваних параметрів обмежений особливостями конструкції реактора і системи керування.

Кількісне осцилювання частотою обертання ротора призводило до зниження крутного моменту. При зниженні частоти обертання нижче 465 хв^{-1} відбувалася зупинка ротора активатора, при збільшенні частоти вище 675 хв^{-1} спостерігався значний перегрів обмоток статора. Максимальний тиск водню обмежений $1,5 \text{ МПа}$ з міркувань міцності.

Необхідно відзначити, що збільшення товщини стінки в запропонованій конструкції підвищить механічну міцність, але при цьому збільшиться зазор між статором і ротором, та, як наслідок, зменшиться крутний момент.

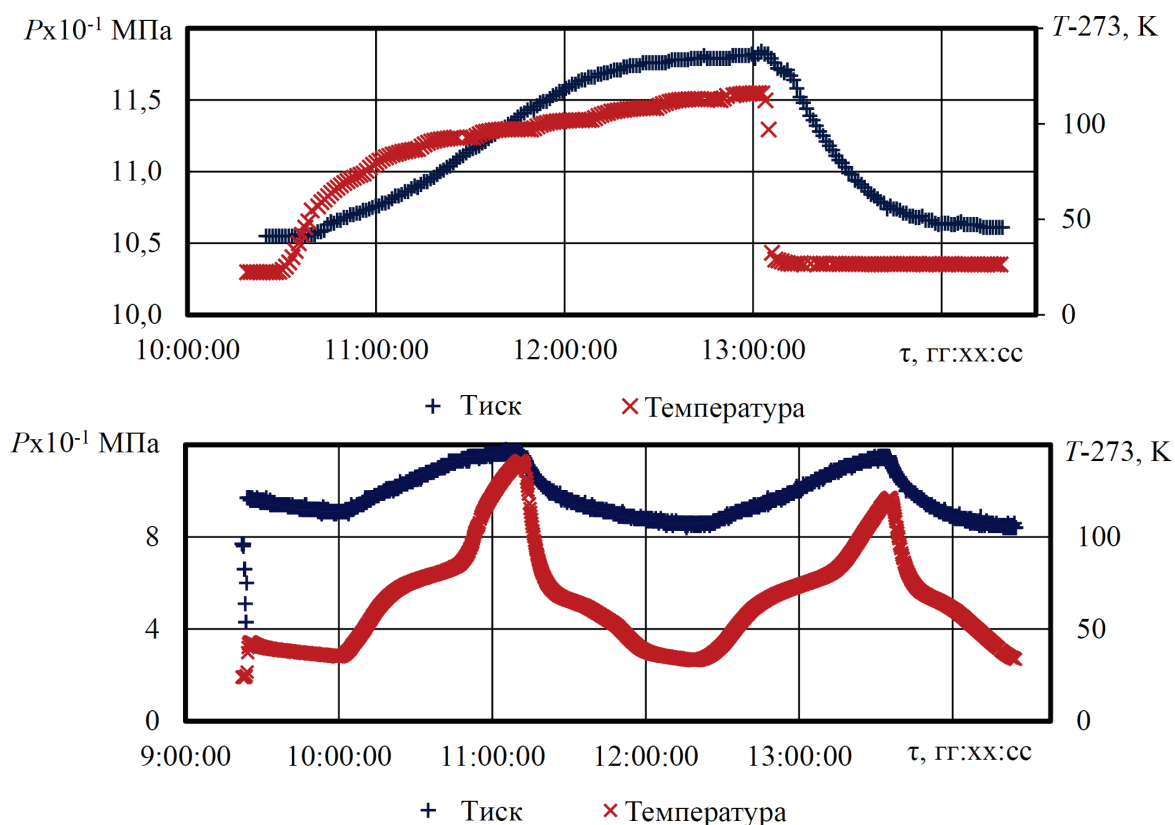


Рис. 3.3.10 – Параметри реактору активного типу

З метою дослідження впливу технологічних факторів на інтенсивність сорбції водню проведено двофакторний експеримент типу $2k$, де $k = 2$ (число факторів). Як незалежні фактори взяті частота обертання ротора активатора – X_1 і тиск сорбції – X_2 . Інші фактори – фіксовані [201]. Функцією відгуку є час поглинання водню, вказаний в секундах. На кожному режимі проводили п'ять експериментів. Результатом обробки експериментальних даних є залежність (імовірність 0,95, значення довірчого інтервалу 42, критерій Фішера 1,66):

$$Y = 5000 - 252X_1 - 1264X_2 + 492X_1X_2 \quad (3.3.4)$$

де Y – функція відгуку (час сорбції, с), X_1, X_2 – кодовані значення факторів.

Визначення залежності часу сорбції водню виконано в діапазоні частот обертання ротора активатора $480 \dots 680 \text{ хв}^{-1}$ і діапазону тиску водню $0,5 \dots 1,5 \text{ МПа}$ ($5 \dots 15 \text{ кг/см}^2$). Встановлено, що в умовах застосування дослідженої конструкції реактора збільшення частоти обертання із 480 до 680 хв^{-1} веде до скорочення часу сорбції на 21...27 % (рис. 3.3.10).

Серед розглянутих зразків металогідридів $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$ є найбільш придатним для використання як компонент робочого тіла утилізаційних металогідридних установок, так як дозволяє досягти тиск 5 МПа при температурі десорбції $T_d = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, не поступаючись іншим зразкам у сорбційній ємності.

Подрібнення металогідриду в середовищі інертного газу (аргону І с. ГОСТ 10157-79) у два етапи дозволяє отримати порошок металогідриду, розмір частинок якого не перевищує 40 мкм. Додавання стабілізатора 0,75 % за масою (олеїнової кислоти ГОСТ 7580-91) дозволяє збільшити час випадання частинок металогідриду $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$ на 22 %.

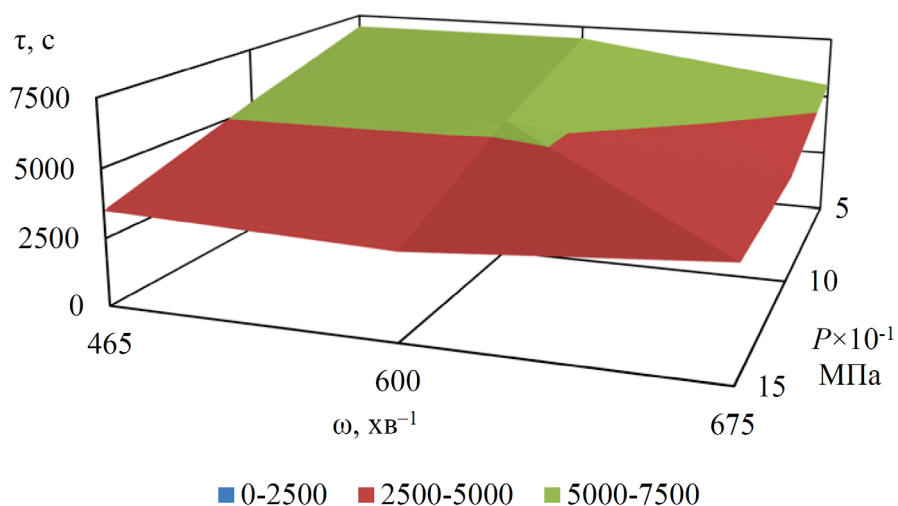


Рис. 3.3.11 – Залежність часу сорбції водню суспензією на базі $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$, від частоти обертання механічного активатора та тиску

Поглинання водню металогідридом, зануреним у рідину, вдалося зафіксувати тільки в разі використання металогідридних реакторів активного типу. Відповідно створеної конструкції реактора активного типу для суспензії металогідриду, що складається з металогідриду $\text{MmNi}_{4,5}\text{Al}_{0,5}$ і гасу КО 25, збільшення частоти обертання ротора із 480 до 680 хв^{-1} веде до скорочення часу сорбції на 24 %.

4. РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ СТВОРЕННЯ НОВІТНІХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

4.1. Особливості роботи та шляхи підвищення ефективності суднових енергетичних установок, працюючих на синтез-газі з системою термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів



Рис. 4.1.1 – Загальний вид двигуна 2Ч 8,4/6,5

На прикладі поршневого двигуна 2Ч 8,4/6,5, який працює на етанолі та входить до складу автономної електростанції *Caiman Tristar 12500XL21 DET* (рис. 4.1.1) розглянемо ефективність використання термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів.

Фірма Caiman вже багато років практикує виробництво електрогенераторів. Електростанції даного виробника відмінно переносять складні умови роботи та несприятливе навколишнє середовище, завдяки особливим якостям збірки та спеціальним сплавам, що гарантують довгий термін життя. *Tristar 12500XL21 DET* є трифазним професійним джерелом електропостачання для потужних верстатів, насосного обладнання, для серйозних та тривалих будівельних й аварійних робіт.

Силова установка – *NSM* (Італія) [203]: трифазна, щіточна, синхронна. Забезпечує підтримку напруги в мережі з високою точністю при мінімальних відхиленнях в коливанні. Тому генератор з такою силовою установкою може використовуватися для живлення чутливих до перепадів напруги споживачів, а також для аварійного електропостачання офісів, холодильних установок, замських будинків, дач, будівельних об'єктів. Основні характеристики електростанції представлені в табл. 4.1.1.

У складі *Tristar 12500XL21 DET* застосовується високонадійний чотирьохтактний двигун 2Ч 8,4/6,5 [204], з повітряним охолодженням, зі спареними циліндрами з V-подібним розташуванням, горизонтальним валом відбору потужності, верхнім розташуванням клапанів, адаптований до роботи з використанням палив та мастил вітчизняного виробництва. Основні параметри ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 представлені в табл. 4.1.2. Для *Tristar 12500XL21 DET* розглянута можливість застосування системи ТХУ тепла ВГ при роботі двигуна 2Ч 8,4/6,5 на етанолі. В якості процесу перетворення етанолу в синтез-газ розглядалася парова конверсії (паровий риформінг) (1) і конверсія по реакції розкладання (2):



Таблиця 4.1.1 – Технічні характеристики Tristar 12500XL21 DET

№ з/п	Параметр	Од. виміру	Значення
1	Номінальна потужність	кВт	12
2	Максимальна потужність	кВА	15
3	Частота	Гц	50
4	Напруга	В	400
5	Кількість фаз	шт	3
6	Марка двигуна	-	2Ч 8,4/6,5
7	Тип охолодження	-	повітряне
8	Система запуску	-	електростартер
9	Бак	л	21
10	Рекомендоване масло	-	SAE10W30
11	Ємність масляної системи	л	1
12	Виконання	-	відкритий на рамі
13	Рівень шуму	дБ	79
14	Габарити, (ДхШхВ)	мм	935x575x575
15	Вага	кг	120
16	Число обертів	об/хв	2500...3600
17	Вид палива	-	Бензин, етанол

Таблиця 4.1.2 – Технічні характеристики ДВЗ 2Ч 8,4/6

№ з/п	Параметр	Од. виміру	Значення
1	Тип	—	з повітряним охолодженням, 4-х тактний, зі спареними V-подібними циліндрами
2	Об'єм	см ³	720
3	Діаметр циліндра/хід поршня	мм	84/65
4	Кількість циліндрів	—	2
5	Ступінь стиснення	—	8,1
6	Число клапанів	—	2
7	Максимальна потужність при 3600 хв ⁻¹	кВт/к.с.	18,6/25,0
8	Максимальний крутний момент при 2500 хв ⁻¹	Н/м	53,6
9	Витрата палива (бензин)	г/(кВт×год)	367
10	Система охолодження	—	примусова повітряна
11	Система запалювання	—	транзисторний індуктор
12	Кут випередження запалення до ВМТ	град	20...28° (змінний)
13	Свічка запалювання	—	NGK-BPR6ES
14	Карбюратор	—	с горизонтальним потоком повітря
15	Система змащування	—	розбризкуванням
16	Палива	—	бензин, етанол
17	Масло	—	Автомобільне моторне масло SAE #20, #30 або 10W-30

Основні властивості етанолу й отриманого по реакції (1) та (2) синтез-газу представлені в табл. 4.1.3.

Таблиця 4.1.3 – Основні моторні властивості палив, які використовуються в ДВЗ 2Ч 8,4/6,5

Параметр	Паливо		
	C ₂ H ₅ OH	Синтез-газ (реакція 1)	Синтез-газ (реакція 2)
Елементарний склад, % мас: С	52	37,5	52
Н	13	12,5	13
О	35	50	35
Густина, кг/м ³	794	0,476	0,685
Нижча питома теплота згоряння:			
МДж/кг	27,2	23,97	28,82
МДж/м ³	21,16	11,39	19,76
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння ($\alpha = 1$):			
кг _{пов} /кг _{пал}	9	6,47	9
м ³ _{пов} /м ³ _{пал}	—	2,38	4,76
Нижча питома теплота згоряння стехіометричної суміші: МДж/кг	2,72	3,21	2,89
МДж/м ³	—	3,37	3,43

Принципова схема електростанції на базі ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 з ТХУ тепла ВГ, що працює на етанолі та синтез-газі представлена на рис. 4.1.2.

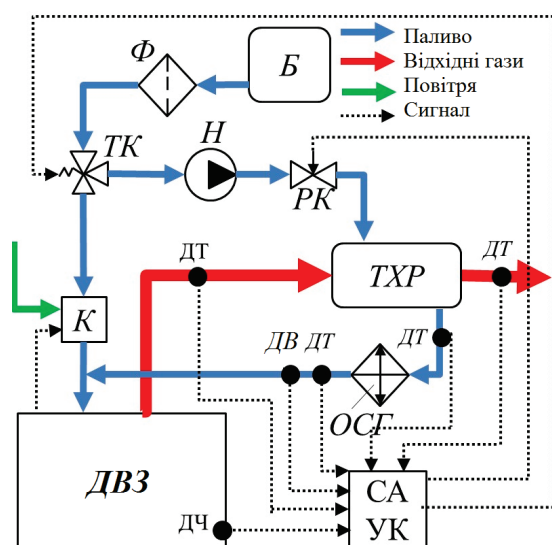


Рис. 4.1.2 – Принципова схема електростанції на базі ДВЗ 2Ч 8,4 / 6,5 з ТХУ тепла ВГ: Б – бак з етанолом; Ф – фільтр; ТК – триходовий клапан; Н – насос; РК – регулювальний клапан; ТХР – термохімічний реактор; ОСГ – охолоджувач синтез-газу; САУК – система автоматики, управління та контролю; К – карбюратор; ДТ – датчик температури; ДВ – датчик витрати; ДЧ – датчик частоти обертання колінчастого валу

Згідно зі схемою з бака Б рідкий етанол подається паливним насосом Н через фільтр Ф та триходовий клапан ТК в реактор ТХР. Контроль та регулювання подачі синтез-газу на впуск двигуна здійснюється по рідкій фазі. Для цього відразу за триходовим клапаном ТК встановлено регулювальний клапан РК, що працює за принципом дросельного пристрою. Етанол вводиться в камеру реактора ТХР, через теплообмінний модуль якої пропускається гріючий теплоносіє (відхідні газы двигуна). Проїшовши стадію термохімічного перетворення синтез-газ охолоджується до потрібної температури в охолоджувачі ОСГ і далі змішуючись з повітрям з карбюратора К надходить у впускний колектор двигуна. Енергетична установка забезпечена додатковими датчиками, а саме, датчи-

ками температури відхідних газів та синтез-газу ДТ, і датчиком витрати синтез-газу ДВ. Перехід на роботу на синтез-газі та функціонування системи утилізації здійснює система автоматики, управління і контролю САУК.

Основні характеристики процесу перетворення етанолу в синтез-газ по реакції парової конверсії та реакції розкладання показані на рис. 4.1.3.

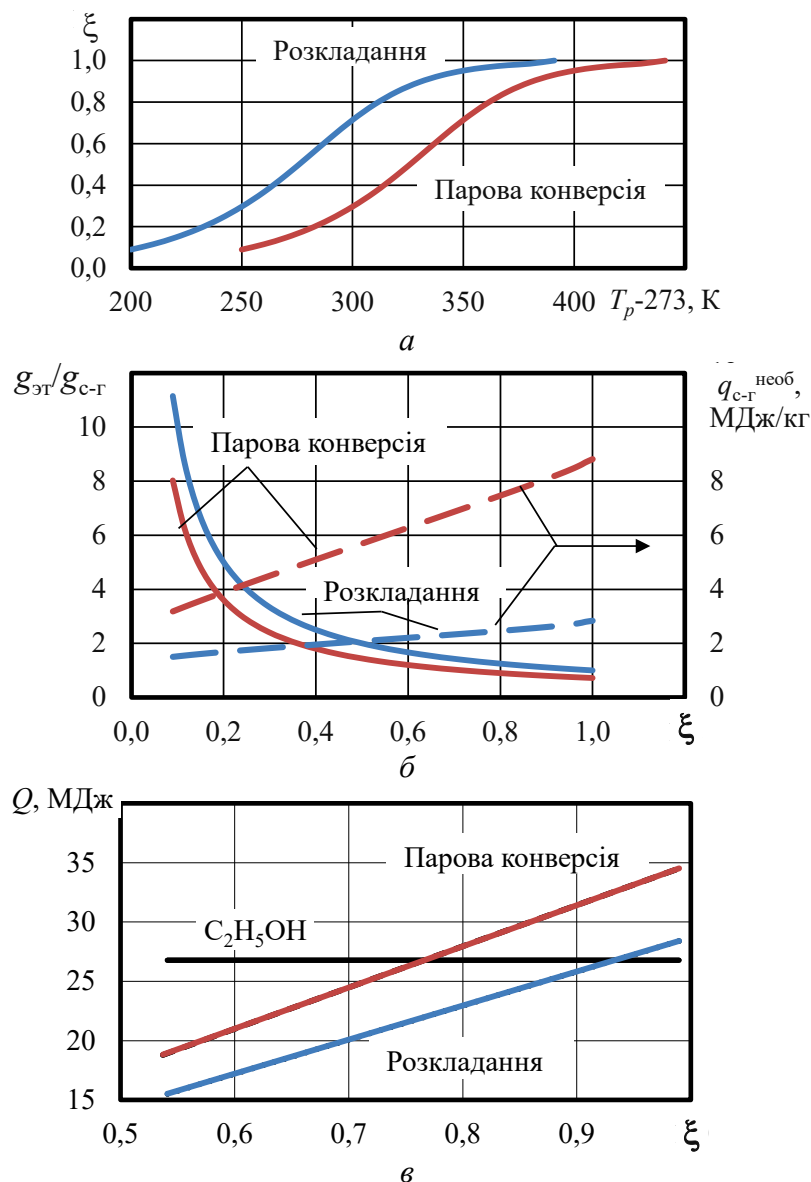


Рис. 4.1.3 – Основні характеристики процесу конверсії етанолу в синтез-газ:

a – залежність ступеня конверсії етанолу ξ від температури реакції T_p ; $б$ – залежність відносної витрати етанолу $g_{\text{ет}}/g_{\text{с-г}}$ та питомої теплоти конверсії $q_{\text{с-г}}^{\text{необ}}$ від ступеня конверсії ξ ; $в$ – порівняння теплоти згоряння синтез-газу Q при використанні 1 кг етанолу

Згідно з даними представленим на рис. 4.1.3 повна конверсія етанолу при реакції розкладання досягається при 663 K, а при паровій конверсії при 713 K. При повній конверсії для утворення 1 кг синтез-газу по реакції розкладання необхідно витратити 1 кг етанолу, а при паровій конверсії 0,72 кг. Питома теплота конверсії 1 кг етанолу, тобто теплота необхідна на нагрівання, випаровування, перегрів та хімічне перетворення, при повній конверсії для реакції розкладання становить 2,8 МДж, а для парової конверсії 8,8 МДж.

Сумарна теплота згоряння синтез-газу отриманого по реакції парової конверсії вище ніж у синтез-газу, отриманого за реакцією розкладання на 4,54 МДж (при повній конверсії). Це пояснюється тим, що при паровій конвер-

сії утворилася велика маса газу за рахунок участі в реакції додаткового реагенту – води.

Визначені основні параметри роботи двигуна 2Ч 8,4/6,5 в залежності від режиму навантаження при роботі по навантажувальній характеристиці ($n = 3600 \text{ хв}^{-1}$) на етанолі та синтез-газі, отриманих при повній конверсії по реакції парової конверсії та реакції розкладання (рис. 4.1.4).

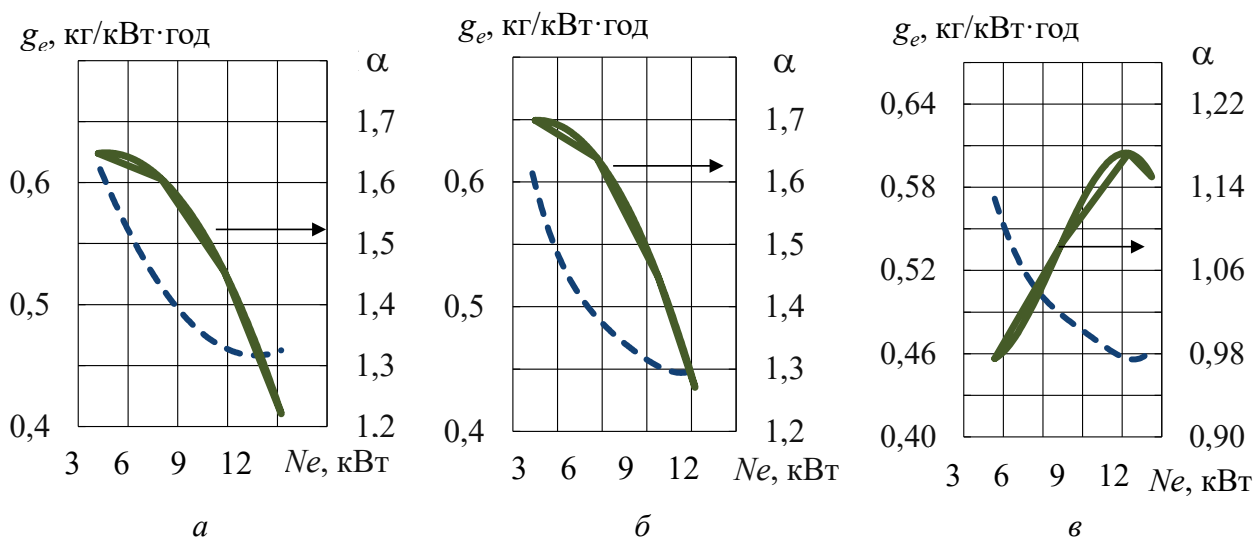


Рис. 4.1.4 – Навантажувальні характеристики ДВЗ 2Ч 8,4/6,5:

a – робота на синтез-газі отриманому паровою конверсією; *б* – робота на синтез-газі отриманому розкладанням; *в* – робота на етанолі

Номінальна потужність двигуна при роботі на етанолі знизилася з 18,6 кВт до 17,2 кВт в порівнянні з роботою на бензині. Дана обставина пояснюється більш низькою питомою теплотою згоряння етанолу ніж у бензині. Внаслідок особливостей процесу наповнення ДВЗ з зовнішнім сумішоутворенням, номінальна потужність двигуна при роботі на синтез-газі, яка досягнута обома способами конверсії становить 15,2 кВт, що на 12 % нижче ніж при роботі на етанолі. Найбільша ефективність ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 досягається при роботі двигуна на збіднених сумішах при коефіцієнті надлишку повітря 1,25...1,7.

На рис. 4.1.5 показано зміна температури відхідних газів в двигуні в залежності від навантаження при роботі по навантажувальній характеристиці. Температура відхідних газів при роботі на синтез-газі отриманому паровою конверсією лежить в діапазоні 683...853 К та 673...793 К при роботі на синтез-газі отриманому розкладанням. Даний температурний діапазон відповідає температурним характеристикам процесів хімічного перетворення етанолу.

Ефективність застосування ТХУ тепла ВГ виконується шляхом порівняння витрат етанолу g_e на двигуні й кількості затрачуваного етанолу для отримання синтез-газу на відповідному режимі роботи. На рис. 4.1.6–4.1.7 показані залежності економії етанолу при роботі двигуна 2Ч 8,4/6,5 на синтез-газі, отриманому паровою конверсією й розкладанням, по навантажувальній характеристиці для різних значень ступеня конверсії етанолу.

Рис. 4.1.5 – Температура відхідних газів в двигуні в залежності від навантаження при роботі по навантажувальній характеристиці:

————— – робота на синтез-газі отриманому паровою конверсією;
 – робота на синтез-газі отриманому розкладанням

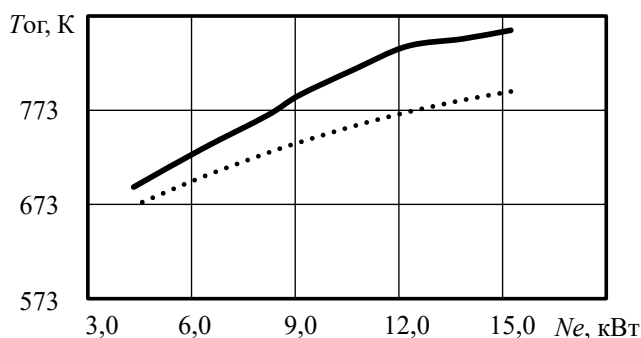


Рис. 4.1.6 – Економія етанолу при роботі ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 з ТХУ тепла ВГ по навантажувальній характеристиці на синтез-газі, який отримано паровою конверсією при різному ступені конверсії

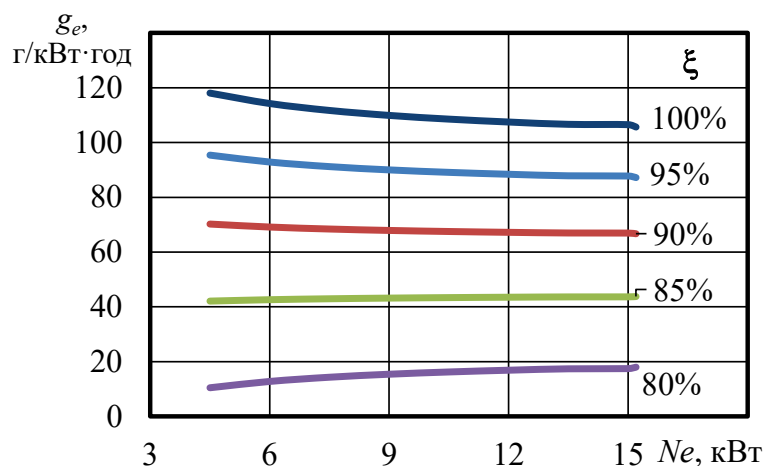
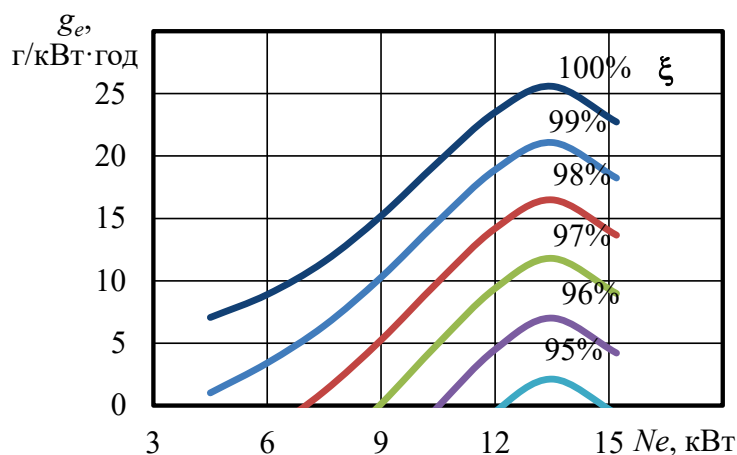


Рис. 4.1.7 – Зниження питомої витрати етанолу при роботі ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 по навантажувальній характеристиці на синтез-газі, який отримано паровою конверсією



Питома витрата етанолу при паровій конверсії знижується в широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 80...100 %. За рахунок участі води в процесі отримання синтез-газу, питома витрата g_e знижується на 6...126 г/(кВт·год) (1...23 %).

Питома витрата етанолу при реакції розкладання знижується при високих значеннях ступенів конверсії ξ – 95...100 %. За умови здійснення повної конверсії етанолу в синтез-газ, g_e знижується у всьому діапазоні роботи двигуна на 7...26 г/(кВт·год) (1 ... 5,4 %).

Перевірка умови реалізації розглянутих способів конверсії етанолу при використанні ТХУ теплоти ВГ в ДВЗ 2Ч 8,4/6,5, що входить до складу електростанції *Tristar 12500XL21 DET*, зводиться до порівняння кількості енергії, необ-

хідної для отримання синтез-газу та кількості теплоти, яка виділяється з відхідними газами на режимі роботи двигуна (рис. 4.1.8)

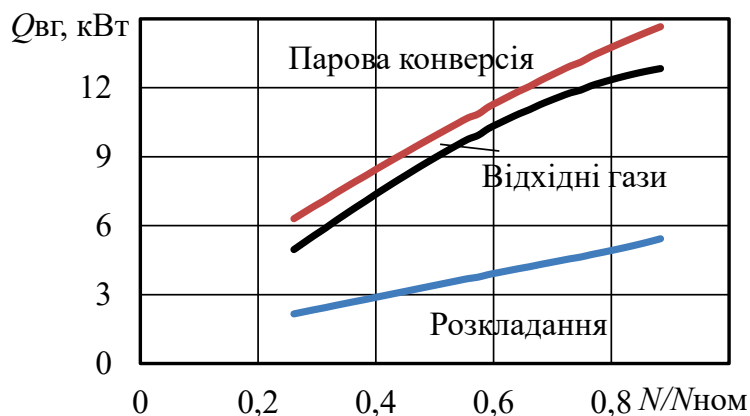


Рис. 4.1.8 – Енергії ВГ ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу

При застосуванні парової конверсії кількість енергії, яка необхідна для отримання синтез-газу перевищує теплоту, яка виділяється з відхідними газами на даному режимі роботи у всьому діапазоні зміни навантаження двигуна. Без додаткового джерела теплоти застосування парової конверсії етанолу на двигуні з ТХУ проблематично.

При застосуванні реакції розкладання кількість енергії Q , яка необхідна для отримання синтез-газу становить близько 40 % від теплоти, яка виділяється з відхідними газами на даному режимі роботи. Таким чином, встановлено, що для ДВЗ 2Ч 8,4/6,5, що працює на етанолі застосування ТХУ теплоти ВГ ефективно при конверсії етанолу по реакції розкладання.

Узгодження температур ВГ, процесу конверсії етанолу по реакції розкладання, синтез-газу на виході з ТХР для різних значень різниці температур на вході в утилізаційний пристрій представлено на рис. 4.1.9.

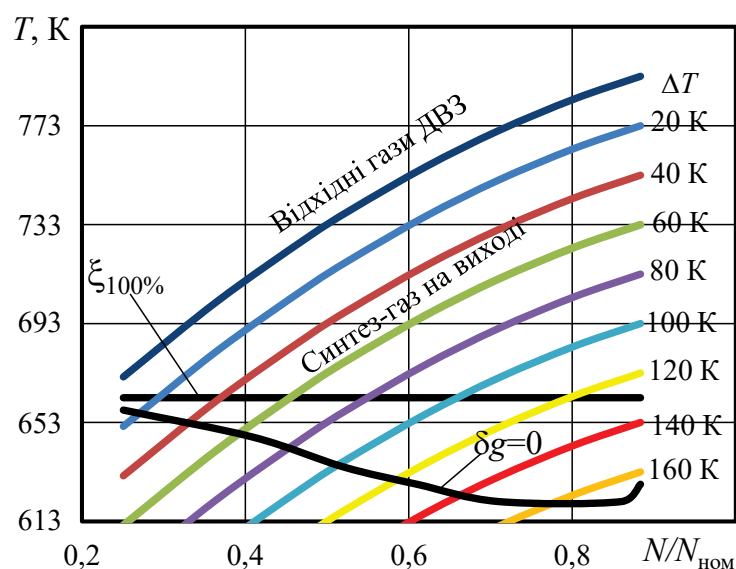


Рис. 4.1.9 – Потенціал температур синтез-газу на виході з утилізаційного пристрою при яких досягається зниження питомої витрати етанолу двигуна 2Ч 8,4/6,5

Різниця температур на вході в утилізаційний пристрій конверсії ΔT , при якій досягається зниження питомої витрати етанолу лежить в діапазоні 20...160 К.

Визначено діапазон роботи ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 з ТХУ теплоти ВГ по навантаженню при різних значеннях різниці температур на вході в утилізаційний пристрій (рис. 4.1.10) та діапазон зниження витрати палива δg_e^{em} (рис. 4.1.11).

Рис. 4.1.10 – Діапазон роботи двигуна 2Ч 8,4/6,5 з ТХУ теплоти ВГ при якому досягається паливна економічність

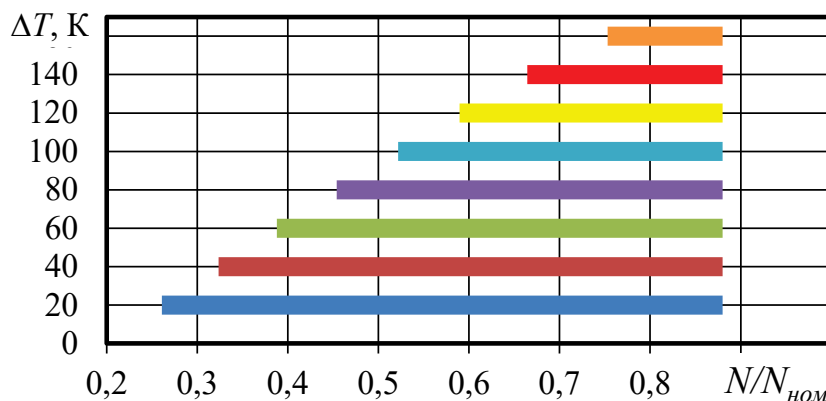
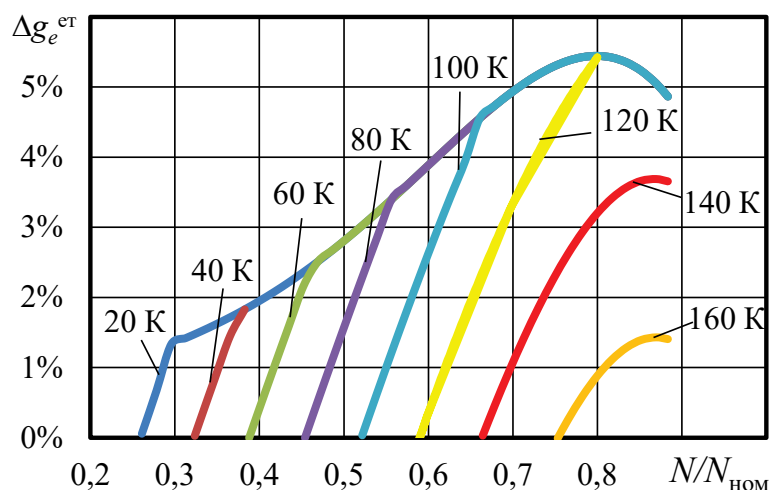


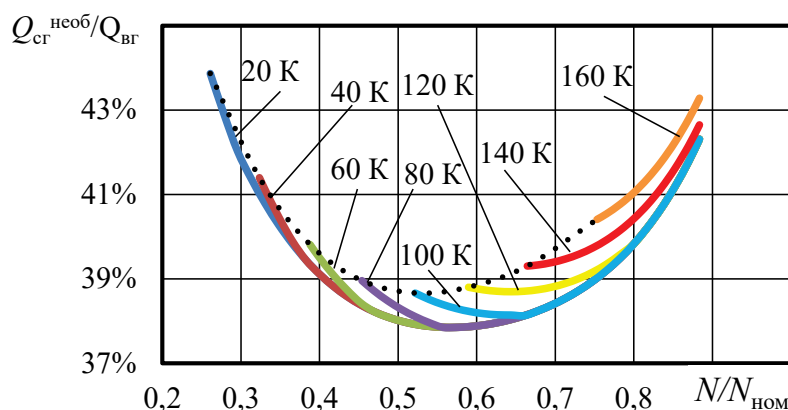
Рис. 4.1.11 – Діапазон зниження витрати етанолу при роботі ДВЗ 2Ч 8,4/6,5 з ТХУ тепла ВГ



Найбільший діапазон роботи двигуна спостерігається при значенні різниці температур 20 К і становить 25...88 % від номінального навантаження, а найменший при 160 К – 75...88 %.

Визначено залежності частки тепла відпрацьованих газів, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу δQ_{eg} від режиму навантаження та різниці температур на вході в утилізаційний пристрій (рис. 4.1.12). Граничні значення лежать в діапазоні 38...44 %.

Рис. 4.1.12 – Частка енергії ВГ ДВЗ 2Ч 8,4/6,5, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу



Таблиця 4.1.4 – Каталізатори, що сприяють зниженню температури конверсії етанолу по реакції розкладання

ΔT_p , К	Каталізатор/носії
25	Ni, Co, Cu / Zr
50	Pd / Al ₂ O ₃
75	Ni / Al ₂ O ₃
100	Ni / Y ₂ O ₃

процесу конверсії етанолу по реакції розкладання та синтез-газу для різних значень різниці температур на вході в утилізуючий пристрій представлено на рис. 4.1.13.

Встановлено, що зниження температури реакції конверсії T_p значно розширює межі значень різниці температур на вході в утилізаційний пристрій ΔT , при яких досягається зниження питомої витрати етанолу. При зниженні температури конверсії на 25 К верхня межа різниці температур на вході в утилізаційний пристрій ΔT збільшується в 1,18 рази, на 50 К – в 1,31 рази, на 75 К – в 1,5 рази, на 100 К – в 1,63 рази.

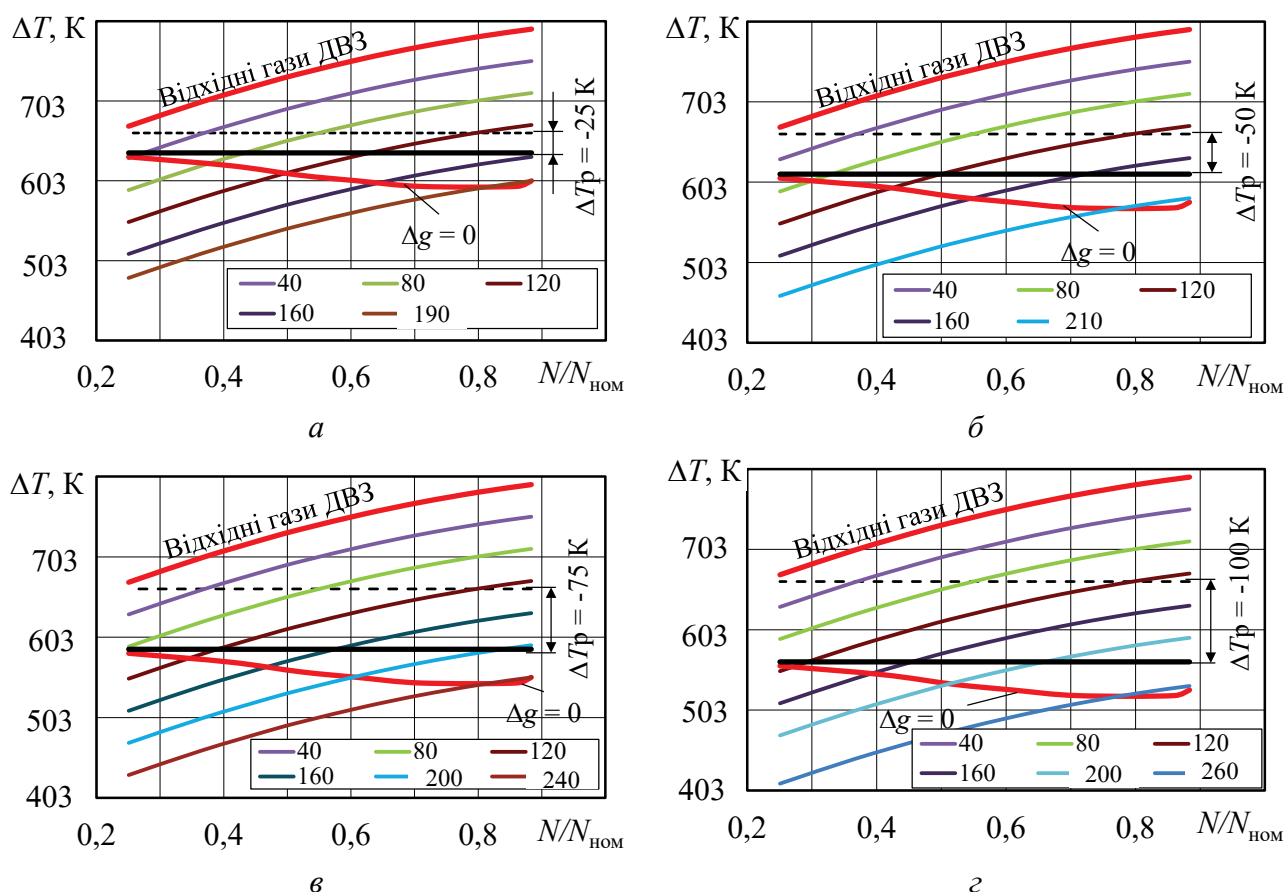


Рис. 4.1.13 – Узгодження температур ВГ, процесу конверсії етанолу по реакції розкладання та синтез-газу для різних значень різниці температур на вході в утилізуючий пристрій при роботі двигуна 2Ч 8,5/6,4 по навантажувальній характеристиці:

а – зниження T_p на 25 К; б – зниження T_p на 50 К;
в – зниження T_p на 75 К; г – зниження T_p на 100 К

Визначено діапазон роботи двигуна з ТХУ по навантаженню. Мінімальне значення потужності, при якій досягається зниження питомої витрати етанолу для різниці температур на вході в утилізаційний пристрій 40...160 К при зменшенні температури конверсії на 25...100 К знижується в 1,2...1,9 разів (рис. 4.1.14).

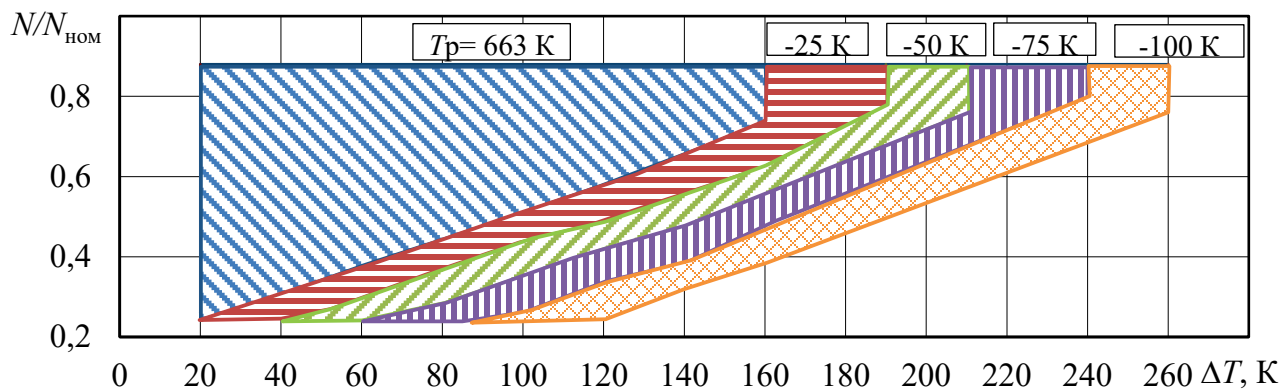
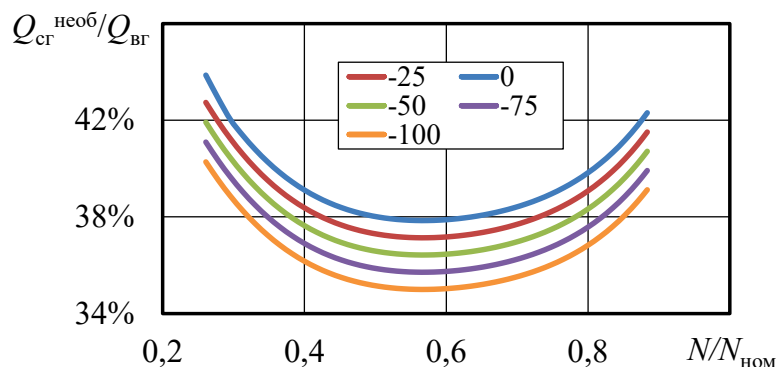


Рис. 4.1.14 – Вплив зниження температури реакції конверсії на діапазон роботи ДВЗ з ТХУ теплоти ВГ при якому досягається зниження питомої витрати етанолу

Визначено залежності частки теплоти відхідних газів, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу від режиму навантаження двигуна 2Ч 8,4/ 6,5 $N/N_{ном}$ та зниженні температури конверсії T_p (рис. 4.1.15).

Рис. 4.1.15 – Частка енергії ВГ ДВЗ 2Ч 8,4/6,5, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу в залежності від режиму навантаження двигуна та зниженні температури конверсії



Встановлено, що кількість енергії відхідних газів, яку раціонально утилізувати для отримання синтез-газу $\delta Q_{вг}$ при зменшенні температури конверсії знижується на 0,8...3,6 %.

4.2 Перспективи подальшого розвитку та оцінка економічного ефекту від реалізація концепції створення суднових енергетичних установок на базі термохімічних технологій

Модернізація малотоннажного судна «Bayliner 175 GT3» шляхом використання добавок синтез-газу в енергетичній установці. Для ПАТ «Черноморсудопроєкт» було виконано дослідження ефективності використання добавок синтез-газу до бензину для малотоннажних суден, а також передані практичні рекомендації щодо встановлення бензинового двигуна 4Ч 8,4/9,1 (*Volvo Penta 3.0GL*) [213] (рис. 4.2.1) на малотоннажне судно «Bayliner 175 GT3».

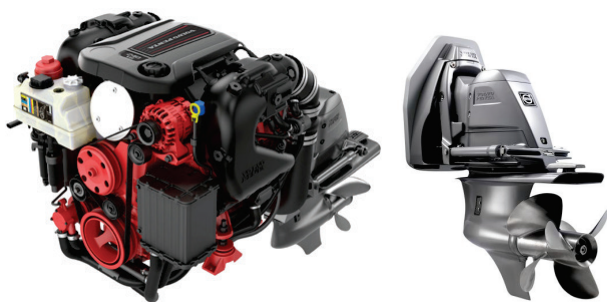


Рис. 4.2.1 – Загальний вигляд двигуна 4Ч 8,4/9,1 (*Volvo Penta 3.0GL*) та поворотно-відкидної колонки

Фотографія малотоннажного судна «*Bayliner 175 GT3*» представлена на рис. 4.2.2 [214].



Рис. 4.2.2 – Загальний вигляд малотоннажного судна «*Bayliner 175 GT3*»

Таблиця 4.2.1 – Параметри двигуна 4Ч 8,4/9,1 (*Volvo Penta 3.0GL*)

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Тип	—	Рядний
2	Об'єм	см ³	1997
3	Діаметр циліндра/хід поршня	мм	84/91
4	Кількість циліндрів	—	4
5	Число клапанів	—	16
6	Максимальна потужність при 6000 об/хв	кВт/к. с.	121/165
7	Максимальний крутний момент при 4000 об/хв	Н·м	208
8	Тип упорскування палива	—	Багатоточковий
9	Паливо	—	Бензин А-95
10	Норма токсичності	—	Євро-4

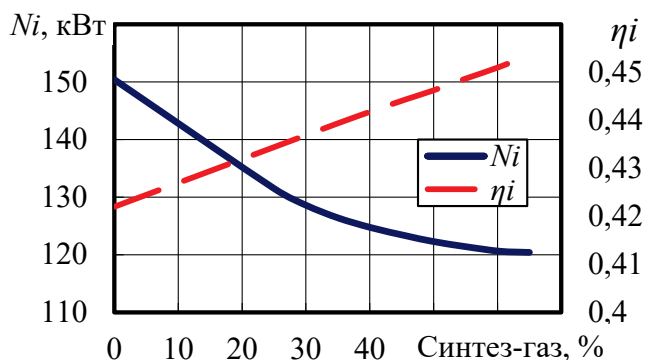
Основні параметри двигуна 4Ч 8,4/9,1 наведені в табл. 4.2.1. Основні характеристики малотоннажного судна «*Bayliner 175 GT3*» наведені у табл. 4.2.2.

Таблиця 4.2.2 – Характеристики малотоннажного судна «*Bayliner 175 GT3*»

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Найбільша довжина	м	5,33
2	Найбільша ширина	м	2,11
3	Осадка	м	0,91
4	Максимальна швидкість	вузлів	39
5	Ефективна потужність двигуна	кВт	120

На базі уточнених рівнянь тепловиділення було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна 4Ч 8,4/9,1 при різній величині добавки синтез-газу до бензину. Зміна індикаторної потужності та індикаторного ККД для двигуна 4Ч 8,4/9,1 в залежності від величини добавки синтез-газу до бензину подана на рис. 4.2.3.

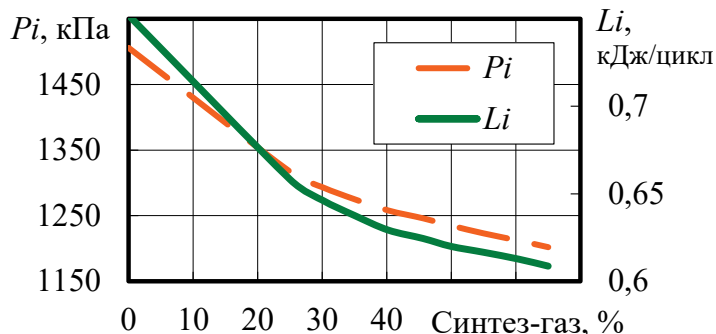
Рис. 4.2.3 – Вплив величини добавки синтез-газу до бензину на індикаторну потужність та індикаторний ККД двигуна 4Ч 8,4/9,1



При роботі двигуна на бензині з добавками синтез-газу спостерігається зниження індикаторної потужності із 150,4 до 120,4 кВт, при роботі тільки на бензині та при добавці 65 % синтез-газу до бензину відповідно. Зниження потужності при цьому складе приблизно 20 %. Також спостерігається зростання індикаторного ККД на 3...7 % відповідно.

Залежно від величини добавки синтез-газу до бензину 25...65 % спостерігається зниження індикаторного тиску і індикаторної роботи циклу на 12...20 % (рис. 4.2.4).

Рис. 4.2.4 – Зміна індикаторного тиску і індикаторної роботи циклу двигуна 4Ч 8,4/9,1 у залежності від величини добавки синтез-газу до бензину



Зменшення меж кута випередження запалювання при використанні добавки синтез-газу до бензинового паливу відбувається за рахунок збільшення швидкості згоряння (рис. 4.2.5) при збільшенні частки H_2 у паливі. Так, межі зміни кута випередження запалювання на режимі 6000 об/хв (максимальної потужності двигуна) склали 5...11° до ВМТ. Зміна значення кута випередження запалювання є наслідком досить високих значень швидкості згоряння в порівнянні з бензиновим паливом. Швидкість згоряння палива з добавкою синтез-газу знаходиться в межах 0,48...0,74 м/с, а для бензину – 0,32 м/с.

Зміна максимального тиску згоряння і тривалості згоряння представлено на рис. 4.2.6.

Підвищення тиску згоряння при добавці синтез-газу до бензину пояснюється збільшеною концентрацією водню в паливі, а зменшення тривалості згоряння – високою швидкістю згоряння альтернативного палива. Так, при вели-

чині добавки синтез-газу до бензину 65 %, для ДВЗ 4Ч 8,4/9,1, тривалість згоряння знижується на 37 %. Залежно від величини добавки синтез-газу тривалість згоряння φ_z лежить в діапазоні 38...55°. Зменшення коефіцієнта наповнення та нижчої теплоти згорання в залежності від величини добавки синтез-газу до бензину наведені на рис. 4.2.7. Так, тепло, яке вводиться на 1 м³ обсягу циліндра при зовнішньому сумішоутворенні і стехіометричному співвідношенні з повітрям для бензину, становить 3553 кДж, а для добавки синтез-газу до бензину 65 % по масі – 3317 кДж, тобто на 6,64 % нижче, що й обумовлює зниження індикаторної потужності двигуна.

Рис. 4.2.5 – Зміна кута випередження запалювання і нормальної швидкості поширення фронту полум'я у залежності від добавки синтез-газу

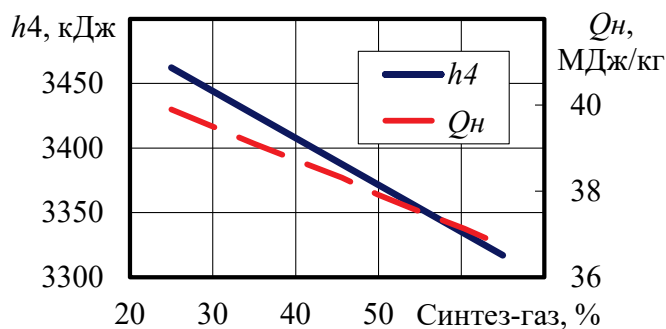


Рис. 4.2.6 – Вплив величини добавки синтез-газу до бензину на максимальний тиск і тривалість згоряння

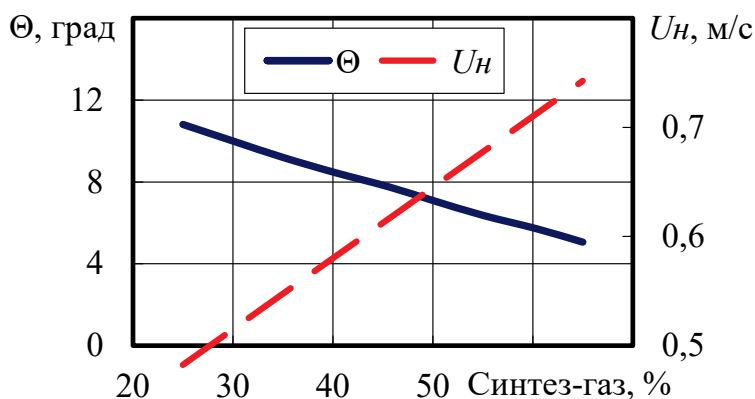
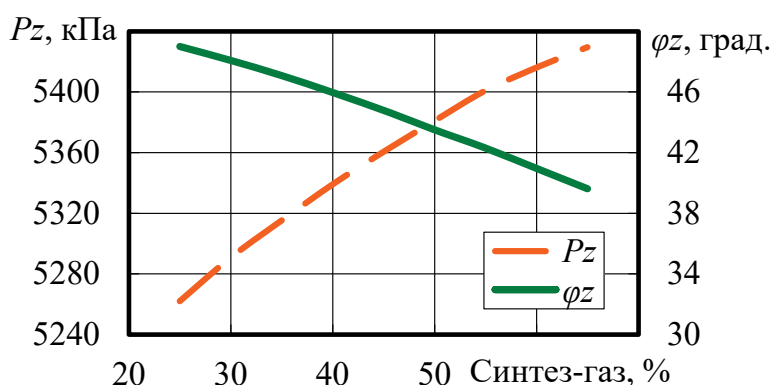


Рис. 4.2.7 – Залежності коефіцієнта наповнення й нижчої теплоти згоряння від величини добавки синтез-газу до бензину



На рис. 4.2.8 наведені індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів у циліндрі двигуна при роботі на бензині та при величині масової добавки синтез-газу до бензину 25...65 %. Максимальне значення тиску процесу згоряння залежно від величини добавки синтез-газу до бензину знаходиться у діапазоні 5,26...5,43 МПа, а максимальне значення температури – 2820 К, що відповідає допустимим значенням, необхідним для забезпечення механічної й те-

рмічної міцності деталей КШМ двигуна. При цьому згоряння проходить спокійно без різких наростань тиску.

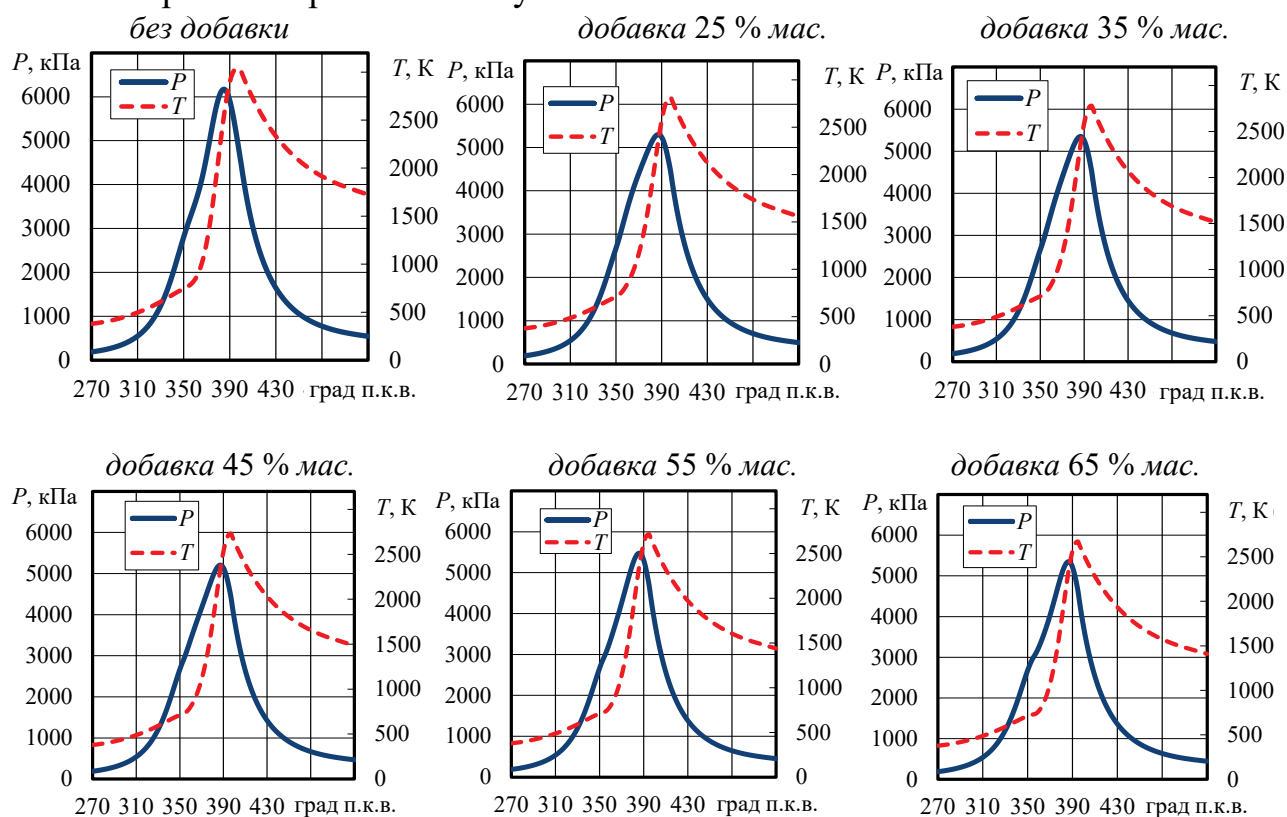


Рис. 4.2.8 – Індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів двигуна 4Ч 8,4/9,1 при роботі на бензині та при величині масової добавки синтез-газу до бензину $C_{CG} = 25 \dots 65 \%$

Вплив величини добавки синтез-газу до бензину на ефективні показники двигуна представлено на рис. 4.2.9. При величині добавки синтез-газу до бензину в діапазоні 25...65 % від маси палива спостерігається зростання ефективного ККД на 3...7 % за рахунок підвищення коефіцієнта надлишку повітря α до 1,1...1,22 при згорянні суміші бензину та синтез-газу (для бензину – 0,85...0,95), що приводить до зменшення теплових втрат, зниження температури відпрацьованих газів і скорочення викидів токсичних речовин, при цьому зростання величини добавки синтез-газу призводить до зростання ефективного ККД двигуна.

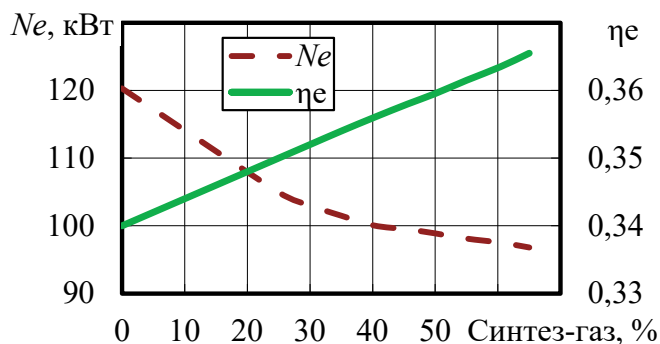


Рис. 4.2.9 – Вплив величини добавки синтез-газу до бензину на ефективну потужність та ефективний ККД двигуна 4Ч 8,4/9,1

Тобто співвідношення корисної механічної роботи двигуна до кількості затраченої теплоти – при роботі на бензині нижче, ніж при роботі на бензині з добавками синтез-газу. При роботі двигуна на бензині з добавкою синтез-газу 65 % спостерігається зниження ефективної потужності на 20 % у порівнянні з роботою двигуна на бензині.

Встановлено, що на основні показники робочого процесу двигуна з іскровим запаленням значно впливає величина добавки синтез-газу до бензинового палива. Рациональна величина добавки становить 25...65 % від маси палива. Величина добавки синтез-газу до бензину, обумовлена такими факторами: питомою індикаторною витратою палива, потужністю двигуна, індикаторним ККД та допустимими навантаженнями на основні деталі КШМ, а в разі отримання синтез-газу шляхом термохімічної утилізації тепла, також і кількістю утилізованої енергії ВГ.

У результаті виконаних досліджень підтверджена доцільність використання добавок синтез-газу до бензину для малотоннажного судна «*Bayliner 175 GT3*» та запропоновано розташування елементів паливної системи при роботі двигуна 4Ч 8,4/9,1 на бензині з добавками синтез-газу (рис. 4.2.10).

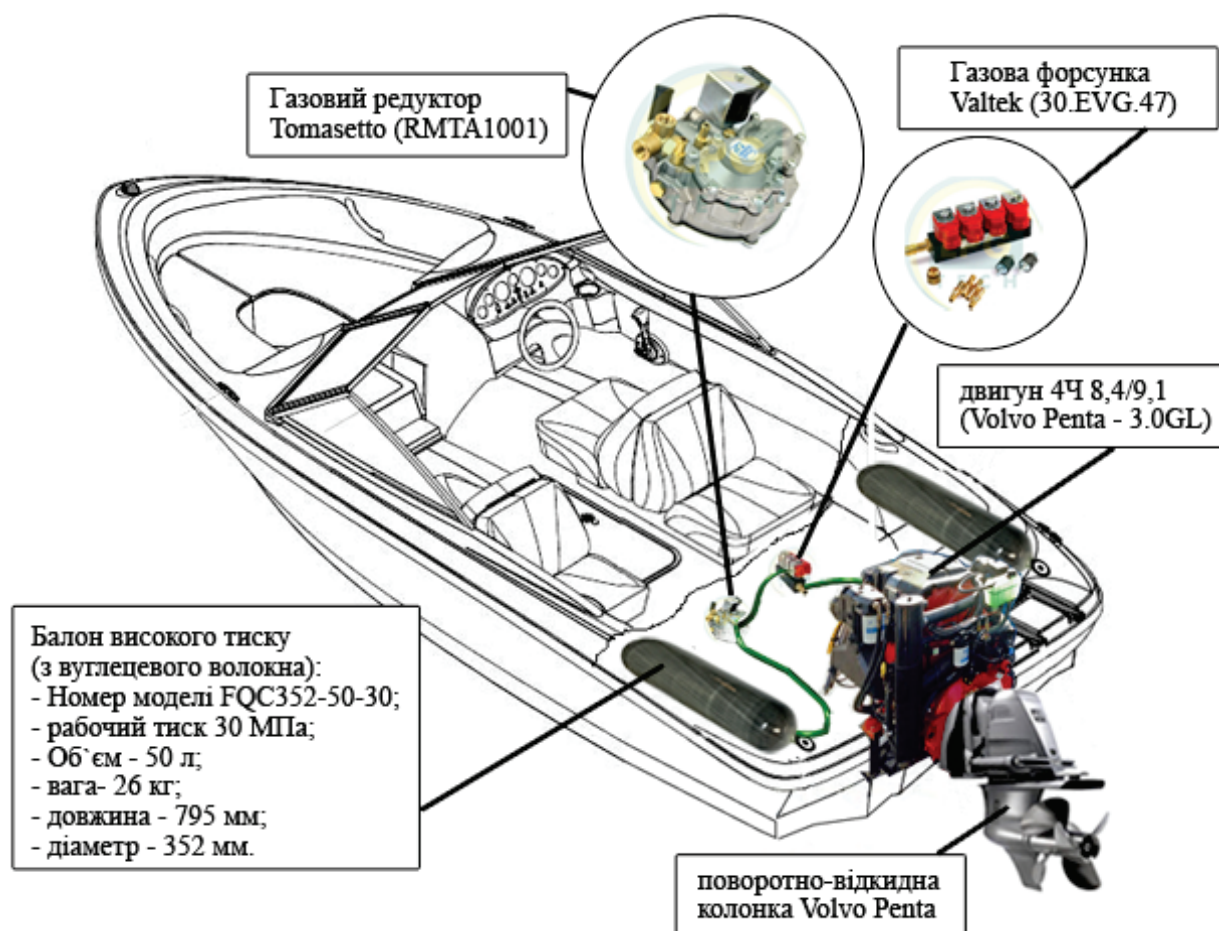


Рис. 4.2.10 – Розташування елементів паливної системи малотоннажного судна («*Bayliner 175 GT3*») при роботі двигуна 4Ч 8,4/9,1 на бензині з добавками синтез-газу

У таблиці 4.2.3 наведені техніко-економічні показники двигуна 4Ч 8,4/9,1 при роботі на бензині, та при роботі на бензині з добавками синтез-газу. Розрахунки економічної ефективності виконано у табличній формі (табл. 4.2.4).

Таблиця 4.2.3 – Техніко-економічні показники двигуна 4Ч 8,4/9,1

Найменування показника	Позначення	Паливо		
		Бензин	Бензин + Ссг=25%	Бензин + Ссг=65%
Потужність, кВт	N_e	120,3	105	96
Частота обертання, хв ⁻¹	n	6000	6000	6000
Діаметр циліндра, м	D	0,084	0,084	0,084
Хід поршня, м	S	0,091	0,091	0,091
Питома витрата палива, кг/(кВт·год)	g_e	0,268	0,268	0,268
Ціна палива, грн/(кВт·год)	$\Pi_{\text{п}}$	5,69	4,94	3,74
Час роботи за рік, год	t	720	720	720
Коефіцієнт використання потужності	$K_{\text{п}}$	0,95	0,95	0,95

Таблиця 4.2.4 – Розрахунки економічної ефективності

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Паливо		
			Бензин	Бензин + Ссг=25%	Бензин + Ссг=65%
Річна продуктивність	$N, \text{кВт} \cdot \text{год у рік}$	$N = K_{\text{п}} \cdot N_e \cdot t$	82285,2	71820	65664
Річні поточні витрати на паливо	$З_{\text{п}}, \text{грн}$	$З_{\text{п}} = N \cdot \Pi_{\text{п}} \cdot g_e$	125478	95084	65816
Річна економія при експлуатації двигуна на бензині з добавками синтез-газу	$З_{\text{р}}, \text{грн}$	$З_{\text{р}} = З_{\text{п}}(б) - З_{\text{п}}(C_{\text{сг}})$	–	30394	59662
Витрати на паливо за год	$З_{\text{пг}}, \text{грн}$	$З_{\text{пг}} = З_{\text{п}} / t$	174,3	132,1	91,4
Годинна економія при експлуатації двигуна на бензині з добавками синтез-газу	$З_{\text{рг}}, \text{грн}$	$З_{\text{рг}} = З_{\text{пг}}(б) - З_{\text{пг}}(C_{\text{сг}})$	–	42,2	82,9
Годинна економія при експлуатації двигуна на бензині з добавками синтез-газу	$З_{\text{рг}}, \%$			24	48

Наведений результат розрахунків свідчить, що годинна економія при експлуатації двигуна 4Ч 8,4/9,1 на бензині з добавками синтез-газу (25...65 %) складає 24...48 % від вартості бензину.

Підвищення ефективності використання спиртового палива в головному двигуні IVECO N45 малотоннажного пасажирського катера. Міські пасажирські катера зараз проходять етап істотних перетворень у дизайні. На-

приклад, деякі проектувальники мають точку зору, що більшості городян до вподоби човни, стилізовані більше в естетиці сучасних авто, трамваїв або автобусів. З точки зору потенційних явищ цих суден пасажирський човен *Calais Majest'In* (рис. 4.2.11, табл. 4.2.5), який був побудований у травні 2013 року, дає цікавий погляд на те, як ця тенденція може розвиватися. Міжнародна компанія *Sterling Design* підготувала план для алюмінієвого судна розміром 19,7 м, який був сертифікований відповідно до правил місцевого водного сполучення, і який призначений для прокладання 4-х кілометрового маршруту в денний час у місті Кале, між Цитаделлю Кале та Понт-де-Колуньє. За оцінками, ця подорож триває приблизно 35 хвилин у кожному напрямку.



Рис. 4.2.11 – Катер *Calais Majest'in*

Таблиця 4.2.5 – Технічні характеристики катера *Calais Majest'in*

№ з.п.	Довжина судна	19,7 м
1	Ширина найбільша	5,6
2	Проектна осадка	1,2 м
3	Швидкість	6,5 вузлів
4	Виробник двигуна	Iveco
5	Кількість двигунів	1
6	Потужність двигуна	92 кВт
7	Екіпаж	2–3 чол.
8	Пасажирів	70

Будівництво було завершено співвітчизником французької компанії *Alumarine Shipyard*, і отримане судно може бути налаштоване в двох моделях: транспортна версія, яка дозволяє відкрити каюту для розміщення до 70 пасажирів; і ресторанний варіант, для нічних круїзів, вечірніх прийомів та корпоративних заходів, які забезпечать встановлення на борту бортового обладнання, що надає внутрішню місткість до 44 гостей. Човниковий катер оснащений пандусами на носі, для легкого і безпечного доступу пасажирів - ще одна користь для тих міських мандрівників, які можуть бути обережні з посадками на річкових катерах. *Sterling* також спростила можливості судна для причалювання, щоб рі-

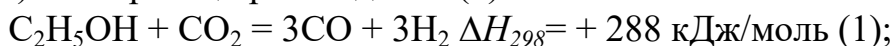
зко скоротити кількість палива, яке, як правило, споживається, коли пілот намагається маневрувати судно.

Як додатковий привід для ефективної маневреності, на Calais Majest'In був встановлений гідравлічний джойстик для швидкого та легкого стикування, а також для уникнення будь-яких інших малих суден, які можуть подорожувати на водному шляху в той самий час.

Як головний двигун на катері використовується чотиритактний безнаддувний дизельний двигун *IVECO N45* (типу 6ЧН10,4/13,2) потужністю 90 кВт при частоті обертання колінчастого вала 2800 об/хв. (рис. 4.2.12).

Було проведено дослідження ефективності заміщення дизельного палива на паливний етанол. Також був проведений аналіз способів подачі етанолу в двигун. Було прийняте рішення конвертувати дизельний двигун *IVECO N45* для роботи на етанолі шляхом використання примусового запалювання, як найбільш поширеної та відпрацьованої технології використання спиртового палива. Основні властивості синтез-газу за способом отримання подано в табл. 4.2.6.

Були проведені розрахунки роботи двигуна *IVECO N45* на синтез-газах, отриманих за допомогою термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів трьома різними способами: вуглекислотною конверсією (1), паровою конверсією (2) та по реакції розкладання (3):



Основні характеристики процесу перетворення етанолу в синтез-газ по реакції парової конверсії, вуглекислотній конверсії та реакції розкладання показані на рис. 4.2.13–4.2.18.

На базі уточнених рівнянь тепловиділення було виконано математичне моделювання робочого циклу двигуна *IVECO N45* на номінальному режимі роботи на етанолі та синтез-газі, отриманих при повній конверсії по реакції парової конверсії, реакції розкладання і реакції вуглекислотної конверсії (рис. 4.2.19–4.2.21).

Ефективність застосування ТХУ теплоти ВГ у ДВЗ *IVECO N45* виконується шляхом порівняння витрат етанолу g_e на двигуні й кількості затрачуваного етанолу для отримання синтез-газу на відповідному режимі роботи.

На рис. 4.2.22–4.2.25 показані залежності питомої витрати етанолу при роботі двигуна на синтез-газі, отриманому паровою конверсією (ПК), вуглекислотною конверсією (ВК) і розкладанням (Р) для різних значень ступеня конверсії етанолу.

Питома витрата етанолу при паровій конверсії знижується в широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 75...100 %.



Рис. 4.2.12 – Двигун *IVECO NEF N45*

Таблиця 4.2.6 – Основні властивості синтез-газу за способом отримання

Реакція	Парова конверсія	Вуглекислотна конверсія	Реакція розкладання
Кількість реагенту, г	C ₂ H ₅ OH	46	46
	H ₂ O	18	0
	CO ₂	0	44
	E	64	90
Кількість продукту, г	CO	56	84
	H ₂	8	6
	CH ₄	0	0
	CO ₂	0	0
	E	64	90
Кількість продукту, моль	CO	2	3
	H ₂	4	3
	CH ₄	0	0
	CO ₂	0	0
	E	6	6
Масовий вміст продуктів реакції	CO	0,87	0,93
	H ₂	0,12	0,06
	CH ₄	0	0
	CO ₂	0	0
	E	1	1
Об'ємний вміст продуктів реакції	CO	0,33	0,5
	H ₂	0,66	0,5
	CH ₄	0	0
	CO ₂	0	0
	E	1	1
К-ть повітря для згоряння 1 м ³ речовини, м ³	CO	2,38	2,38
	H ₂	2,38	2,38
	CH ₄	9,52	9,52
	CO ₂	0	0
К-ть повітря для згоряння 1 кг речовини, кг	CO	2,46	2,46
	H ₂	34,49	34,49
	CH ₄	17,18	17,18
	CO ₂	0	0
Густина речовин при 0 °C, кг/м ³	CO	1,25	1,25
	H ₂	0,08	0,08
	CH ₄	0,71	0,71
	CO ₂	1,97	1,97
Теплота згоряння речовин, МДж/м ³	CO	12,62	12,62
	H ₂	10,78	10,78
	CH ₄	35,88	35,88
	CO ₂	0	0
Теплота згоряння речовин, МДж/кг	C ₂ H ₅ OH	27,2	27,2
	CO	10,09	10,09
	H ₂	121,12	121,12
	CH ₄	50,04	50,04
	CO ₂	0	0
ρ^{c-g}	кг/м ³	0,47	0,66
L_o^{c-g}	м ³ /м ³	2,38	2,38
	кг/кг	6,46	4,59
$L_o^{эт}$	кг/кг	9	9
Q_n^{c-g}	МДж/кг	23,97	17,49
	МДж/м ³	11,39	11,7
$Q_n^{см.с-г}$	МДж/кг	3,21	3,12
	МДж/м ³	3,37	3,46
$Q_n^{см.эт}$	МДж/кг	2,72	2,72
$Q^{с.г}$	МДж	33,35	34,23
$\Delta Q^{с.г}$	МДж	6,15	7,03
	%	22,63	25,86
$\Delta H_{х,р}$	кДж/моль	256,14	297,31
	МДж/кг	5,56	6,46
ΔQ	МДж	0,58	0,57

Рис. 4.2.13 – Залежність теплового ефекту реакції від температури (вуглекислотна конверсія)

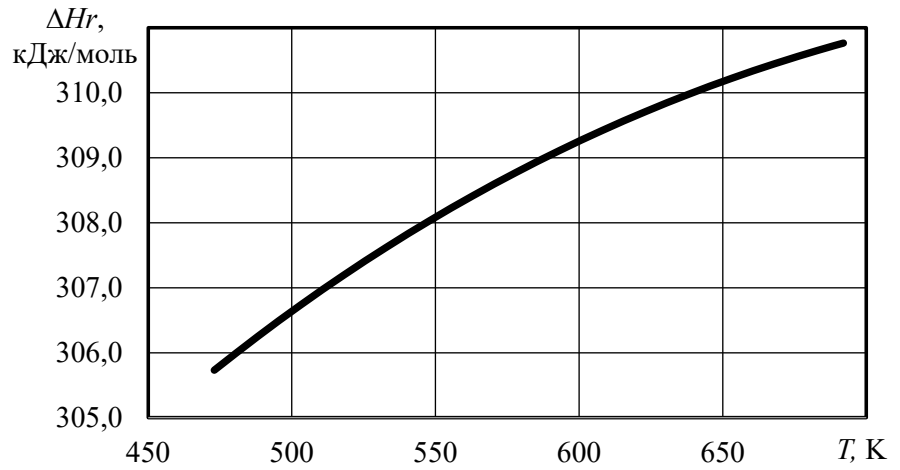


Рис. 4.2.14 – Залежність ступеня конверсії C_2H_5OH від температури (вуглекислотна конверсія)

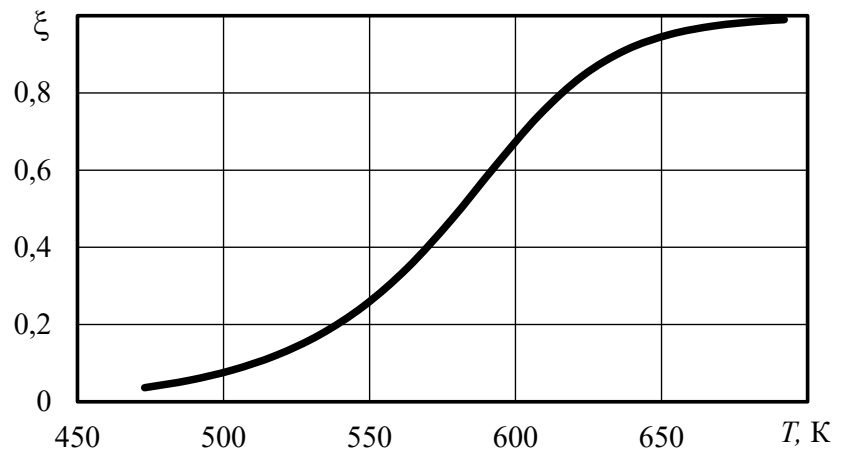


Рис. 4.2.15 – Залежність теплового ефекту реакції від температури (парова конверсія)

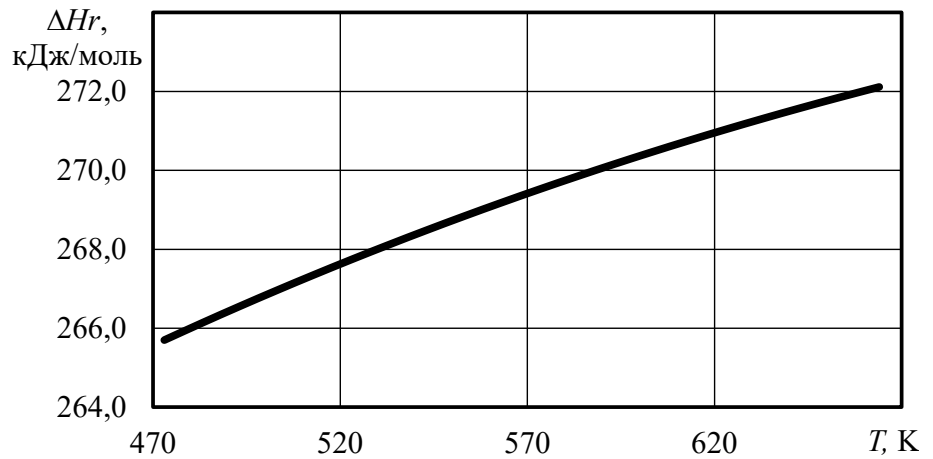
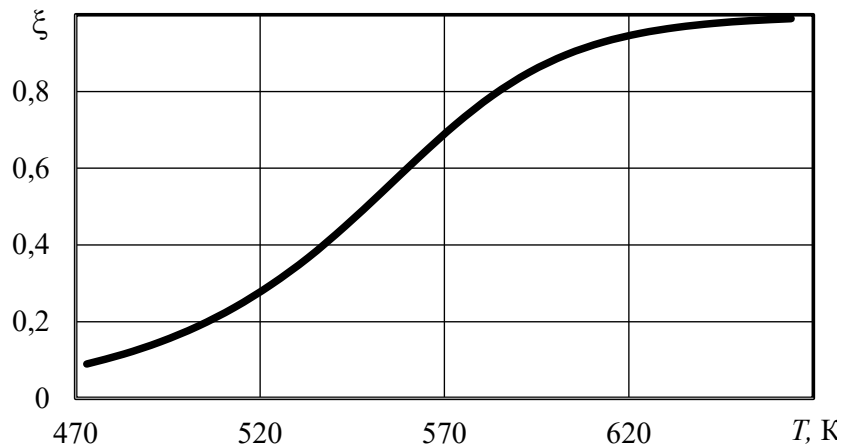


Рис. 4.2.16 – Залежність ступеня конверсії C_2H_5OH від температури (парова конверсія)



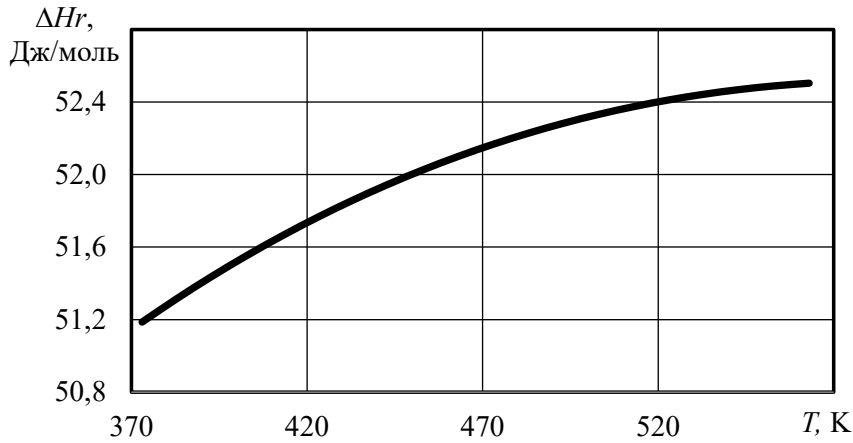


Рис. 4.2.17 – Залежність теплового ефекту реакції від температури (реакція розкладання)

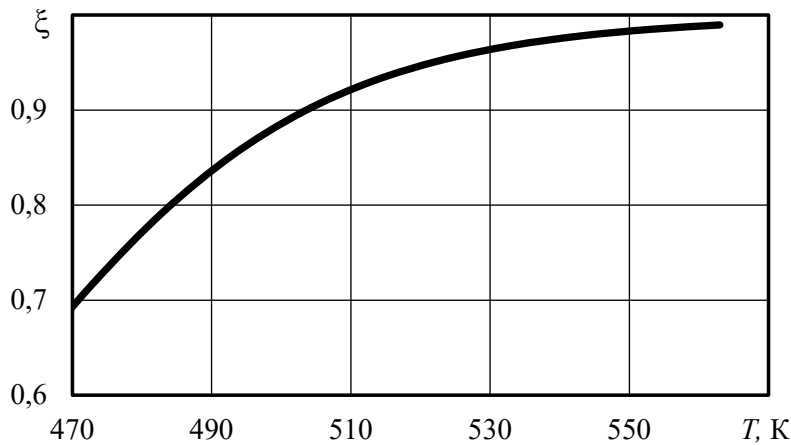


Рис. 4.2.18 – Залежність ступеня конверсії C_2H_5OH від температури (реакція розкладання)

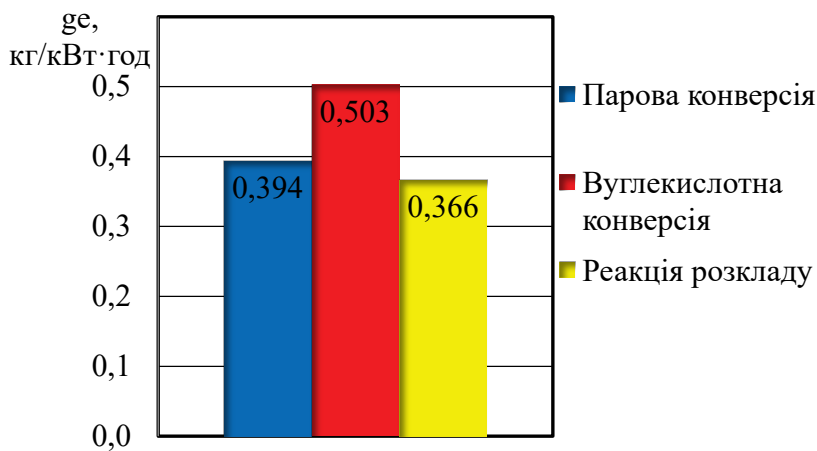


Рис. 4.2.19 – Питома витрата синтез-газу при різних способах отримання

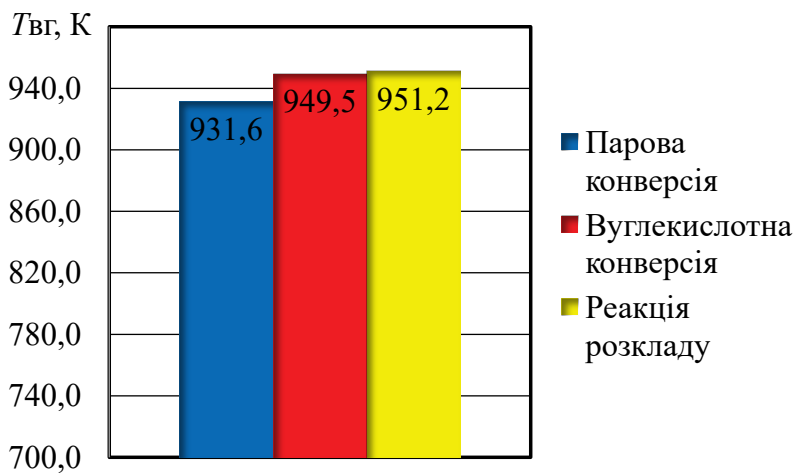


Рис. 4.2.20 – Середньої температура відпрацьованих газів

Рис. 4.2.21 – Витрата відпрацьованих газів

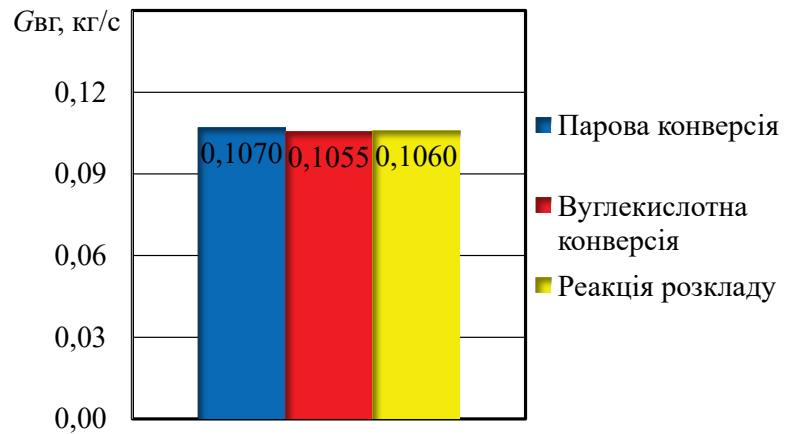


Рис. 4.2.22 – Залежність питомої витрати етанолу від ступені конверсії при ПК

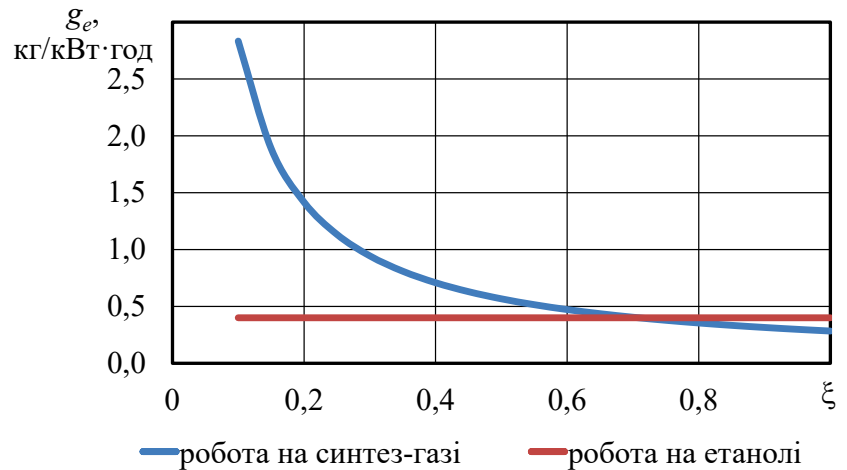


Рис. 4.2.23 – Залежність питомої витрати етанолу від ступені конверсії при ВК

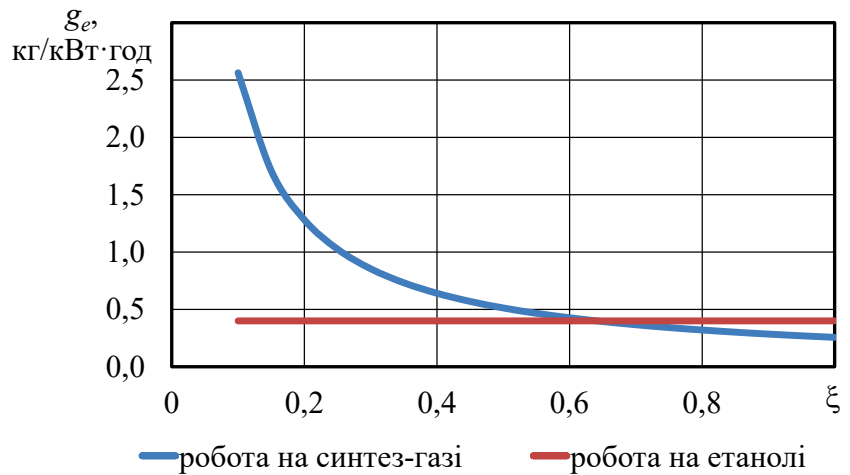
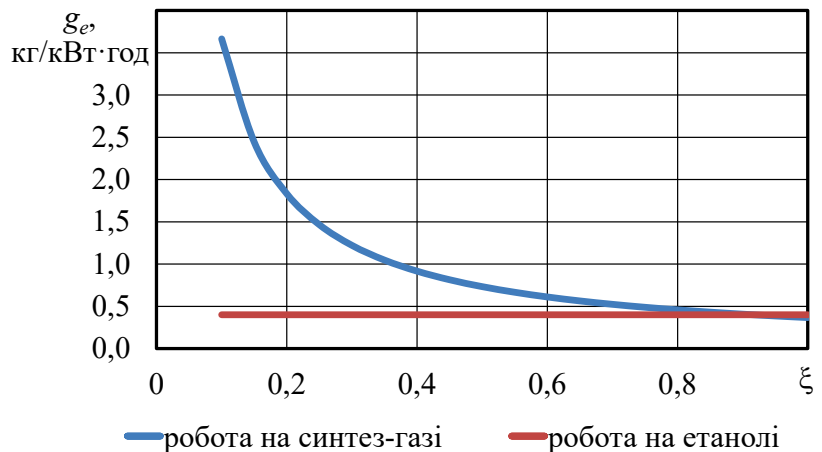


Рис. 4.2.24 – Залежність питомої витрати етанолу від ступені конверсії при Р



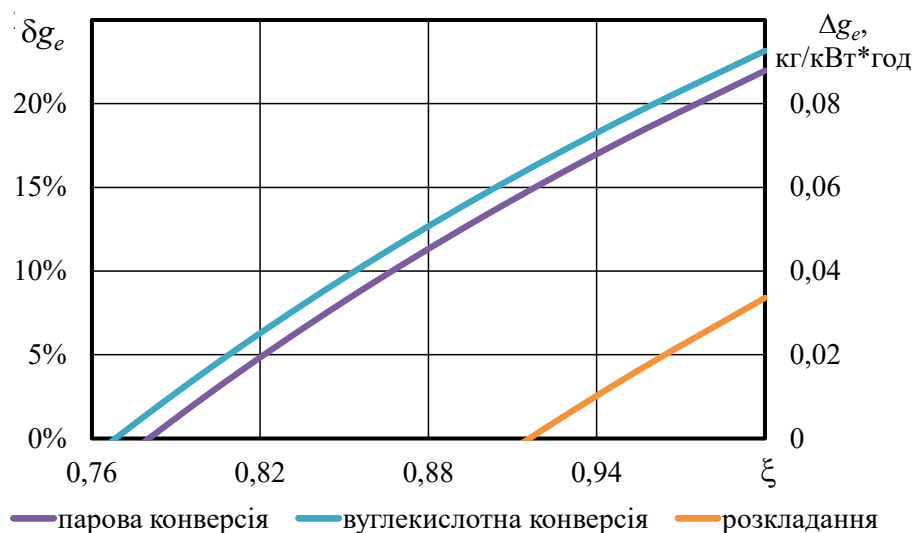


Рис. 4.2.25 – Залежність економії палива від ступеня конверсії при різних способах отримання

Питома витрата етанолу при вуглекислотній конверсії знижується в широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 76...100 %. Питома витрата етанолу при реакції розкладу знижується в широкому діапазоні зміни ступеня конверсії ξ – 86...100 %.

За умови здійснення повної конверсії етанолу в синтез-газ способом парової конверсії g_e знижується на 0,089 кг/(кВт·год) (22 %), способом вуглекислотної конверсії – на 0,091 кг/(кВт·год) (23 %), способом розкладання – на 0,032 кг/(кВт·год) (8 %).

Перевірка умови реалізації розглянутих способів конверсії етанолу при використанні ТХУ теплоти ВГ, зводиться до порівняння кількості енергії, необхідної для отримання синтез-газу та кількості теплоти, яка виділяється з відхідними газами на режимі роботи двигуна. Дані наведено у табл. 4.2.7 та на рис. 4.2.26–4.2.28.

При застосуванні парової і вуглекислотної конверсії кількість енергії, яка необхідна для отримання синтез-газу перевищує теплоту, яка виділяється з відхідними газами на даному режимі роботи у всьому діапазоні зміни навантаження двигуна. Без додаткового джерела теплоти застосування парової конверсії та вуглекислотної конверсії етанолу на двигуні проблематично.

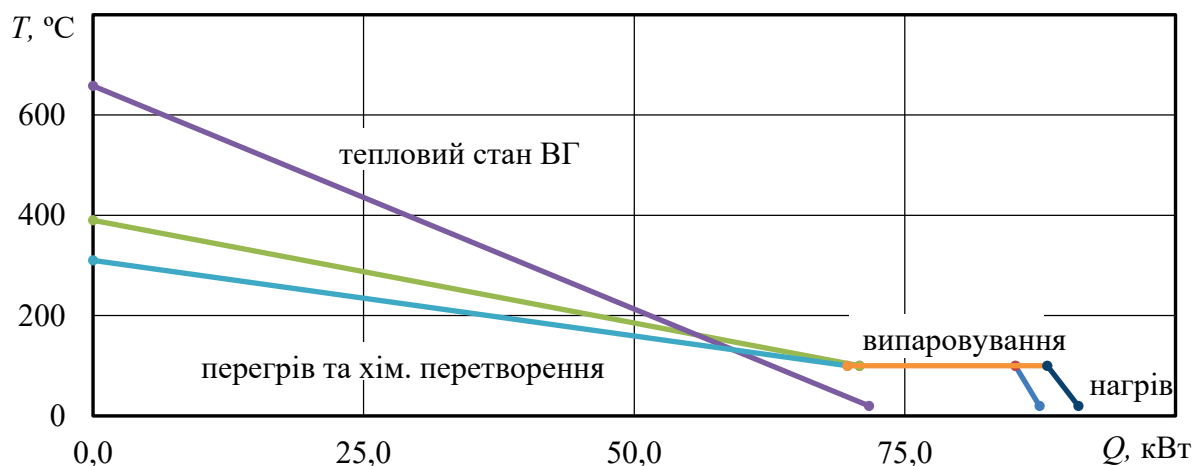


Рис. 4.2.26 – Узгодження параметрів ВГ ДВЗ та параметрів процесу конверсії палива при паровій конверсії

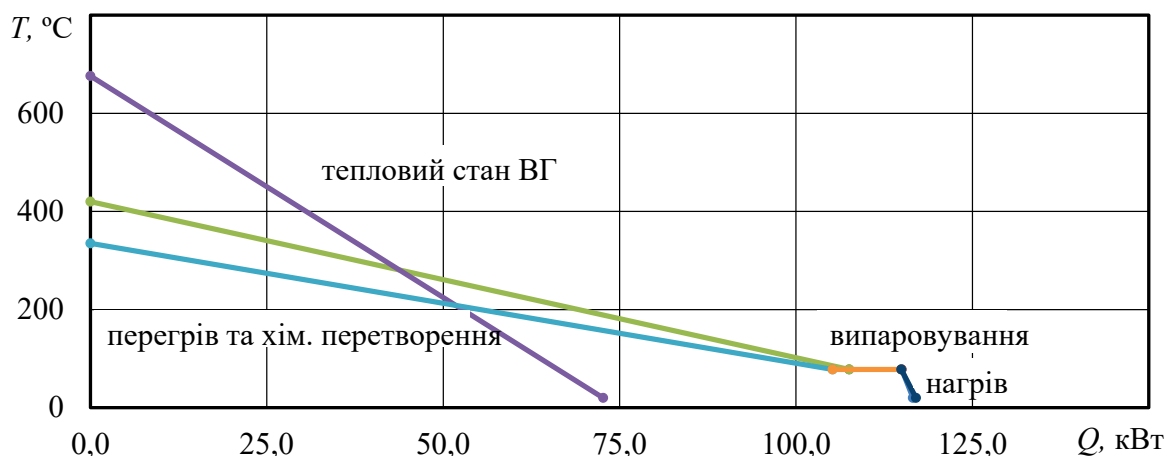


Рис. 4.2.27 – Узгодження параметрів ВГ ДВЗ та параметрів процесу конверсії палива при вуглекислотній конверсії

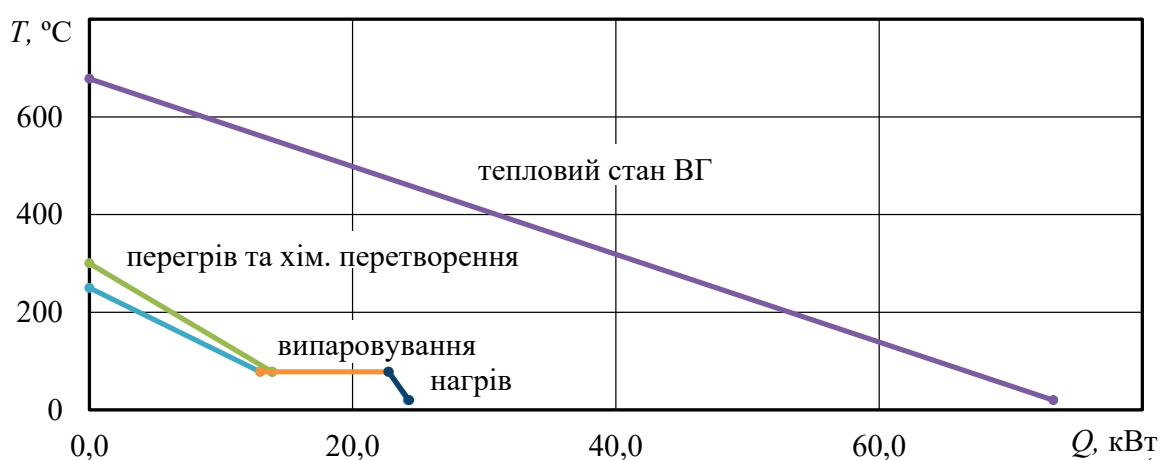


Рис. 4.2.28 – Узгодження параметрів ВГ ДВЗ та параметрів процесу конверсії палива при реакції розкладання

При застосуванні реакції розкладання кількість енергії Q , яка необхідна для отримання синтез-газу становить близько 30 % від теплоти, яка виділяється з відхідними газами на даному режимі роботи. Таким чином, установлено, що для *IVECO N45*, що працює на етанолі, застосування ТХУ теплоти ВГ ефективно при конверсії етанолу по реакції розкладання.

Оцінка ефективності використання етанолу в газовому двигун-генераторі ДвГ1А500-1 виробництва ТДВ «Первомайскдизельмаш» шляхом ТХУ теплоти ВГ. За домовленістю з ТДВ «Первомайскдизельмаш» була розглянута можливість використання синтез-газу отриманого з біоетанолу шляхом ТХУ теплоти ВГ в газовому двигун-генераторі ДвГ1А500-1 на базі ДВЗ 6ГЧН 25/34, а також передані практичні рекомендації щодо вибору параметрів роботи установки, схеми та складу обладнання системи утилізації.

Газовий двигун-генератор ДвГ1А500-1 (ТУУ29.1-00210996.005-2004) в комплекті з допоміжним обладнанням, призначений для установки на судах-газовозах та на електростанціях в якості основного або резервного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи з промисловою електромережою або для автономної роботи при відключенні промис-

лової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної й теплової енергії в складі когенераційних установок.

Таблиця 4.2.7 – Енергетичні показники ТХУ теплоти ВГ на ДВЗ *IVECO N45*

		Парова конверсія		ВК		Р	
χ	—	1	0,78	1	0,76	1	0,91
β	—	0,39	0,39	0,96	0,96		
CO	%	87,50	87,50	0,07	0,07		
H ₂	%	12,50	12,50	0,93	0,93		
C ₂ H ₅ OH	%	0	0	0	0	0	0
H ₂ O	%	0	0	0	0	0	0
T ₂ ^{сг}	°C	390,0	310,0	420,0	335,0	300,0	250,0
T ₁ ^{см}	°C	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
m _{эт}	%	0,72	0,72	0,51	0,51	1,00	1,00
m _в	%	0,28	0,28	0,49	0,49		
G _{см}	кг/с	0,0108	0,01389	0,01508	0,01972	0,00916	0,01006
G _{см}	кг/ч	39,017	50,0000	54,2800	71,0000	32,9800	36,2000
G _{эт}	кг/с	0,0078	0,01000	0,00769	0,01006	0,00916	0,01006
G _в	кг/с	0,0030	0,00389	0,00739	0,00966	0,00000	0,00000
P	МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
T _{к(и)} ^{эт}	°C	78	78	78	78	78	78
T _{к(и)} ^в	°C	100	100	100	100		
$\Delta H_{бэ}^{\text{нагр}}(T_{к}^{бэ} - T_{л}^{см})$	кДж/кг	156,9	156,9	156,9	156,9	156,9	156,9
$\Delta H_{бэ}^{\text{испар}}(T_{и}^{бэ} - T_{к}^{бэ})$	кДж/кг	968,1	968,1	968,1	968,1	968,1	968,1
$\Delta H_{бэ}^{\text{перег}}(T_{2}^{сг} - T_{и}^{бэ})$	кДж/кг	631,2	450,8	702,1	505,8	429,1	323,9
$\Delta H_{бэ}$	кДж/кг	1756,2	1575,8	1827,1	1630,8	1554,1	1448,9
$\Delta H_{в}^{\text{нагр}}(T_{к}^{в} - T_{л}^{см})$	кДж/кг	334,2	334,2	52,7	52,7		
$\Delta H_{в}^{\text{испар}}(T_{и}^{в} - T_{к}^{в})$	кДж/кг	2257,4	2257,4	0,0	0,0		
$\Delta H_{в}^{\text{перег}}(T_{2}^{сг} - T_{и}^{в})$	кДж/кг	578,8	419,2	351,9	258,9		
$\Delta H_{в}$	кДж/кг	3170,4	3010,7	404,6	311,6		
$\Delta H_{см}^{\text{нагр}}$	кДж/кг	206,5	206,5	127,7	127,7	113,0	113,0
$\Delta H_{см}^{\text{испар}}$	кДж/кг	1329,1	1329,1	697,0	697,0	697,0	697,0
$\Delta H_{см}^{\text{перег}}$	кДж/кг	616,5	441,9	604,1	436,7	309,0	233,2
$\Delta H_{см}$	кДж/кг	2152,2	1977,6	1428,8	1261,4	1119,0	1043,2
$\Delta H_{х.р.}$	кДж/кг	5915,0	5866,0	6601,7	6511,1	1086,7	1063,0
E _{дн}	кДж/кг	8067,1	7843,6	8030,5	7772,6	2205,7	2106,2
Q _{бэ} ^{нагр}	кВт	1,22	1,57	1,21	1,58	1,44	1,58
Q _{бэ} ^{испар}	кВт	7,55	9,68	7,44	9,74	8,87	9,73
Q _{бэ} ^{перег}	кВт	4,93	4,51	5,40	5,09	3,93	3,26
Q _{бэ} ^{сумма}	кВт	13,70	15,76	14,05	16,40	14,24	14,57
Q _в ^{нагр}	кВт	1,01	1,30	0,39	0,51	0,00	0,00
Q _в ^{испар}	кВт	6,85	8,78	0,00	0,00	0,00	0,00
Q _в ^{перег}	кВт	1,76	1,63	2,60	2,50	0,00	0,00
Q _в ^{сумма}	кВт	9,62	11,71	2,99	3,01	0,00	0,00
Q _{необх} ^{нагр}	кВт	2,24	2,87	1,60	2,09	1,44	1,58
Q _{необх} ^{испар}	кВт	14,40	18,46	7,44	9,74	8,87	9,73
Q _{необх} ^{перег}	кВт	6,68	6,14	8,00	7,59	3,93	3,26
Q _{необх} ^{х.р.}	кВт	64,11	63,55	99,54	97,59	9,96	9,73
Q _{необх}	кВт	87,43	91,01	116,58	117,01	24,19	24,30

ДвГ1А500-1 (рис. 4.2.29) складається з газового двигуна 6ГЧН 25/34 та синхронного генератора СГС2-630М-10Н1, змонтованих на загальній помоторній рамі, має можливість працювати на природному газі, попутному нафтовому газі шахтному газ-метані, біогазі, генераторному газі або інших видах горючих газів з електронним примусовим запалюванням. За умовами експлуатації виконаний в кліматичному виконанні «УХЛ» категорія розміщення 4 ГОСТ 15150. Основні характеристики газового двигун-генератора ДвГ1А500-1 представлені в табл. 4.2.8.

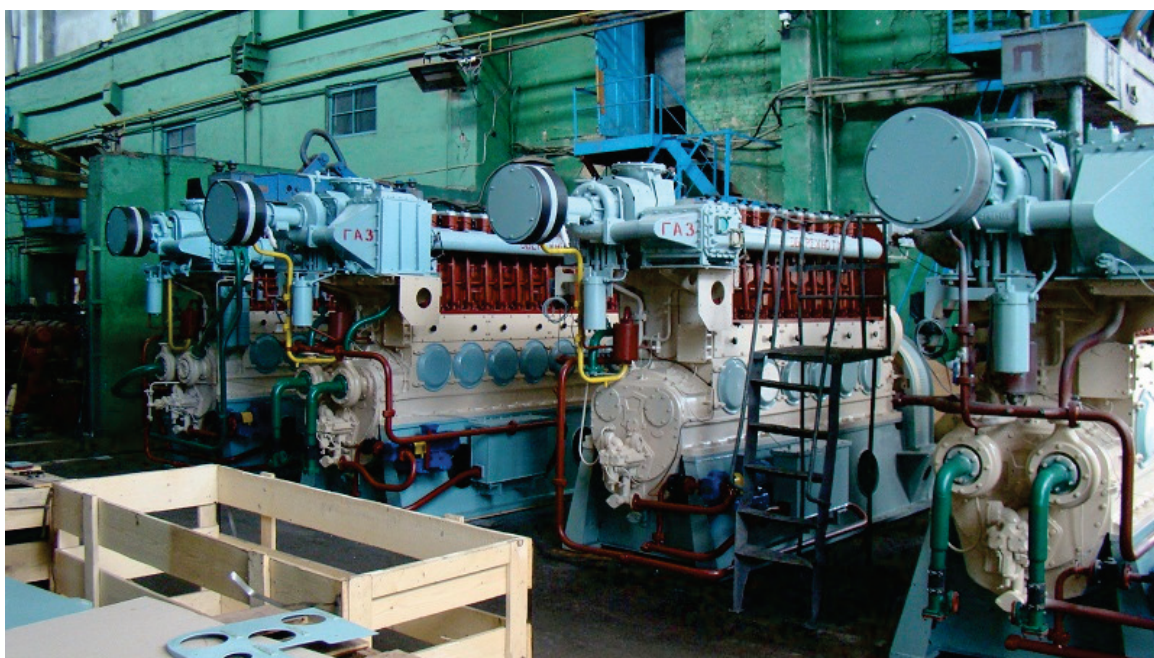


Рис. 4.2.29 – Загальний вигляд газового двигун-генератора ДвГ1А500-1

Таблиця 4.2.8 – Технічні характеристики газового двигун-генератора ДвГ1А500-1 [215]

№ з/п	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1	Повна потужність на вихідних клеммах генератора	кВт	500
2	Род струму - перемінний трифазний: - частота - напруга - струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi = 0,8$	Гц В А	50 400 або 630 902
3	Теплова потужність, що віддається в тепломережу споживача при повній утилізації (на номінальній електричній потужності)	кВт (Гкал)	720 (0,62)
4	Частота обертання	об/хв	600
5	Двигун	—	6ГЧН 25/34
6	Об'єм масла в системі змащення	л	500
7	Об'єм води в системі охолодження	л	250
8	Продуктивність насоса води зовнішнього контуру	м ³ /год	26
9	Тиск газу на вході в редуктор	кгс/см ²	0,1 – 4
10	Кількість відхідних газів на номінальній потужності	кг/год	3370
11	Температура відхідних газів після турбокомпресора	°С	+ 500...540

№ з/п	Параметр	Одиниця виміру	Значення
12	Маса двигун-генератора (суха) в зборі на підмоторній рамі з усіма накладеними агрегатами, охолоджувачами та фільтрами	кг	17500 + 300
13	Ресурс до переборки	год	10000
14	Ресурс до капітального ремонту	год	80000
15	Повний ресурс до списання більш	год	240000
16	Габаритні розміри: - довжина - ширина - висота	мм	5990 1760 2645

Була досліджена можливість модернізації ДвГ1А500-1 шляхом використання ТХУ теплоти ВГ для конверсії біоетанолу в синтез-газ по реакції розкладання. Запропоновано схему системи ТХУ теплоти ВГ (рис. 4.2.30), яка інтегрується до складу газового двигун-генератора.

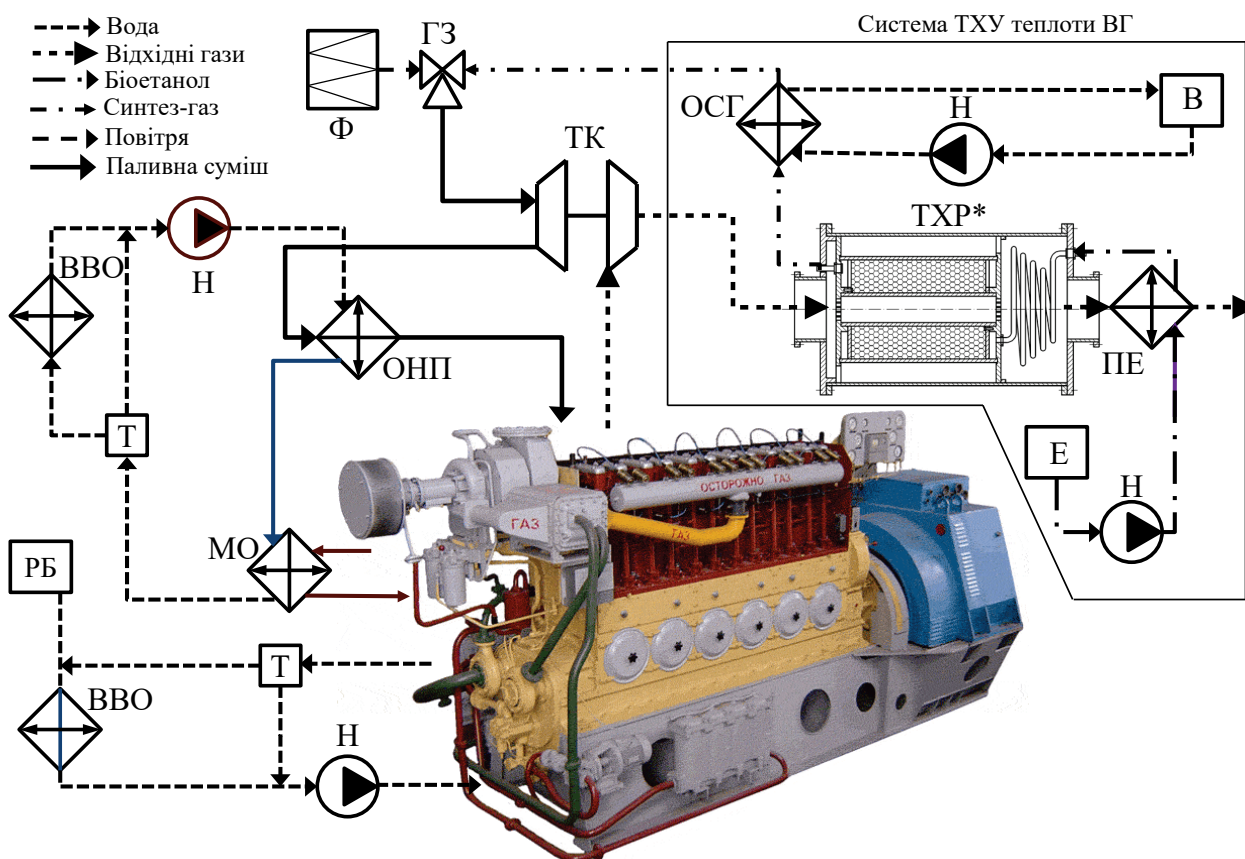


Рис. 4.2.30 – ДвГ1А500-1 з системою ТХУ теплоти ВГ:

В – бак з водою; Е – бак з біоетанолом; Т – термостат; ПЕ – підігрівач біоетанолу; ТХР – термохімічний реактор; ОСГ – охолоджувач синтез-газу; Н – насос; ТК – турбокомпресор; РБ – розширювальний бак; ГЗ – газовий змішувач; ВВО – водяний охолоджувач; МО – маслоохолоджувач; Ф – фільтр

До складу системи утилізації входять: бак з водою (В), бак з біоетанолом (Е), підігрівач біоетанолу (ПЕ), термохімічний реактор (ТХР), охолоджувач синтез-газу (ОСГ), газовий змішувач (ГЗ) та обслуговуючі насоси (Н).

ДвГ1А500-1 з ТХУ теплоти ВГ працює наступним чином: біоетанол з витратного бака Е насосом Н подається в ТХР, який являє собою трубчастий теплообмінник, заповнений каталізатором. Під впливом теплоти відхідних газів, що протікають в міжтрубному просторі, відбувається реакція розкладання біоетанолу з утворенням синтез-газу. Відхідні гази після ТХР направляються в ПЕ, де їх теплова енергія використовується для попереднього підігріву рідкого біоетанолу. Синтез-газ надходить в теплообмінник ОСГ, де охолоджується до необхідної температури. Далі потрапляє в ГЗ, де змішуючись з повітрям в потрібній пропорції надходить у вхідний патрубок турбокомпресора, і далі через ОНП потрапляє в двигун.

В якості прототипу утилізаційного пристрою для отримання синтез-газу з етанолу було прийнято рішення використати каталітичний термохімічний реактор трубчастого типу (рис. 4.2.31) [90].

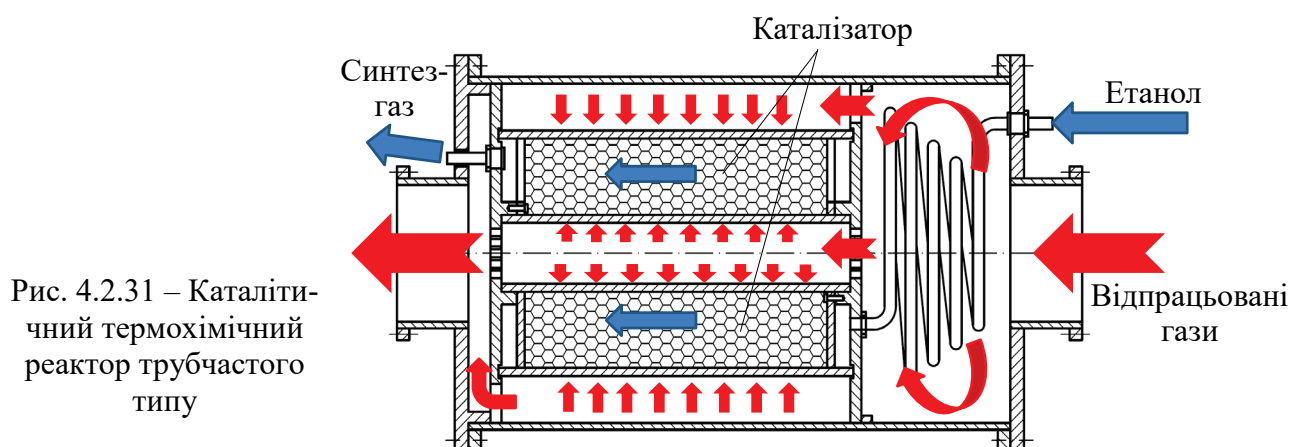


Рис. 4.2.31 – Каталітичний термохімічний реактор трубчастого типу

ТХР планується проектуватись для забезпечення різниці температур на вході на рівні 40 К. Габаритні розміри ТХР і охолоджувача синтез-газу показані на рис. 4.2.32.

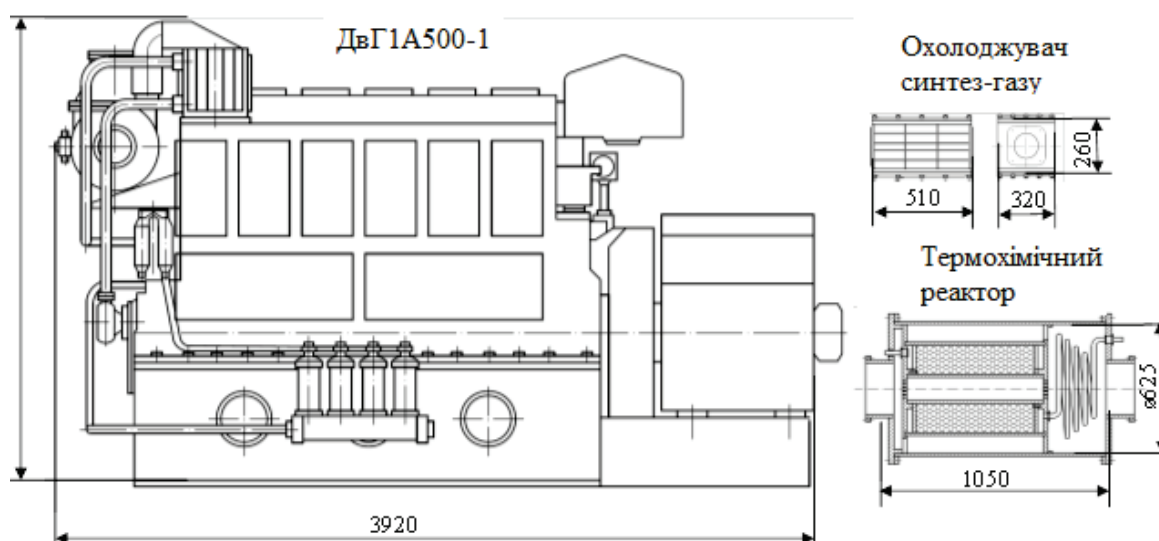


Рис. 4.2.32 – Габаритні розміри установки ДвГ1А500-1 та пристроїв системи ТХУ теплоти ВГ

За допомогою математичного моделювання були отримані основні параметри роботи двигуна 6ГЧН 25/34 на синтез-газі при різних умовах навантаження ДВЗ та роботи системи ТХУ теплоти ВГ (рис. 4.2.33).

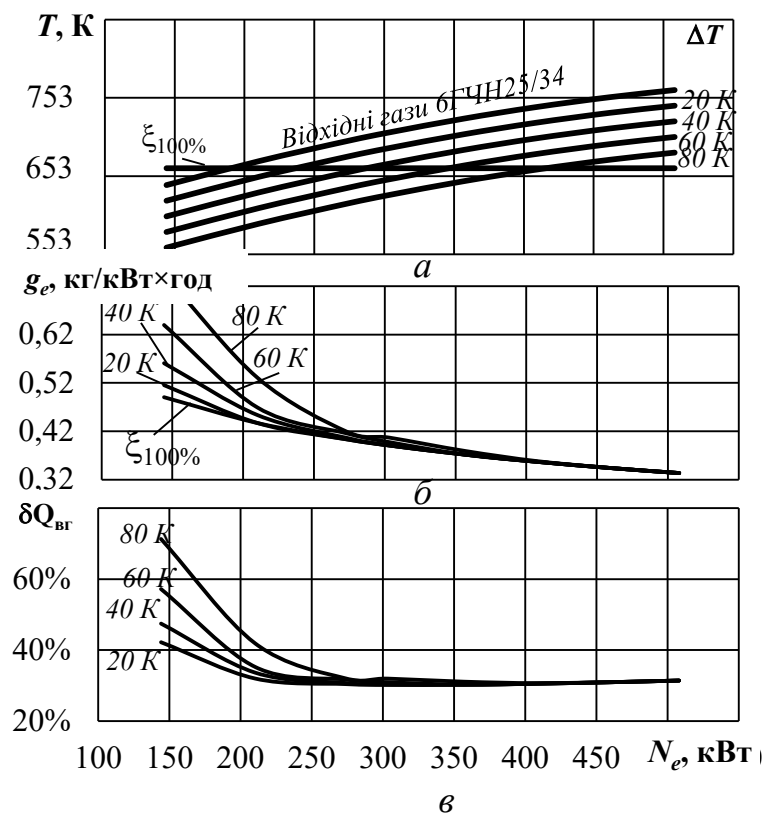


Рис. 4.2.33 – Основні параметри роботи ДВЗ 6ГЧН 25/34 з ТХУ теплоти ВГ:

a – узгодження температур ВГ, процесу конверсії етанолу та синтез-газу на виході з ТХР; $б$ – питома ефективна витрата синтез-газу g_e ; $в$ – енергія ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу δQ_{wg}

Частка енергії відхідних газів, яку раціонально буде утилізувати для отримання синтез-газу δQ_{wg} буде лежати в діапазоні 35...50 %.

Передані рекомендації дозволять ефективно використовувати біоетанол (у вигляді синтез-газу) в енергетичній установці на базі газових двигун-генераторів ДвГ1А500-1.

Модернізація допоміжних дизель-генераторів для суховантажного судна проекту 17620 розробки ПАТ «Чорноморсуднопроект» шляхом використання альтернативного палива. Універсальне суховантажне судно проекту 17620 (рис. 4.2.34) (розробка «Чорноморсуднопроект») представляє собою однопалубне судно, яке є одним з найбільших в світі по класу «річка-море» та призначене для роботи в портах, що мають обмеження за осадкою до 5 м. Служить для перевезення генеральних наволочних, насипних, а також контейнерних вантажів [216]. Основні характеристики судна представлені в табл. 4.2.9.

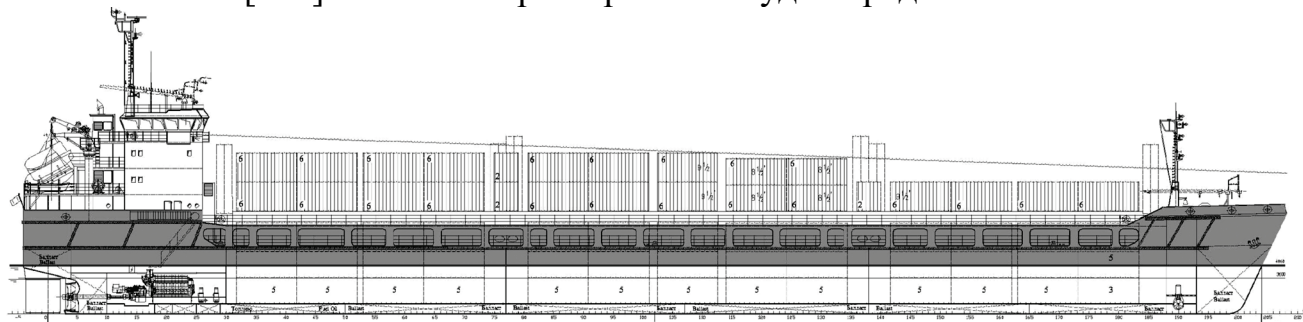


Рис. 4.2.34 – Універсальне суховантажне судно проекту 17620

Таблиця 4.2.9 – Технічні характеристики універсального суховантажного судна проекту 17620

№ з/п	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1	Валова місткість	т	5197
2	Чиста місткість		2796
3	Дедвейт		6355
4	Водотоннажність		8655
5	Довжина габаритна	м	127,30
6	Довжина розрахункова		121,10
7	Ширина габаритна		16,84
8	Ширина розрахункова		16,60
9	Висота борта		6,70
10	Осадка судна		4,86
11	Швидкість	вуз.	11,30
12	Запаси палива	т	228
13	Водяній баласт		3690
14	Калібр якорних ланцюгів	мм	42,00
15	Кількість палуб	шт	1
16	Кількість переборок	шт	6
17	Марка головного двигуна	-	1 – <i>MAN B&W 9L21/31</i> (1935 кВт)
18	Допоміжні дизель-генератори	-	2 – <i>Scania SG330</i> (2x295 кВт)
19	Тип рушія	-	1-ГПК

В якості допоміжної силової установки на судні встановлюються 2 дизель-генератори фірми *Scania SG330* [217] потужністю 295 кВт кожен (рис. 4.2.35). Основні характеристики дизель-генераторів представлені в табл. 4.2.10.

Була розглянута можливість переведу дизель-генераторів з дизельного палива на альтернативне паливо – синтез-газ, отриманий розкладанням технічного спирту за допомогою ТХУ теплоти.

Запропонована модернізована паливна система, яка представлена на рис. 4.2.36, передбачає роботу ДВЗ DC09 071A на синтез-газі з використанням примусового запалювання. Згідно зі схемою синтез-газ, який отриманий в ТХР 12 та охолоджений в охолоджувачі 13, подаватиметься у впускні колектори двигуна через спеціальні електромагнітні газові форсунки фірми «*Clean air power*» [219].

Необхідна циклова подача синтез-газу регулюється тривалістю відкриття цих форсунок. До переваг такої схеми відноситься відсутність горючої суміші між регулюючими органами та циліндром двигуна. У разі регулювання дросе-

Рис. 4.2.35 – Загальний вигляд дизель-генератора *Scania SG330*

льними заслінками або дозаторами між ними та циліндром залишається нерегульований об'єм газу та повітря, який створює певну інерційність та викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигуна. Це дуже важливо при використанні двигуна, як силової частини мотор-генератора.

Таблиця 4.2.10 – Технічні характеристики *Scania SG330* [218]

№ з/п	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1	Повна потужність	кВт	300
2	Род струму – перемінний трифазний: - частота	Гц	50
3	Двигун	–	DC09 071A (5ЧН 13/14)
4	Частота обертання	об/хв	1500
5	Температура ВГ на виході з турбокомпресора	°С	532
6	Генератор	–	MeccAlte
7	Об'єм води в системі охолодження	л	250
8	Габаритні розміри: - довжина - ширина - висота	мм	3806 1100 1833

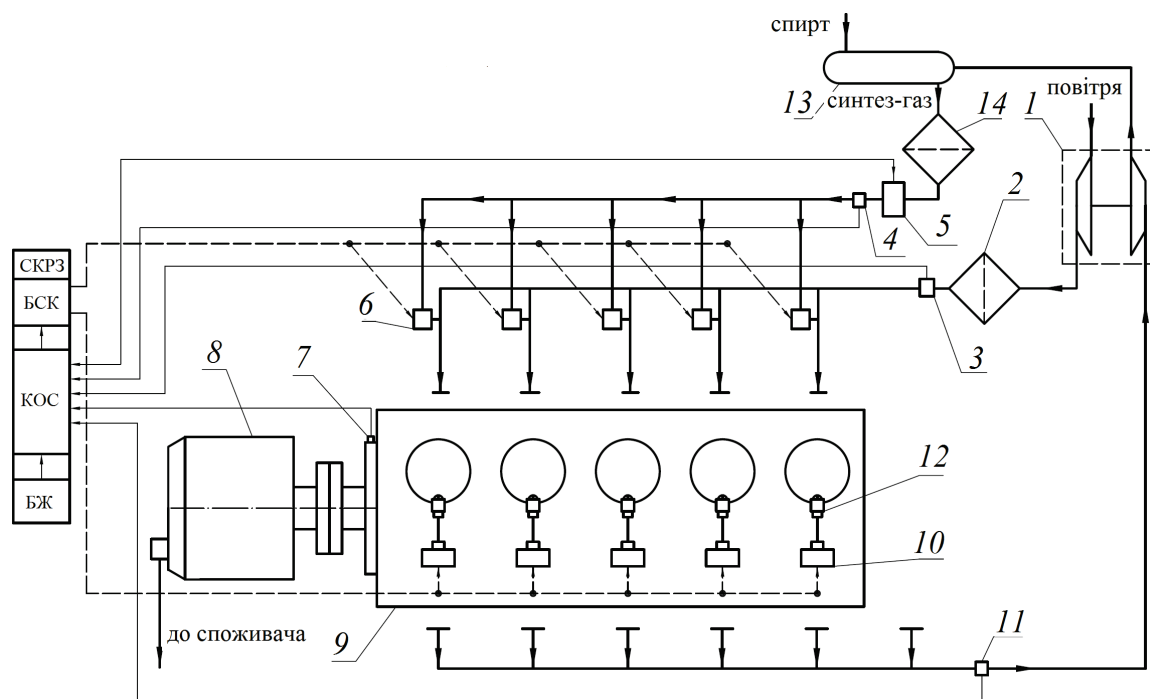


Рис. 4.2.36 – Схема модернізованої паливної системи *Scania SG330*:

1 – турбокомпресор; 2 – охолоджувач наддувального повітря; 3 – датчик тиску наддувального повітря; 4 – датчик тиску газу; 5 – регулятор тиску синтез-газу; 6 – газові форсунки; 7 – датчик частоти обертання; 8 – генератор; 9 – двигун; 10 – катушка запалювання; 11 – лямбда-зонд; 12 – свічка запалювання; 13 – ТХР; 14 – охолоджувач синтез-газу; БЖ – блок живлення; КОС – керуюча обчислювальна система; БСК – блок силових ключів; СКРЗ – система керування, регулювання та захисту

Передбачається використовувати електронну систему управління. Збір інформації про роботу двигуна здійснюється системою датчиків, в яку входять:

датчик тиску наддувочного повітря 3, датчик тиску газу 4, датчик частоти обертання колінчастого вала 7 та лямбда-зонди 11.

Сигнали надходять в керуючу обчислювальну систему (КОС), де обробляються та видають сигнали на блок силових ключів (БСК), який управляє електромагнітними газовими форсунками, змінюючи тривалість їх відкриття в залежності від навантаження. Змінюючи алгоритм, можна певною мірою змінювати параметри роботи двигуна. Наприклад, тиск газу. Крім того, така система дозволяє здійснювати комплексне управління роботою двигуна та його захистом.

Також необхідно доопрацювати деякі елементи двигуна, а саме, отвори під форсунки з метою встановлення іскрових свічок запалювання, змінити камеру згоряння (поршень) з метою збільшення її об'єму для зниження стиснення (з 16 до 12) для бездетонаційної роботи двигуна на синтез-газі.

Було прийнято рішення використовувати каталітичний реактор трубчастого типу (рис. 4.2.37), який забезпечить різницю температур на вході в реактор на рівні 20 К. Габаритні розміри ТХР та охолоджувача синтез-газу показані на рис. 4.2.37. За допомогою математичного моделювання були отримані основні параметри роботи двигуна 5ЧН 13/14 на синтез-газі при різних умовах навантаження ДВЗ та роботи системи ТХУ теплоти ВГ (рис. 4.2.38).

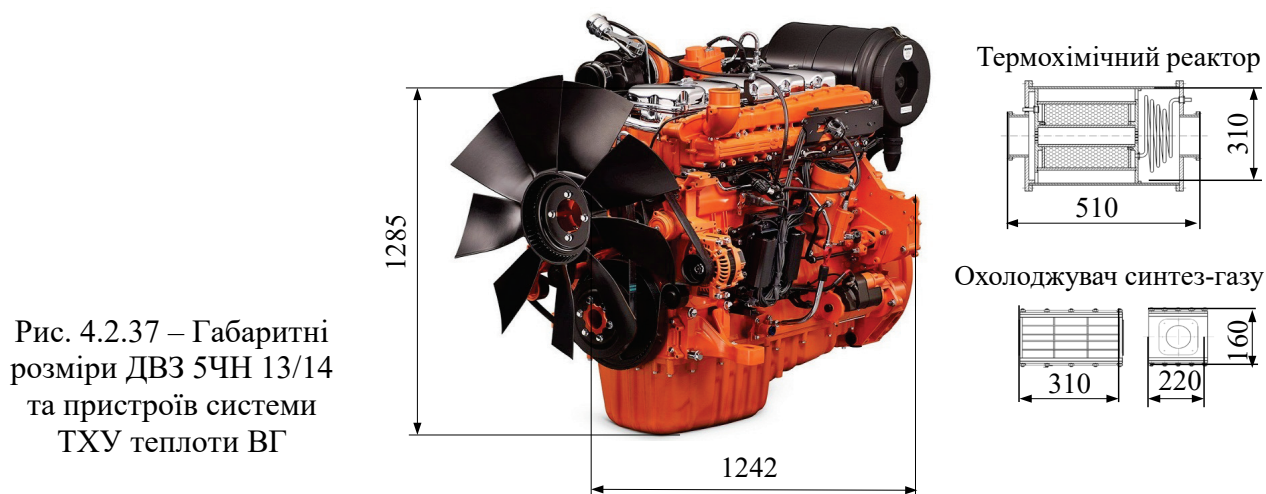


Рис. 4.2.37 – Габаритні розміри ДВЗ 5ЧН 13/14 та пристроїв системи ТХУ теплоти ВГ

Частка енергії відхідних газів, яку раціонально буде утилізувати для отримання синтез-газу $\delta Q_{\text{вг}}$ буде лежати в діапазоні 32...48 %.

Передані рекомендації дозволять використовувати технічний етанол (у вигляді синтез-газу) в дизель-генераторах *Scania SG330*, які встановлені на універсальному суховантажному судні проекту 17620 розробленому ПАТ «Чорноморсуднопроект».

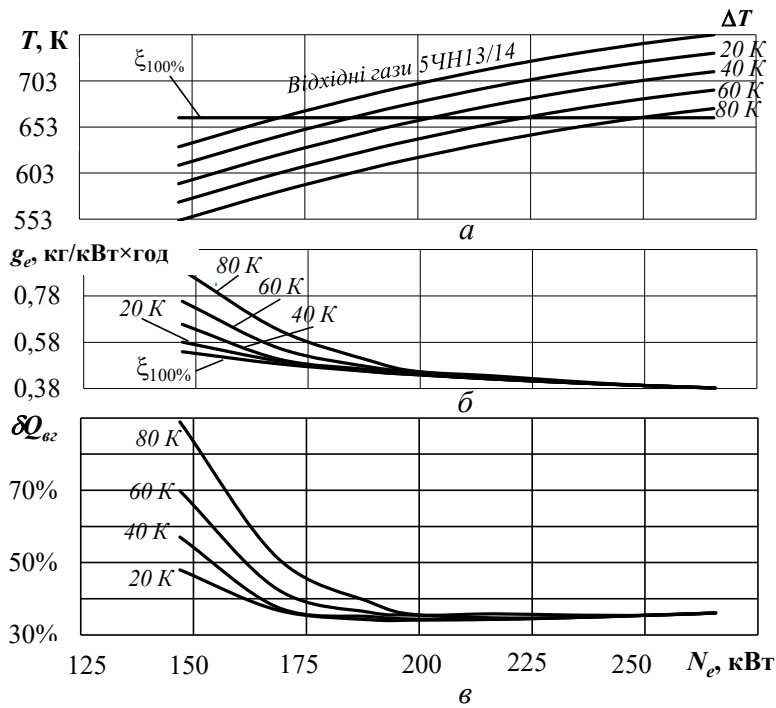


Рис. 4.2.38 – Основні параметри роботи ДВЗ 5ЧН 13/14 з ТХУ теплоти ВГ: a – узгодження температур ВГ, процесу конверсії спирту та синтез-газу на виході з ТХР; b – питома ефективна витрата синтез-газу g_e ; v – енергія ВГ, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу δQ_{v2}

5. РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ СТВОРЕННЯ НОВІТНІХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

5.1 Особливості роботи суднових енергетичних установок створених на базі воднево-металогідридних технологій

Одним з ефективних методів вдосконалення суднових дизельних енергетичних установок є утилізація теплоти вторинних енергетичних ресурсів з отриманням додаткової механічної або електричної потужностей, як найбільш дорогих видів енергії. У сучасних моделях суднових двигунів, ефективна утилізація теплоти вторинних енергетичних ресурсів ускладнена їх низьким температурним потенціалом. Так, температура відпрацьованих газів сучасних моделей малообертових ДВЗ не перевищує 540...545 К, температура наддувного повітря – 500...520 К, що суттєво обмежує ефективність систем утилізації з пароводяним робочим тілом [24]. Альтернативою є робоче тіло, що складається з металогідриду та водню, процес конденсації при цьому заміщується процесом сорбції водню, процес пароутворення – процесом десорбції.

Конструкція суднових енергетичних установок на базі воднево-металогідридних технологій, що використовуються для утилізації теплоти, обумовлена рядом факторів, частина яких є похідними від режиму роботи двигуна та навколишніх умов, а частина визначається властивостями робочого тіла. Обидві частини (групи) факторів в певній мірі впливають на параметри установки, однак перша група є незалежною від конструкції утилізаційної установки, а друга повинна бути підібрана таким чином щоб забезпечити високі ефективні та енергетичні показники утилізаційної установки.

Оскільки ключовим компонентом робочого тіла є металогідридний матеріал, значну увагу приділено визначенню складу робочого тіла, зокрема підбору металогідридного матеріалу. Так на сьогодні відомі властивості більше двох тисяч гідридів металу і інтерметалевих з'єднаннях [94]. Оборотна сорбція водню може бути реалізована в надзвичайно широких діапазонах температур і тисків. У довідковій літературі подаються основні характеристики металогідридів: сорбційна ємність металогідриду s , ентальпія ΔH і ентропія ΔS гідридоутворення [94, 95, 101, 111, 174]. Останні два параметри належать до термодинамічних характеристик металогідридного з'єднання та є дискретними величинами. Замість ентропії гідридоутворення використовується похідний параметр – температуру при тиску $P = 0,1$ МПа T^* . У проведеному дослідженні прийнято допущення: дискретні значення термодинамічних параметрів замінені безперервними. Це дозволяє на першому етапі проводити моделювання, не прив'язуючись до конкретних металогідридів. Після визначення оптимального значення тер-

модинічних характеристик підбирався металогідрид з найбільш близькими характеристиками (рис. 5.1.1).

Термодинамічні властивості конкретних металогідридів позначено хрестоподібним маркером на полі (T^* , ΔH) (рис. 5.1.1, а). Параметри металогідридів взяті з бази даних гідридів НУК, яка містить відомості про властивості 250 металогідридів з $\Delta H = 5...60$ кДж/(мольН₂) і $T^* = 250...350$ К [175].

В цих же координатах зображено ізолінії постійних значень ефективного ККД утилізаційної металогідридної установки (рис. 5.1.1, б). При цьому прийняті властивості металогідриду: $\rho_{\text{МГ}} = 8000$ кг/м³, $c_{\text{р}}^{\text{МГ}} = 480$ Дж/(кг·К), $c = 1$ %, $c_{\text{МГ}} = 15$ % (за об'ємом); ККД насосів – 0,9. Властивості рідини-носія: $\rho_{\text{НОС}} = 800$ кг/м³, $c_{\text{р}}^{\text{НОС}} = 2100$ Дж/(кг·К).

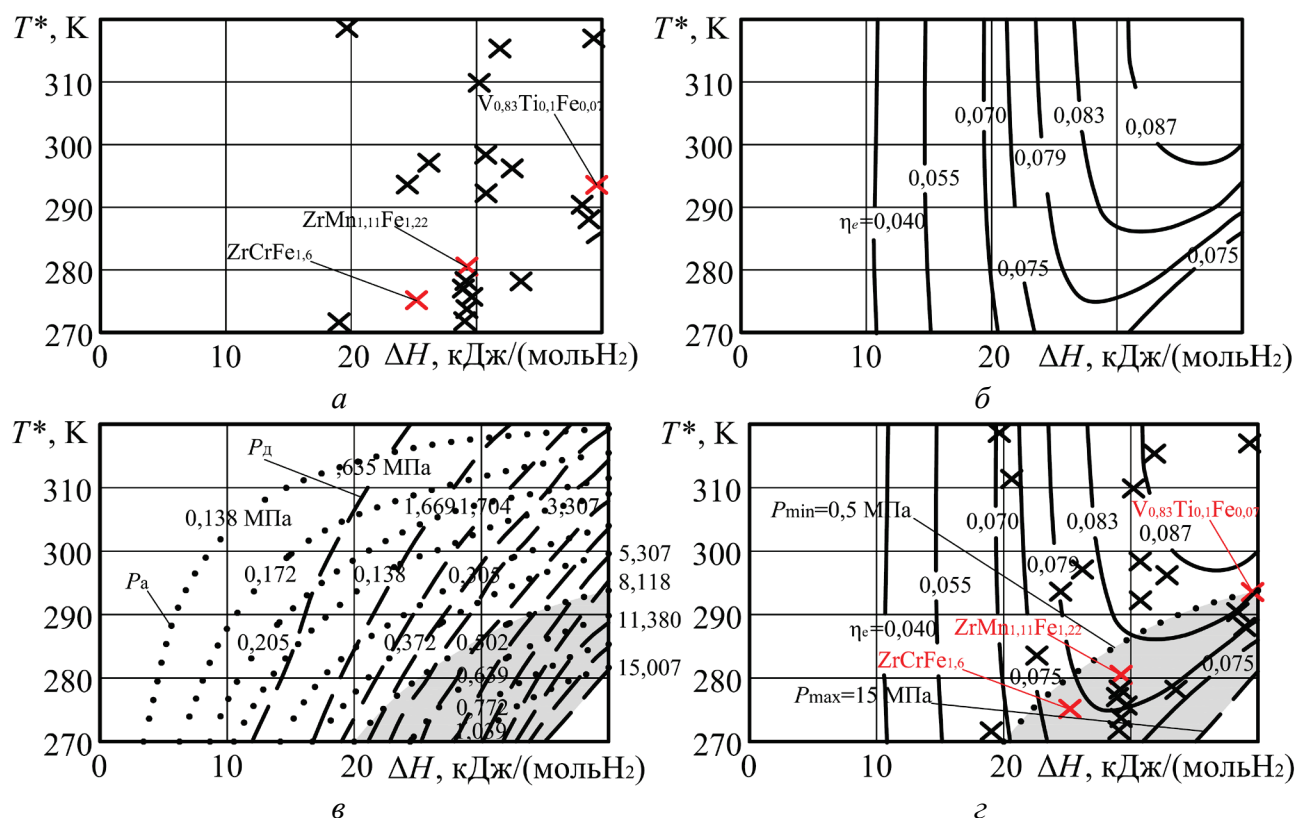


Рис. 5.1.1 – До визначення ефективного ККД утилізаційної металогідридної установки безперервної дії ($T_d=400$ К, $T_a=310$ К):

а – властивості металогідридів, б – ізолінії ефективного ККД утилізаційної металогідридної установки, в – ізолінії значень тиску сорбції та десорбції, з – об'єднана діаграма

Сорбція/десорбція водню з металогідриду може бути реалізована в надзвичайно широких діапазонах температур і тисків. Так температура десорбції $T_d = 400$ К, для металогідридів з $\Delta H = 5...40$ кДж/(моль·Н₂) та $T^* = 270...320$ К дозволяє отримати тиск десорбції $P_d = 0,64...15,00$ МПа (рис. 5.1.1, в). Сорбція водню для металогідридів з наведеними термодинамічними параметрами проходить при температурі сорбції $T_a = 310$ К та тиску $P_a = 0,14...1,04$ МПа. Виходячи з вимог експлуатації водневого газобалонного обладнання, прийняті обмеження максимального тиску десорбції $P_{\max} = 15$ МПа, та мінімального тиску сорбції $P_{\min} = 0,5$ МПа. Область властивостей металогідриду, які забезпечують

наведені обмеження максимального та мінімального тиску наведено сірим кольором (рис. 5.1.1 в).

Поеднавши ізолінії ефективного ККД та термодинамічні властивості металогідридів, отримано значення ефективного ККД утилізаційної установки для конкретного металогідриду, за умови використання робочого тіла, створеного на основі зазначеного металогідриду.

Оскільки температура десорбції T_d у значній мірі впливає на показники установки, визначення ефективності проведено для температур десорбції $T_d = 350...500$ К. Результати дослідження наведені у вигляді набору ізоліній ККД установки (рис. 5.1.2). Максимально допустимий тиск $P_{\max}$ водню показано штриховою лінією, мінімально допустимий $P_{\min}$ – точковою.

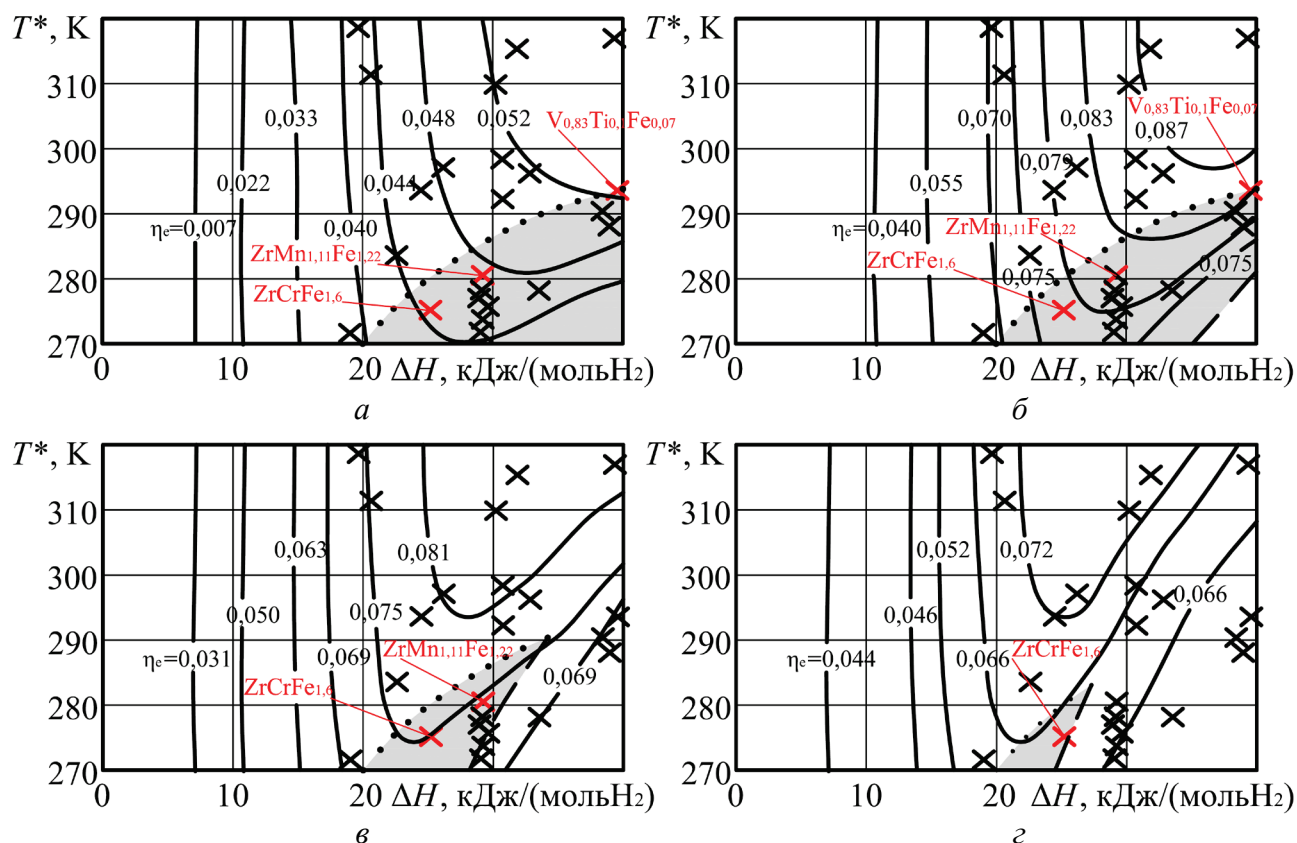


Рис. 5.1.2 – Вплив температури десорбції і властивостей робочого тіла на ефективний ККД утилізаційної металогідридної установки:

$a - T_d = 350$ К; $б - T_d = 400$ К; $в - T_d = 450$ К; $г - T_d = 500$ К;

- xxx – властивості існуючих металогідридів;
- — — — — максимальний допустимий тиск водню $P_{\max} = 15$ МПа;
- – мінімальний допустимий тиск водню $P_{\min} = 0,5$ МПа;
- – область раціональних значень тиску водню

Максимальному значенню ККД 8,3% відповідає температура десорбції $T_d = 400$ К. Для досягнення зазначеної ефективності в цьому діапазоні температур десорбції раціонально використовувати металогідрид з $T^* = 293,93$ і $\Delta H = 39,68$ кДж / (моль H_2) – $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ [220]. Близькі значення ефективності досягнуті при використанні металогідриду $ZrMn_{1,22}Fe_{1,11}$ – 4,6...8,1 %, проте діапазон раціональних температур десорбції при цьому знаходиться в більш ши-

рокому інтервалі 350...450 К. При використанні металогідриду $\text{ZrCrFe}_{1,6}$ у діапазоні температур десорбції $T_d = 400...450$ К ККД утилізаційної установки становить 7,5...6,4 %.

Визначення питомої (при масовій витраті водню 1 кг/с) потужності утилізаційних металогібридних установок – $N_{уд}$ в умовах, що наведено вище, свідчить, що її значення змінюється від 0,5 МВт/(кг/с) до 4,3 МВт/(кг/с) (рис. 5.1.3).

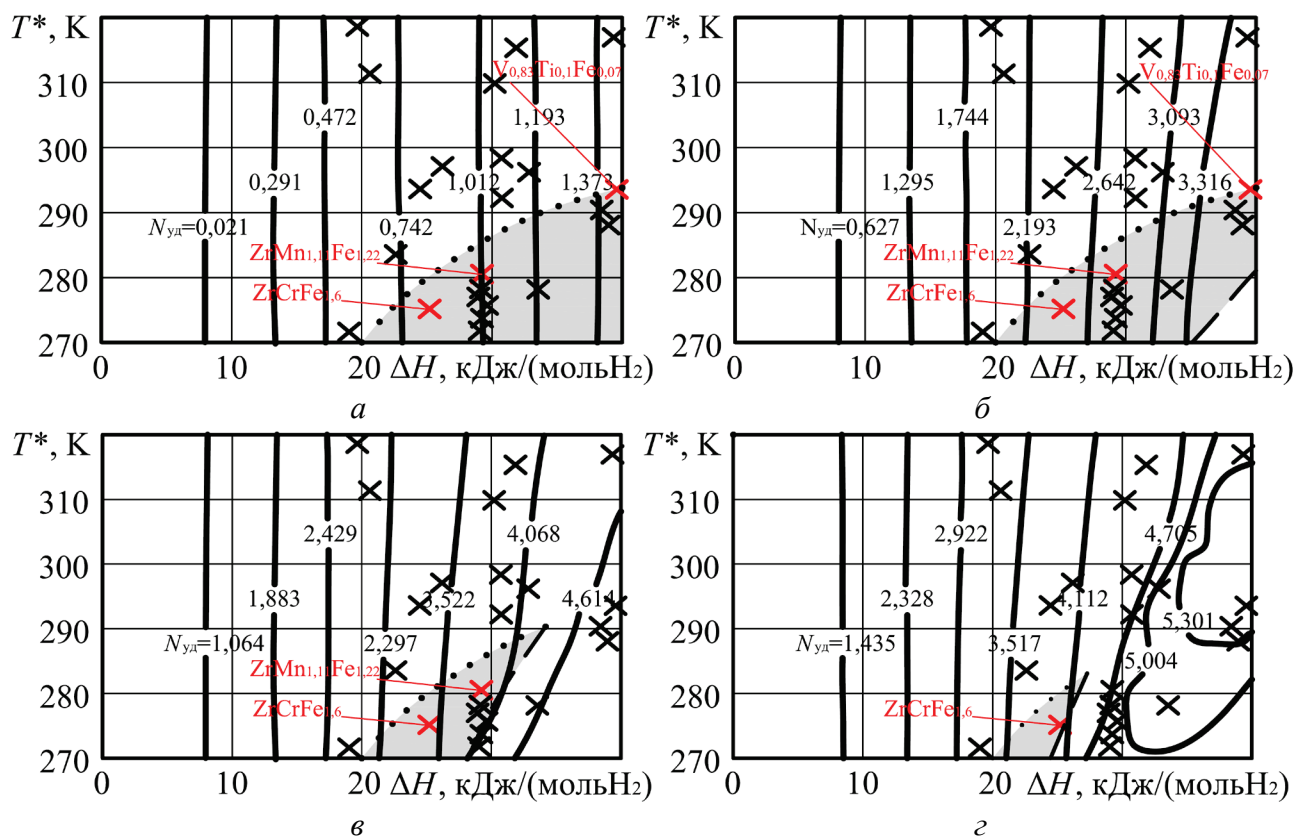


Рис. 5.1.3 – Питома потужність $N_{уд}$ утилізаційної металогібридної установки (позначення відповідають рис. 5.1.2)

Як свідчать дані, що наведено, більші значення $N_{уд}$ відповідають більш високим температурам десорбції. Так, при температурі десорбції $T_d = 350$ К в залежності від властивостей металогідриду питома потужність утилізаційної установки складає $N_{уд} = 0,47...1,37$ МВт/(кг/с), збільшуючись при підвищенні величини ΔH . Підвищення температури десорбції до $T_d = 400$ К, збільшує значення питомої потужності утилізаційної установки до $N_{уд} = 1,74...3,32$ МВт/(кг/с). Подальше підвищення температури десорбції до $T_d = 450...500$ К призводить до подальшого збільшення значення – $N_{уд} = 2,4...4,3$ МВт/(кг/с) [221].

Відповідно до наведених вище металогібридів значення питомої потужності утилізаційної металогібридної установки 0,76...4,11 МВт/(кг/с). Так, в діапазоні температур десорбції $T_d = 350...500$ К для матеріалу $\text{ZrCrFe}_{1,6}$, питома потужність складає 0,75...4,10 МВт/(кг/с). В діапазоні температур десорбції $T_d = 350...450$ К для металогідриду $\text{ZrMn}_{1,11}\text{Fe}_{1,22}$ $N_{уд} = 1,01...3,72$ МВт/(кг/с), а для $\text{V}_{0,83}\text{Ti}_{0,1}\text{Fe}_{0,07}$ $N_{уд} = 1,38...3,36$ МВт/(кг/с).

Важливою складовою утилізаційних металогідридних установок є воднева розширювальна машина, яка використовується для перетворення потенційної енергії водню в механічну роботу. Використання розширювальних машин з воднем у якості робочого тіла потребує вирішення проблем, пов'язаних з герметичністю установки і водневою корозією [222, 223], проте в світовій практиці водневі розширювальні машини використовуються для зрідження водню, очищення водневмісного газу і в складі спеціалізованих енергетичних установок [224].

Параметри водню на вході у водневу розширювальну машину і виході з неї визначаються термодинамічними властивостями металогідридів та параметрами утилізаційної металогідридної установки. Термодинамічні параметри пов'язані між собою рівнянням Вант-Гоффа. У рамках даного дослідження розглядався ряд металогідридів з питомою ентальпією гідридуутворення $\Delta H = 5...60$ кДж/(моль H_2) і $T^* = 270...320$ К. При максимальній температурі десорбції $T_d = 500$ К і температурі охолоджуючого теплоносія $T_x = 290$ К, такі матеріали можуть забезпечити тиск десорбції $P_d = 15$ МПа, одночасно дозволяючи проводити сорбцію водню при тиску $P_a = 0,1$ МПа.

При визначенні наявного теплоперепаду в розширювальних машинах, робоче тіло, досить часто, розглядається як ідеальний газ.

Однак такий підхід для водневих РМ може містити в собі істотну похибку через суттєву різницю властивостей водню від властивостей ідеального газу в розглянутій області параметрів (рис. 5.1.4).

В процесі моделювання утилізаційної металогідридної установки, для врахування реальних властивостей водню, використовується коефіцієнт неідеальності K_{neid} , який являє собою відношення теплоперепадів при розширенні водню, що розглядається як реальний газ і як ідеальний:

$$K_{neid} = \frac{\Delta H_{H_2}}{\Delta H_{IG}}. \quad (5.1.1)$$

Теплоперепад водню, що розглядається як реальний газ:

$$\Delta H_{IG} = (c_p T_2 (1 - (p_2/p_3)^{-m})) K_{neid} \quad (5.1.2)$$

Для визначення теплоперепаду водню в РМ, визначалися тиск P_2 і температура T_2 водню на вході в розширювальну машину, питома ентальпія та ентропія водню при тиску P_2 і температурі T_2 .

При цьому ентальпія H_2 і ентропія S_2 водню на вході в РМ визначені шляхом повернення їх значень за допомогою функцій, запропонованих у [225, 226], в залежності від температури T_2 і тиску P_2 на вході в водневу РМ. Для діапазону тисків водню на виході їх з РМ P_3 температура на виході з РМ T_3 визначалась в ітераційному циклі виходячи з умов ізоентропійності $S_2 = S_3$.

В РМ у результаті втрат, при розширенні робочого тіла лінія процесу відхиляється від ізоентропи. Таким чином, ентальпія відпрацьованого робочого тіла вище, ніж H_3 , а робота, яку виконує один кілограм робочого тіла проходячи РМ [227]:

$$L_{PM} = h_2 - h_3 = \Delta H_{H_2} \quad (5.1.3)$$

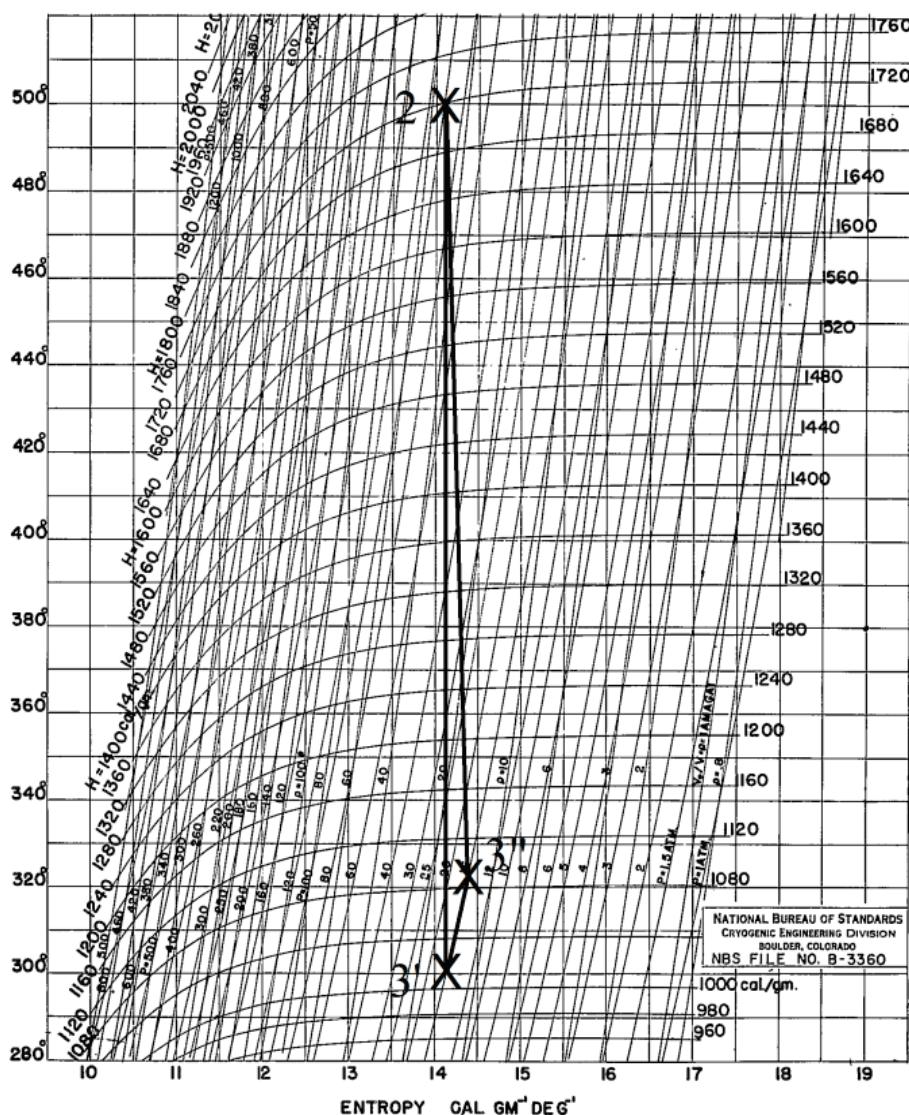


Рис. 5.1.4 – T - s – Діаграма процесу розширення водню в розширювальній машині

T - s -діаграма дійсного процесу розширення зображується лінією 2-3'' (див. рис. 5.1.4). Робота, яку один кілограм робочого тіла розвиває всередині розширювальної машини, називається використаним теплоперепадом [227]. Відмінність ізоентропійного і реального процесів розширення враховується внутрішнім ККД η_0 , значення якого, для водневих РМ досягають 0,92 [228].

Теплоперепад з урахуванням реальних властивостей водню ΔH_2 визначений як різниця ентальпії водню на вході $H_2^{H_2}$ у РМ і на виході з РМ $H_3^{H_2}$:

$$\Delta H_{H_2} = (H_2^H f(P_2, T_2) - H_3^H f(P_3, S_2(P_2, T_2))) \eta_0 \quad (5.1.4)$$

де $H_2^H (P_2, T_2)$ – ентальпія водню на вході в водневу РМ, $H_3^H (P_3, T_3, S_2^H(P_2, T_2))$ – ентальпія водню на виході з водневої РМ.

Залежність коефіцієнта неідеальності від тиску на вході і тиску на виході, при фіксованій температурі на вході оброблені методом подвійної сплайн-інтерполяції і наведені на рис 5.1.5.

Як свідчать отримані результати, в діапазоні параметрів на вході в водневу РМ тиску $P_2 = 5...35$ МПа та тиску на виході з водневої РМ $P_3 = 0,5...2,0$ МПа значення коефіцієнта неідеальності K_{neid} змінюється в діапазоні 1,02...1,08. Ва-

ріювання (за умов постійних значень P_2 та P_3) температури на вході у РМ у діапазоні $T_2 = 400 \dots 500$ К призводить до зміни значення K_{neid} , не більш ніж 0,8 % (рис. 5.1.6).

Рис. 5.1.5 – Коефіцієнт неідеальності K_{neid} процесу розширення водню при температурі водню на вході 500 К

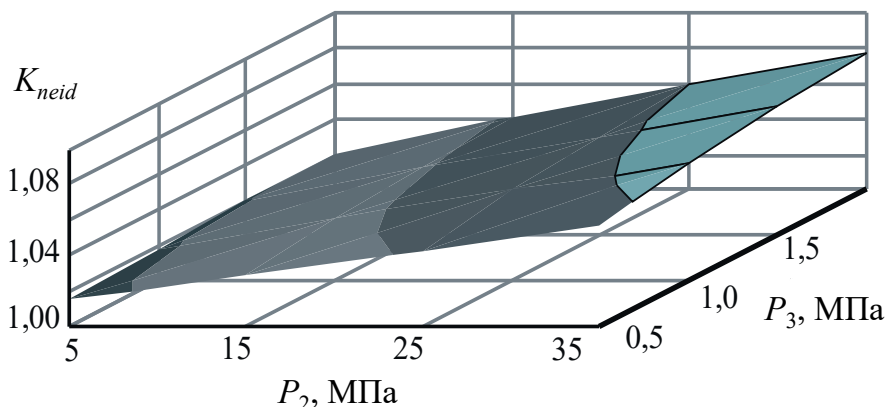
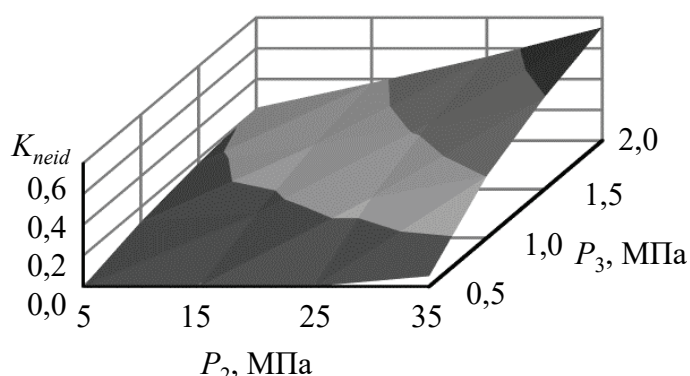


Рис. 5.1.6 – Відносна різниця коефіцієнтів неідеальності при температурі на вході 513 та 423 К



5.2 Шляхи та методи підвищення ефективності суднових енергетичних установок різного призначення при використанні воднево-металогідридних технологій

Аналіз потоків енергії між елементами утилізаційної металогідридної установки дозволив визначити шляхи підвищення її ефективності за рахунок регенерації енергії – механічної та теплової. Регенерація механічної енергії реалізована шляхом перетворення потенційної енергії суспензії високого тиску на виході з десорберу 8 для підвищення тиску суспензії низького тиску на виході з сорберу 10, та здійснюється у турбонасосному агрегаті (ТНА) 18 (рис. 5.2.1). Регенерація теплової енергії забезпечує у регенеративному теплообміннику 17 підігрів суспензії на вході до десорберу 8 за рахунок охолодження її на виході з десорберу.

Потужність турбінної секції ТНА:

$$N_{PM}^P = Q_C (P_d - P_a) \eta_{PM}^P, \quad (5.2.1)$$

де η_{PM}^P – ККД турбінної секції турбонасосного агрегату.

Потужність насосної секції ТНА:

$$N_H^P = N_{PM}^P \eta_H^P = Q_C (P_d - P_a) \eta_{PM}^P \eta_H^P = Q_C (P_d - P_a) \eta_{TNA}^P, \\ \eta_{TNA}^P = \eta_{PM}^P \eta_H^P, \quad (5.2.2)$$

де η_H^P – ККД насосної секції турбонасосного агрегату, η_{TNA}^P – ККД ТНА.

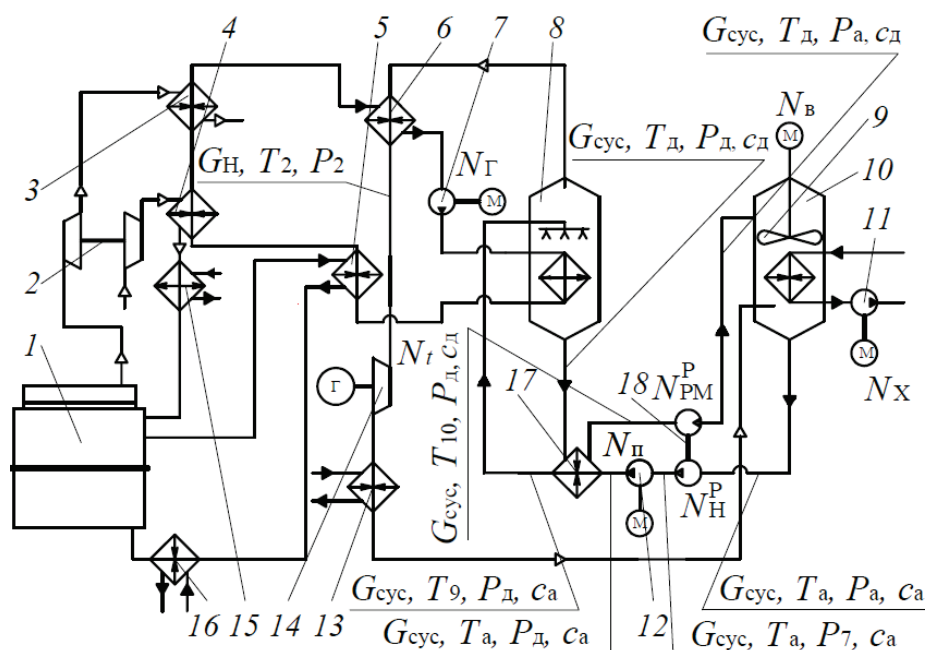


Рис. 5.2.1 – Схема утилізації металогідридної установки з регенерацією енергії (поз. 1–16 відповідають рис. 2.4.1): 17 – регенераційний теплообмінник, 18 – регенераційний турбонасосний агрегат

З урахуванням регенерації механічної енергії, потужність живильного насоса утилізаційної металогідридної установки з регенерацією енергії:

$$N_{\Pi} = \frac{Q_C(P_d - P_a)}{\eta_{\Pi}} - N_H^P. \quad (5.2.3)$$

Ефективність регенерації теплової енергії в утилізаційній металогідридній установці враховано ступенем регенерації теплової енергії r_t :

$$r_t = \frac{T_9 - T_a}{T_d - T_a}. \quad (5.2.4)$$

З урахуванням регенерації теплової енергії, витрата теплоти на підігрів суспензії до температури десорбції Q_H в утилізаційній металогідридній установці з регенерацією енергії:

$$Q_H = G_{Cp}^C(T_d - T_a) \cdot (1 - r_t). \quad (5.2.5)$$

Вплив ступеню регенерації енергії на ефективність утилізаційної металогідридної установки з регенерацією енергії визначено для металогідридів з $\Delta H = 10 \dots 40$ кДж/моль H_2 та $T^* = 270 \dots 320$ К, в діапазонах температур десорбції – $T_d = 350 \dots 500$ К та температур на вході в РМ $T_2 = 400 \dots 500$ К при: $\rho_{MG} = 8000$ кг/м³, $c_p^{MG} = 480$ Дж/(кг·К), $c = 1$ %, $c_{MG} = 15$ % (за об'ємом), $\eta_{\Gamma} = \eta_X = 0,9$, $\rho_{HOC} = 800$ кг/м³, $c_p^{HOC} = 2100$ Дж/(кг·К). Діапазон варіювання величини ступеню регенерації теплової енергії прийнятий $r_t = 0 \dots 0,9$, з урахуванням необхідного температурного напору у регенераційному теплообміннику, а діапазон значень коефіцієнту корисної дії ТНА – $\eta_{TNA}^P = 0 \dots 0,9$.

Результати дослідження наведені на рис. 5.2.2 у вигляді ізоліній ККД утилізаційної установки для прийнятих співвідношень параметрів ΔH і T^* у межах зазначених обмежень та діапазоні температур десорбції $T_d = 350 \dots 500$ К.

Для утилізаційної металогібридної установки з регенерацією енергії, відповідно до параметрів МОД найкращі значення ККД забезпечуються використанням робочого тіла на базі металогібриду, який характеризується комплексом показників: ентальпією гідридування $\Delta H = 25...30$ кДж/(моль H_2), температурою при тиску 0,1 МПа – $T^* = 270...280$ К, найбільш високою зворотною сорбційною ємністю та мінімальним значенням коефіцієнта гістерезису.

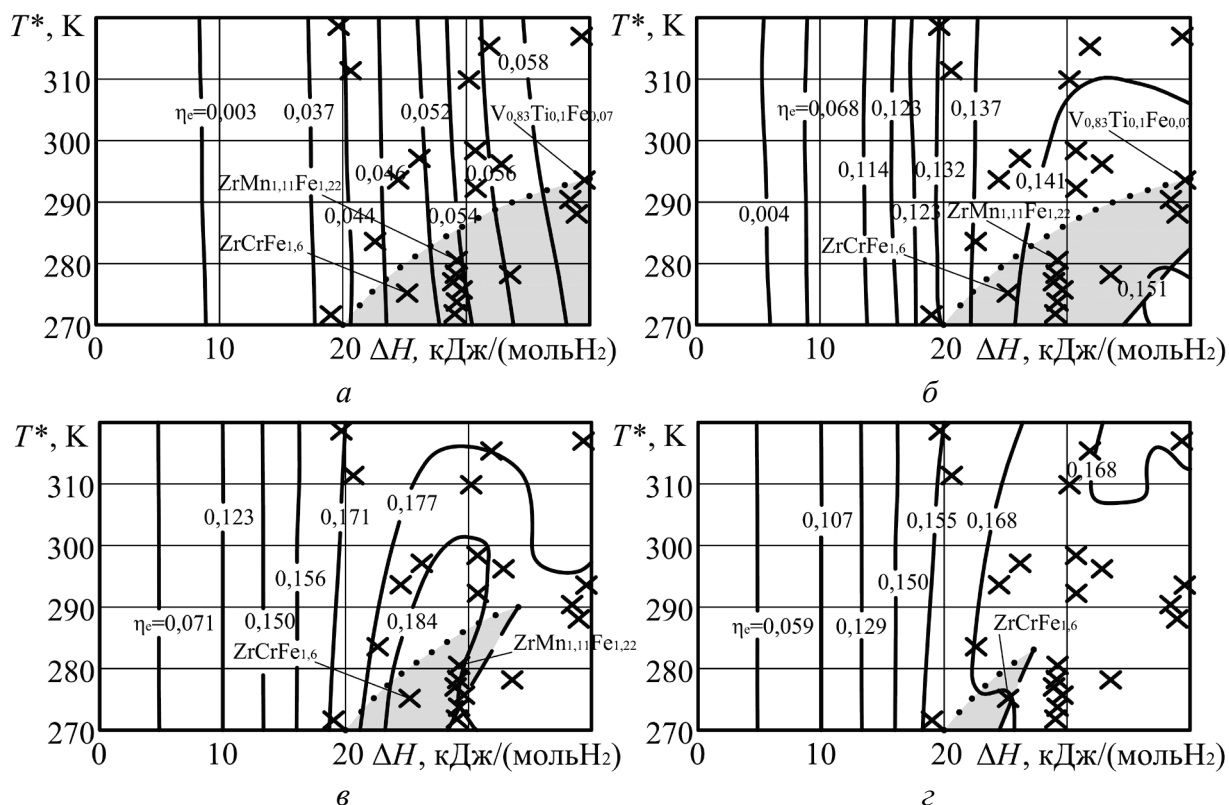


Рисунок 5.2.2 – ККД металогібридної утилізаційної установки з регенерацією енергії в залежності від температури десорбції і властивостей металогібриду (ступінь регенерації теплової енергії $r_t = 0,8$, ККД ТНА $\eta_{ТНА} = 0,94$) (позначення відповідають рис. 5.1.2)

Як свідчать результати, що отримано, для металогібриду з $\Delta H = 26,6$ кДж/моль H_2 та $T^* = 274$ К, вплив ступеню регенерації теплової енергії на ефективність утилізаційної металогібридної установки більш істотний, ніж регенерації механічної енергії (рис. 5.2.3).

При температурах десорбції 450...500 К, підвищення значення ступеню регенерації з $r_t = 0,1$ до $r_t = 0,9$ призводить до збільшення ККД утилізаційної металогібридної установки з 0,11 до 0,24. В тих же умовах, варіювання значення ККД турбонасосного агрегату у діапазоні $\eta_{ТНА}^P = 0...0,9$ призводить до збільшення ККД утилізаційної металогібридної установки на 1...3 % в залежності від температури десорбції (див. рис. 5.2.3) [229].

Максимальне значення ступеня регенерації теплової енергії обмежується температурним напором у регенераційному теплообміннику r_t . Так при ступені регенерації $r_t = 0,8$ температурний напір складає 20 К, (рис 5.2.4). Як свідчать отримані результати, вплив регенерації теплової енергії більш істотний. Так при ступені регенерації $r_t = 0,9$ можливе збільшення ефективного ККД установ-

ки до 0,24 при температурах десорбції 450...500 К. При цьому значення температурного напору зменшується з ростом ступеня регенерації і наближується до нуля. Значення температурного напору обмежене $\Delta T = 5$ К, при цьому $r_t = 0,9$.

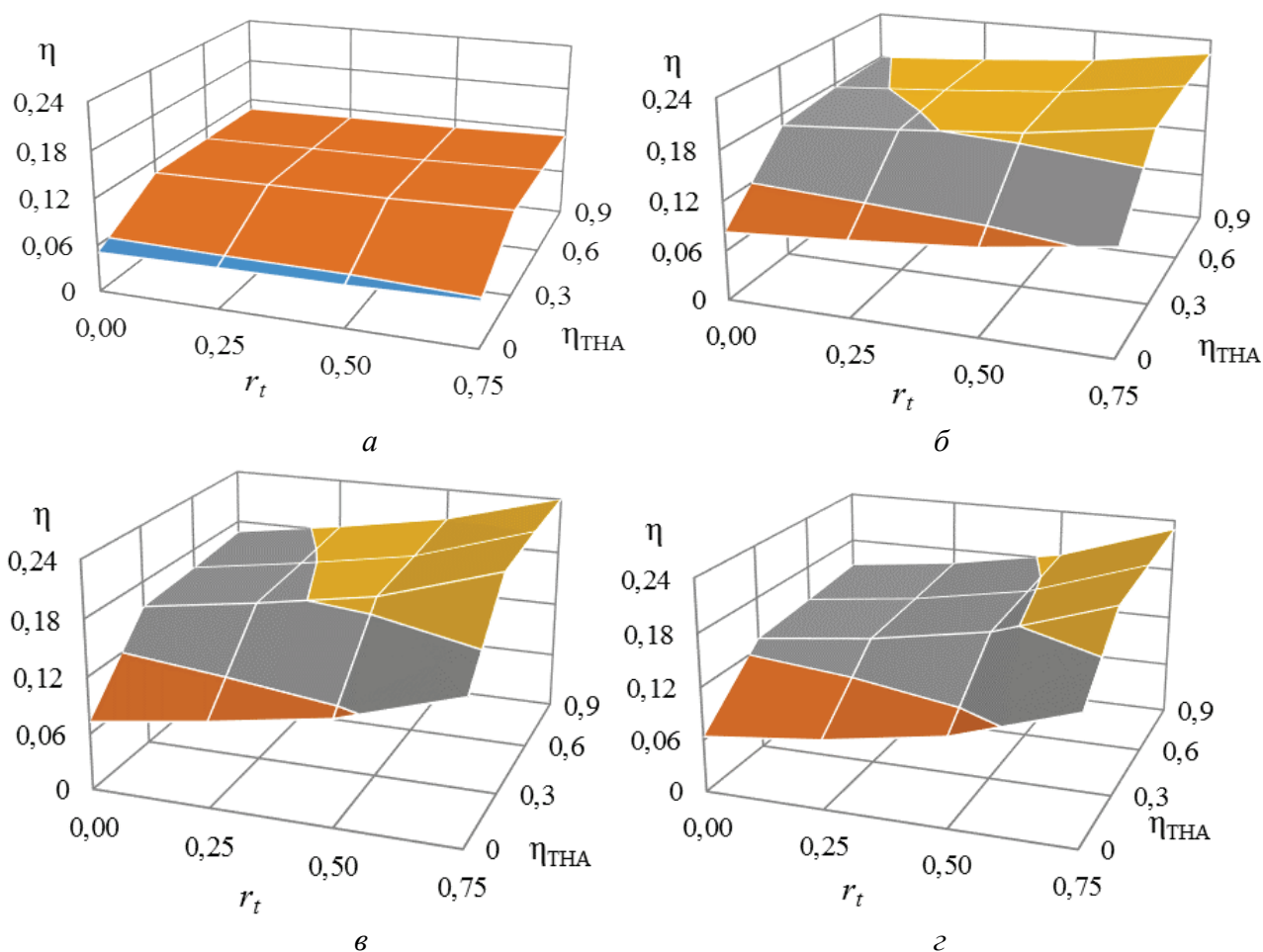


Рис. 5.2.3 – Ефективність металогібридної утилізаційної установки з регенерацією енергії при температурах десорбції T_d ($\Delta H = 26,6$ кДж/моль H_2 , $T^* = 274$ К): а – $T_d = 350$ К; б – $T_d = 400$ К; в – $T_d = 450$ К; г – $T_d = 500$ К

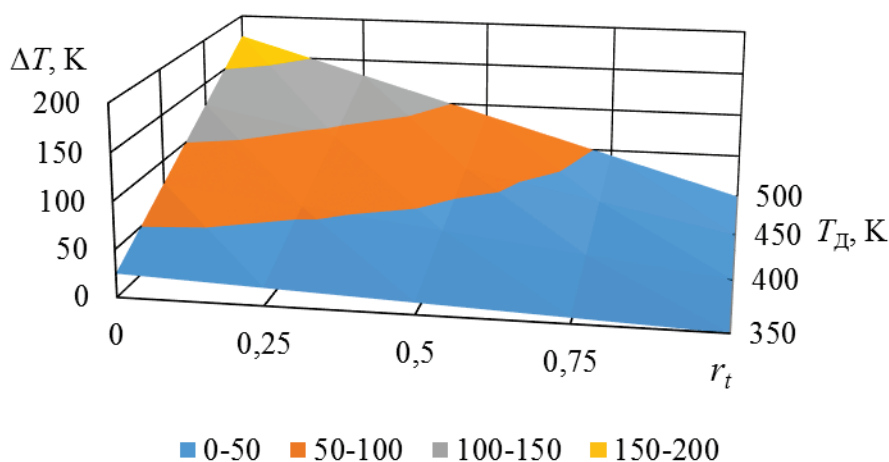
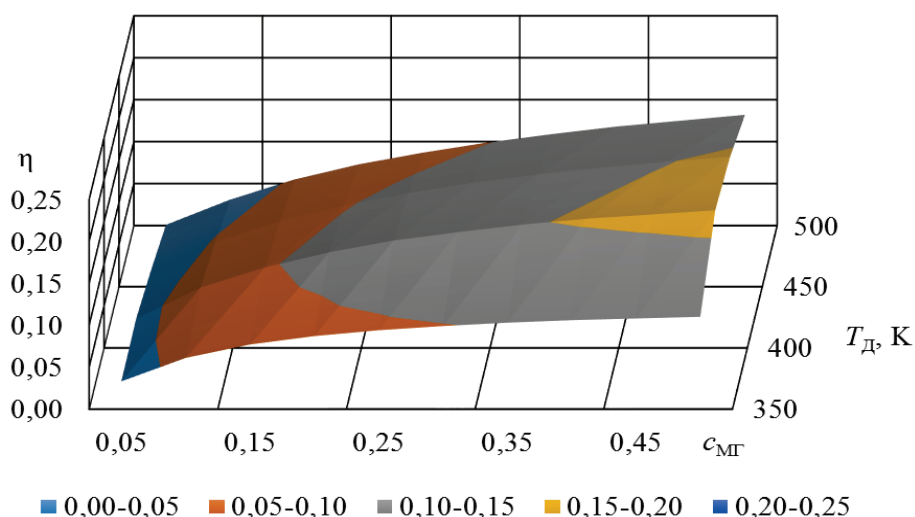


Рис. 5.2.4 – Температурний напір у регенераційному теплообміннику

Кількість металогібриду, що знаходиться в суспензії, може змінюватися в широких межах. Збільшення концентрації металогібриду веде до зростання ККД, оскільки зменшується кількість енергії, яку необхідно затратити на нагрівання і перекачування суспензії (рис. 5.2.5).

Рис. 5.2.5 – Вплив об'ємної концентрації металогідриду в носії та температури десорбції на ККД утилізаційної металогідридної установки (витрата водню 1 кг/с; ККД ТНА 0,6; ступінь регенерації енергії 0,44)



Так, при витраті водню $G_H = 1$ кг/с, ступені регенерації $r_t = 0,44$, ККД турбонасосного агрегату $\eta_{\text{ТНА}}^P = 0,6$, для температури десорбції $T_d = 450$ К збільшення об'ємної концентрації $c_{\text{МГ}}$ з 5 до 50 % веде до збільшення ефективного ККД установки η_e з 2 до 15,5 %. Відомі рекомендації щодо використання суспензій з об'ємною концентрацією металогідридів $c_{\text{МГ}}$ більше 15 %, через погіршення седиментаційної стійкості.

Для концентрації металогідриду $c_{\text{МГ}} = 15$ % раціональне значення температури десорбції становить 400...450 К, при цьому ККД установки становить 9,6...7,8 %.

Вплив сорбційної ємності s на ККД установки показаний на рис. 5.2.6. Збільшення сорбційної ємності призведе до збільшення ККД установки, оскільки зменшиться маса металогідриду, і, відповідно, маса носія (при фіксованій концентрації металогідриду в носії).

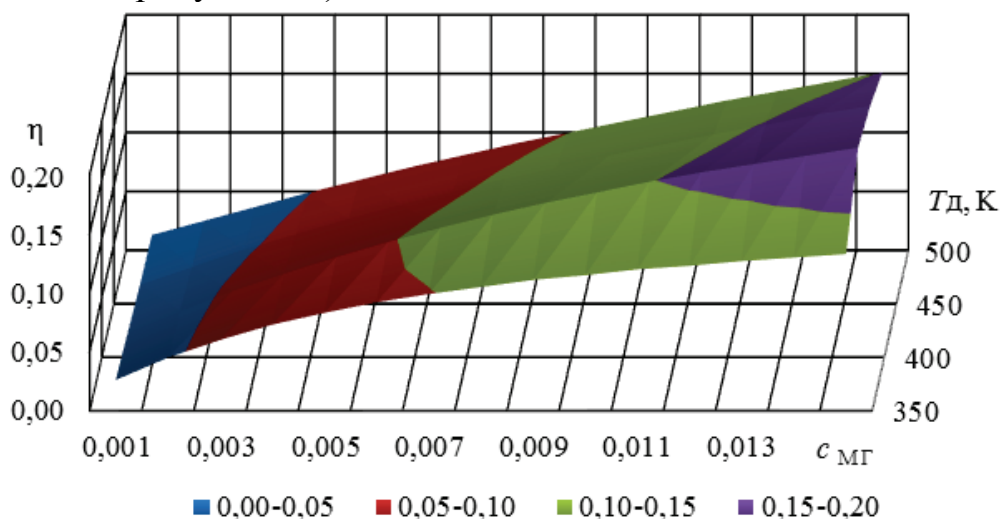


Рис. 5.2.6 – Вплив сорбційної ємності s та температури десорбції на ефективний ККД утилізаційної металогідридної установки з регенерацією енергії

Розглянуто ряд металогідридів з питомою ентальпією гідридуутворення $\Delta H = 5...60$ кДж/(моль H_2) і температурою при тиску 0,1 МПа – $T^* = 270...320$ К. Встановлено, що для отримання максимального ККД необхідно використовувати металогідриди з робочим температурним діапазоном, що відповідає темпе-

ратурному діапазону ВЕР малооборотних ДВЗ (350...500 К), максимально можливою сорбційною ємністю, мінімальним значенням коефіцієнта гістерезиса, питомою ентальпією гідридоутворення $\Delta H = 20...25$ МДж/(моль H_2) і температурою при тиску одна атмосфера $T^* = 260...280$ К. З існуючих матеріалів, до зазначених вимог наближаються $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$, $ZrMn_{1,11}Fe_{1,22}$, $ZrCrFe_{1,6}$, $LaNi_5$, $LaNi_{4,5}Al_{0,5}$, $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$. ККД металогідридної утилізаційної установки, працюючої без регенерації теплової енергії представлені на рис. 5.2.7.

З наведених даних видно, що для кожного металогідриду температура десорбції, що відповідає максимальному значенню ККД установки, підбирається індивідуально. При цьому максимальне значення ККД для зазначених матеріалів, не перевищує 8,5 %. При використанні регенерації теплової енергії системи, застосування металогідриду $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ дозволяє отримати ККД 23...24 %.

Максимальне значення питомої потужності для металогідриду $ZrCrFe_{1,6}$ складає 3,9 МВт/(кг/с), цьому відповідає температура десорбції $T_d = 450$ К. Для металогідриду $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ питома потужність установки становить 3,6 МВт/(кг/с) при температурі десорбції 400 К. Подальше збільшення температури десорбції для металогідриду у $V_{0,83}Ti_{0,1}Fe_{0,07}$ призведе до виходу обмежувачих параметрів за встановлені межі. Також можливе застосування інших металогідридів з близьким значенням термодинамічних параметрів, однак тиск водню при цьому може виходити за вказані значення.

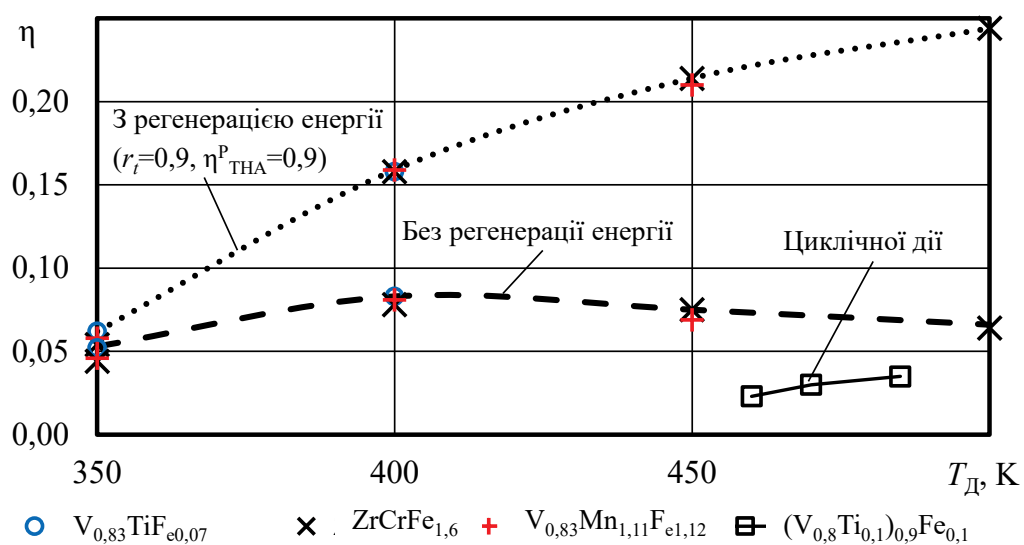


Рис. 5.2.7 – Ефektivність утилізаційних металогідридних установок МОД

5.3 Впровадження водневих металогідридних технологій в суднових енергетичних установках

Використання науково-прикладних результатів, що отримані в представлений роботі, математичних моделей та експериментальних стендів, що створені, в проектних організаціях та конструкторських бюро при виконанні препроектних проробок та проектних робіт дозволило забезпечити вибір та обґрунтування принципової схеми утилізаційної металогідридної установки відповідно

до малообертового ДВЗ 9G80ME-C9.2-TH, встановити значення її параметрів, визначити ступень впливу параметрів утилізаційної металогідридної установки на її ефективність та показники. Такий двигун є головними судновими двигуном судна контейнеровозів типу SEASMILE, SARLOTTE SHULTE [230–232].

Малообертовий двигун 9G80ME-C9.2-TH – сучасний судновий двигун, G-типу фірми MAN Diesel & Turbo зі зниженою частотою обертання, що дозволяє використовувати гвинт більшого діаметра і, у підсумку, значно підвищити ефективність суднової пропульсивної установки. Конструкція двигуна оптимізована для зменшення витрати палива і зменшення викиду CO₂, основні характеристики наведені в таблиці 5.3.1.

Таблиця 5.3.1 – Основні характеристики малообертових двигунів в умовах ISO 3046-1 2002(E) [234, 235]

Характеристика двигуна	9G80ME-C9.2-TH	12K90MC-S
Діаметр циліндра, м	0,80	0,90
Хід поршня, м	3,72	2,30
Кількість циліндрів	9	12
Максимальна тривала потужність (MCR), МВт	42,3	54,8
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	72	104
Середній ефективний тиск, МПа	2,1	1,82
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год)	0,166	171
Температура відпрацьованих газів на режимі максимальної потужності (MCR), К	518	518
Тиск надувного повітря в ресивері, МПа	0,42	0,38
Маса, т	1350	1826

За результатами досліджень виконано передпроектну проробку утилізаційної металогідридної установки для суднового двигуна MAN 9G80ME-C9.2-TH (9ДКРН 80/372, 43,3 МВт, 72 хв⁻¹ на режимі MCR). В утилізаційній установці використаний металогідрид MmNi_{4,5}Al_{0,5}, (густина складає $\rho_{\text{МГ}} = 8000 \text{ кг/м}^3$, теплоємність $c_P^{\text{МГ}} = 480 \text{ Дж/(кг·К)}$). Величина коефіцієнту гістерезису для цього матеріалу $P_a/P_d = 1,05$. Значення питомої ентальпії гідридоутворення отримано обробкою експериментальних даних і дорівнює 27 кДж/(мольН₂), (13,95 МДж/(кгН₂)), (рис. 5.3.1). Рідина-носії робочого тіла – гас КО 25 за ОСТ 38.01407–86 ($\rho_{\text{НОС}} = 800 \text{ кг/м}^3$, $c_P^H = 2100 \text{ Дж/(кг·К)}$) [233].

Внутрішній ККД водневої розширювальної машини прийнятий $\eta_0 = 0,92$ [228]. Вплив ККД турбонасосного агрегату на потужність установки визначено для значень ККД, ККД ТНА $\eta_{\text{ТНА}}^P = 0,5 \dots 0,9$. Величини коефіцієнтів відновлення повного тиску прийняті $v_2 = 0,96$, $v_5 = 0,97$. Концентрація металогідриду в носії $c_{\text{МГ}} = 0,15$ для забезпечення седиментаційної стійкості суспензії.

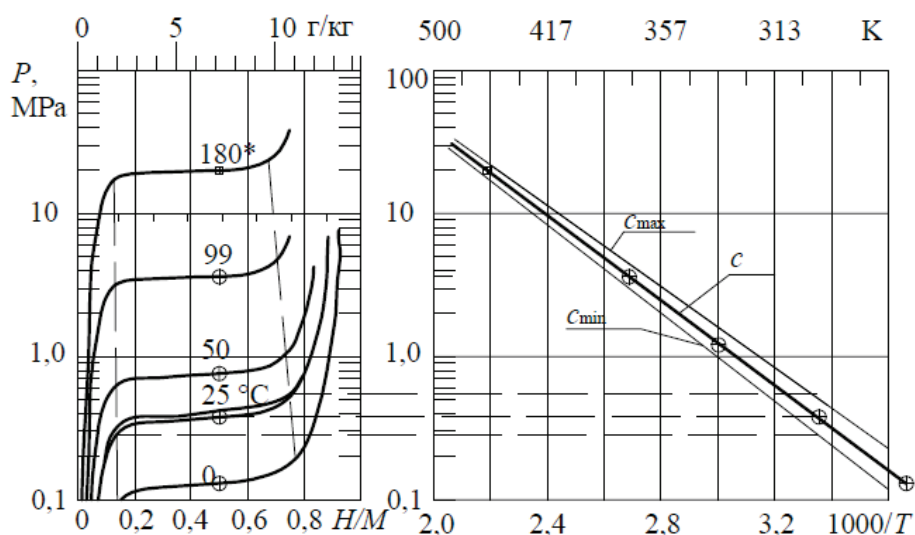


Рис. 5.3.1 – Властивості компонента робочого тіла утилізаційної металогідридної установки:

– металогідриду $\text{MmNi}_{4.5}\text{Al}_{0.5}$ [223]

* - отримано шляхом екстраполяції

Кількість наявної теплоти вторинних енергетичних ресурсів двигуна визначено на базі теплового балансу двигуна $9G80ME-C9.2-III$ і наведено у вигляді $T-Q$ діаграми (рис. 5.3.2). Температурний напір теплообмінників контуру нагріву прийнятий $\Delta T_T = 34$ К. Максимальна температура ВЕР ДВЗ $T_{\text{max}}^{\text{ВЕР}} = 518$ К, а максимальна температура перегріву водню $T_2 = 484$ К.

Значення температури десорбції T_d змінюється в діапазоні від температури сорбції T_a до максимальної температури ВЕР ДВЗ $T_{\text{max}}^{\text{ВЕР}}$. При цьому спостерігаються дві протилежні тенденції: зі збільшенням температури десорбції T_d , зменшується кількість утилізованого тепла ВЕР (див. рис. 5.3.2) і, як наслідок, витрата водню G_H в утилізаційній металогідридній установці, що веде до зменшення потужності водневої розширювальної машини N_r . При підвищенні температури десорбції, збільшується тиск десорбції P_d , і, відповідно, відношення тисків P_2/P_3 та потужність водневої РМ.

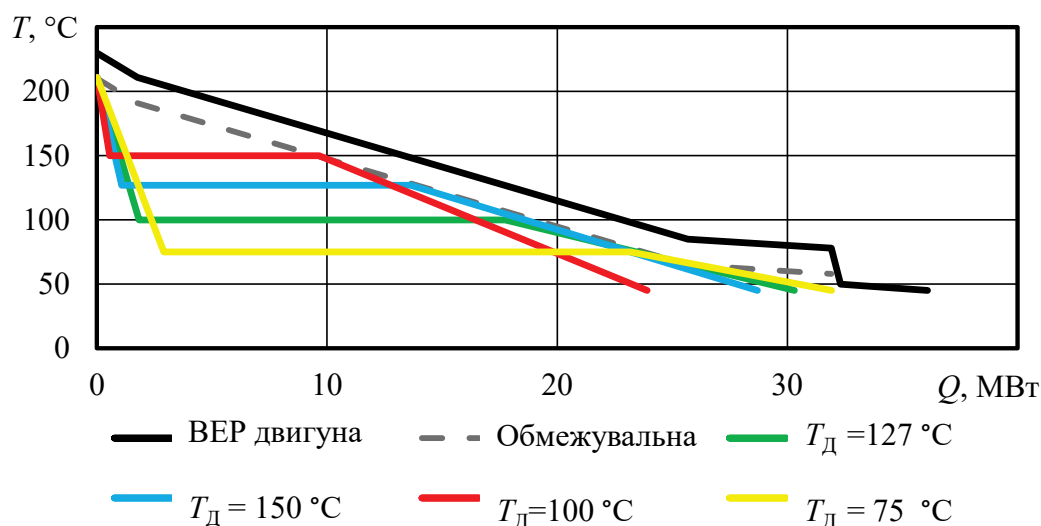
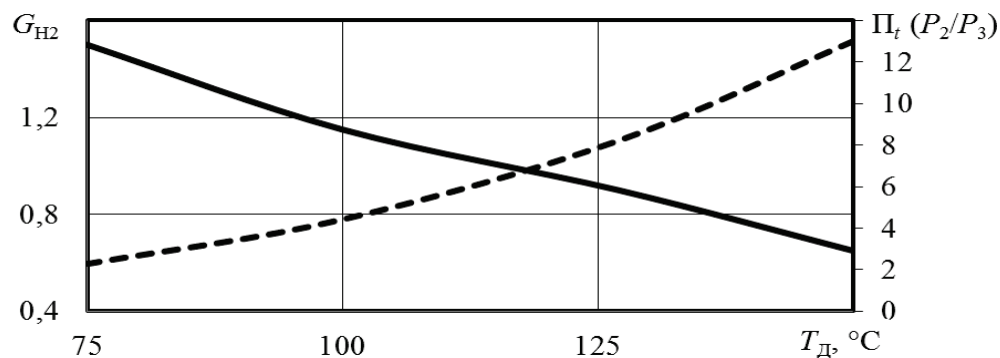


Рис. 5.3.2 – $T-Q$ діаграма вторинних енергоресурсів ДВЗ $9G80ME-C9.2-III$ і металогідридної утилізаційної установки безперервної дії

У діапазоні параметрів двигуна $9G80ME-C9.2-III$ зміна температури десорбції T_d з 350 до 420 К призводить до зменшення витрати водню G_{H_2} з 1,35 до 0,65 кг/с, а відношення тисків P_r у водневій РМ зростає з 0,25 до 13 (рис. 5.3.3).

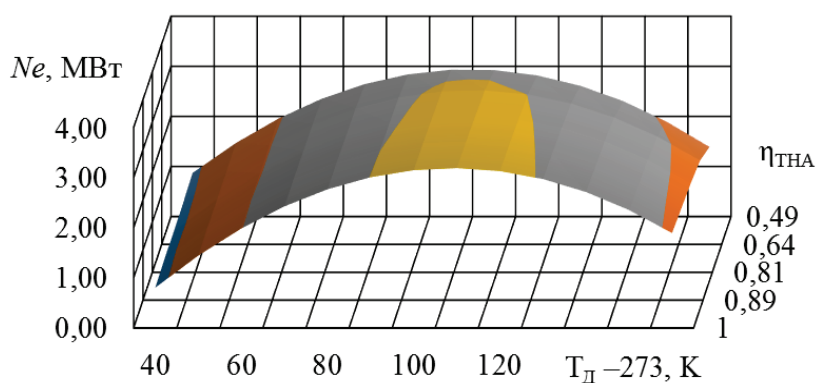
Рис. 5.3.3 – Вплив температури десорбції на витрату водню і перепад тисків у розширювальній машині утилізаційної металогідридної установки МОД 9G80ME-C9.2-III:

— G_{H_2} ; - - - Π_t



Дослідження впливу параметрів на потужність утилізаційної металогідридної установки безперервної дії виконано в діапазонах $T_d = 325...430$ К, $\eta_{TNA}^P = 0,5...0,95$, для $\Delta T = 20$ К, $\eta_0 = 0,92$. Як свідчать отримані результати, потужність утилізаційної установки складає $2,6...3,3$ МВт (рис. 5.3.4). Значення максимальної потужності $3,0...3,2$ МВт досягнуто при температурі десорбції $T_d = 360...395$ К, при цьому більші значення потужності отримано при більш високому ККД ТНА. Зниження ККД елементів ТНА призводить до збільшення потужності живильного насоса N_p , що знижує ефективну потужність утилізаційної установки. В таких умовах діапазон раціональних температур десорбції відповідно до потужностей установки $N_e = 3,0...3,2$ МВт звужується з $360...395$ К при $\eta_{TNA}^P = 0,9$ до $365...390$ К при, $\eta_{TNA}^P = 0,80$.

Рис. 5.3.4 – Ефективна потужність утилізаційної металогідридної установки МОД 9G80ME-C9.2-III



Розміри та маса теплообмінних апаратів визначені для пластинчатої поверхні теплообміну ГОСТ 15518-87 [236, 237].

У розглянутому варіанті схеми доцільно використовувати насос *OWH 250* виробництва *Grupa Powen-Wafaromp SA*, конструкція якого пристосована до підвищеного навантаження та механічного впливу [238]. У якості ілюстрації отриманих результатів, наведені габаритні розміри апаратів утилізаційної металогідридної установки МОД 9G80ME-C9.2-III, (рис. 5.3.5).

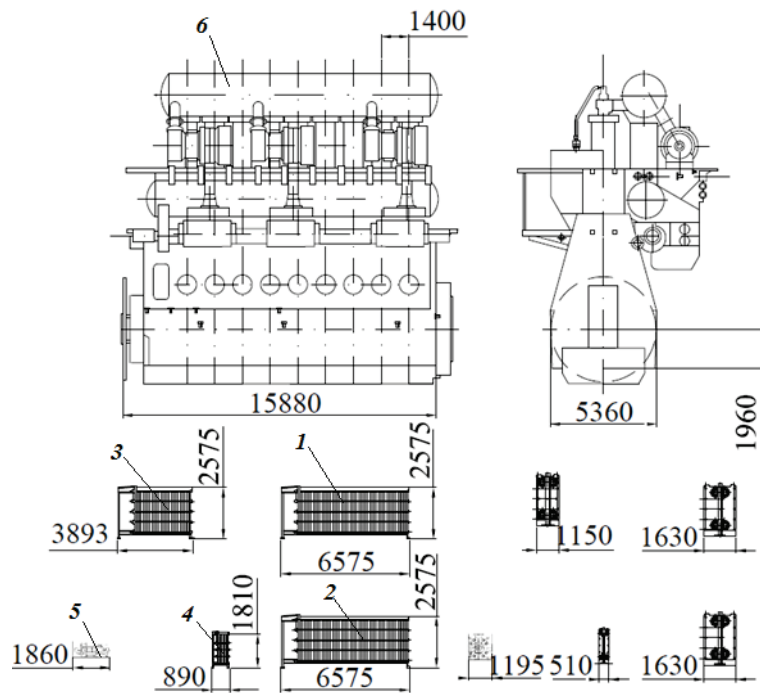


Рисунок 5.3.5 – Габаритні показники металогідридної установки 9G80ME-C9.2-III: 1 – сорбер, 2 – десорбер, 3 – регенераційний теплообмінник, 4 – перегрівач водню, 5 – живильний насос, 6 – малообертовий ДВЗ

ПІСЛЯМОВА

Цикл теоретичних та експериментальних досліджень, певний досвід впровадження результатів досліджень авторів дозволили висвітлити перспективний напрямок подальшого підвищення енергетичних та екологічних показників сучасних суднових двигунів – використання термохімічних та металогідридних технологій утилізації низькопотенційної теплоти вторинних енергоресурсів.

Ефективність перетворення такими методами низькопотенційних теплових ресурсів головних та допоміжних двигунів суднових енергетичних установок у механічну енергію досягає 25%, що суттєво перевищує аналогічні показники традиційних систем утилізації теплоти. Принципово важливо, що підвищення енергетичних показників СЕУ супроводжує покращення їх екологічних показників в наслідок покращення характеристик процесів згоряння палива в циліндрах ДВЗ за рахунок використання синтетичного газу, зі значною кількістю водню, яка призводить до зменшення викидів недопалених вуглеводнів, оксиду вуглецю та інших небезпечних речовин.

Впровадження зазначених технологій використання низькопотенційних теплових ресурсів обмежується певним переліком проблем, пов'язаних з процесом перетворення експериментальних установок у промислові зразки, та відсутністю досвіду експлуатації в реальних умовах суднової енергетичної установки. Цей процес може бути не менш тривалим, чім дослідницький. Важливою проблемою є формування позитивного відношення до зазначених технологій з боку частини фахівців, які займаються проектуванням та експлуатацією традиційних суднових енергетичних установок. Все це потребує раціонального співвідношення подальших наукових досліджень, дослідно-промислової експлуатації систем утилізації низькопотенційної теплоти суднових ДВЗ та доведення обладнання до рівня, що дозволяє ефективно використовувати термохімічні та металогідридні технології утилізації низькопотенційної теплоти вторинних енергоресурсів СЕУ. Використання таких технологій дозволить суттєво зменшити вартість перевезень вантажу морським транспортом.

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

- c – питома масова теплоємність, Дж/(кг·К)
 c – сорбційна ємність металогідриду
 C_m – середня швидкість поршня, м/с
 c_p – ізобарна теплоємність газу, кДж/(кг·К)
 c_v – ізохорна теплоємність газу, кДж/(кг·К)
 c_{MG} – об’ємна концентрація металогідриду в носії
 C_{SG} – величина масової добавки синтез-газу до бензину, %
 $D_{ц}$ – діаметр робочого циліндра, м
 F – площа поверхні та прохідного перерізу, м²
 F_f – активна поверхня фронту полум’я
 F_o – площа поверхні циліндра при знаходженні поршня у ВМТ, м²
 $F_{п}$ – площа поршня, м²
 g – прискорення сили тяжіння, м/с²
 g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год)
 g_i – питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год)
 $G_{п}$ – витрата повітря через двигун, кг/с
 $g_{ц}$ – циклова подача палива, кг/цикл
 $H_{к.з}$ – висота камери згоряння, м
 I – ентальпія, Дж/кг
 i – кількість циліндрів двигуна
 k – показник адіабати
 K_{neid} – коефіцієнт неідеальності
 K_{ric} – коефіцієнт гістерезису
 L – дійсна кількість повітря, що бере участь у згорянні палива, кг/кг
 L_i – індикаторна робота циклу, кДж/кг
 L_o – теоретична кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива, кг/кг
 m – емпіричний коефіцієнт характеру згоряння
 m – маса, кг
 M – маса повітряного заряду циліндра, кг
 M_m – мішметал – природна суміш рідкоземельних елементів (Ce, La, Ne)
 n – частота обертання, с⁻¹
 n_1 – показник політропи стискання
 n_2 – показник політропи розширення
 N_e – ефективна потужність двигуна, кВт
 N_i – індикаторна потужність двигуна, кВт
 p – тиск, кН/м² (кПа)
 P_a – тиск у циліндрі наприкінці процесу наповнення, МПа
 P_b – тиск наприкінці процесу розширення, МПа
 P_C – тиск у циліндрі наприкінці процесу стиску, МПа

P_e	– середній ефективний тиск, МПа
P_i	– середній індикаторний тиск, МПа
P_r	– тиск залишкових газів, МПа
P_s	– тиск у повітряному ресивері, МПа
P_z	максимальний тиск згоряння, МПа
P_o	– тиск навколишнього середовища, МПа
Q	– кількість теплоти, Дж
Q_w	– втрата теплоти в охолоджуючу рідину, кДж
$Q_{в.г}^{\max}$	– максимальна кількість тепла ВГ, яка може бути утилізована, кВт
Q_n	– теплотворна здатність палива, кДж/кг
$Q_{с.г}^{\text{необ}}$	– кількість енергії, яка необхідна для отримання синтез-газу, кВт
$q_{x.p}$	– питома теплота хімічної реакції, МДж/кг
R	– універсальна газова стала, Дж/(кг·К)
$Re_{ц}$	– відцентровий критерій Рейнольдса
R_f	– радіус фронту полум'я
$S_{п}$	– хід поршня, м
t	– час, с
T	– температура, К
T^*	– рівноважна температура при тиску $P = 0,1$ МПа, К
T_a	– температура заряду наприкінці процесу наповнення, К
T_b	– температура наприкінці процесу розширення, К
T_r	– температура залишкових газів, К
T_s	– температура повітря у ресивері, К
T_w	– температура охолоджуючої рідини, К
T_z	– максимальна температура згоряння, К
$T_o(t_o)$	– температура навколишнього середовища, К (°С)
T_a, T_d	– рівноважні температури реакцій адсорбції та десорбції водню, К
T_p	– температура реакції конверсії, К
T_c	– температура заряду наприкінці процесу стиску, К
V	– об'єм, м ³
V_b	– об'єм продуктів згоряння
V_c	– об'єм камери згоряння, м ³
V_s	– робочий об'єм циліндра, м ³
V_a	– об'єм циліндра на початку стиску, м ³
w_t	– турбулентна швидкість розповсюдження фронту полум'я
w_n	– нормальна швидкість розповсюдження фронту полум'я
x_z	– коефіцієнт тепловиділення в момент завершення процесу згоряння
z	– координата положення поршня
α	– коефіцієнт надлишку повітря
α_r	– коефіцієнт тепловіддачі від газу, Вт/(м ² ·К)
α_p	– коефіцієнт тепловіддачі до охолоджуючої рідини, Вт/(м ² ·К)
γ_r	– коефіцієнт залишкових газів

ΔH – питома ентальпія гідридоутворення, кДж/(моль H_2)
 ΔH_{H_2} – ізоентропійний теплоперепад водню, кДж/кг
 ΔS – питома ентропія гідридоутворення, кДж/(моль·К)
 ΔT – різниця температур на вході в термохімічний реактор, К
 ΔT_{ln} – середньологарифмічний температурний напір, К
 $\delta_{ст}$ – товщина стінки циліндра, м
 δg^n – відносна витрата палива на конверсію
 $\delta Q_{в,г}$ – частка енергії відхідних газів, яку необхідно утилізувати для отримання синтез-газу
 ε – ступінь стискання
 ζ – коефіцієнт округлення індикаторної діаграми
 η – коефіцієнт корисної дії
 η_e – ефективний ККД двигуна
 η_i – індикаторний ККД двигуна
 η_m – механічний ККД двигуна
 η_n – коефіцієнт наповнення
 λ – ступінь підвищення тиску при згорянні
 $\lambda_{ст}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки циліндра, Вт/(м²·К)
 $\lambda_{ш}$ – стала кривошипно-шатунного механізму
 ξ – ступінь конверсії палива
 ρ – густина повітряного заряду та газового потоку, кг/м³
 ρ_p – ступінь наступного розширення
 φ – кут повороту колінчастого вала, град, рад
 φ_z – загальна тривалість згоряння
 χ – коефіцієнт тактності

$P_{ТС}$ – залежність $P_a = f(c, T_a)$ або $P_d = f(c, T_d)$ для металогідридів
 ВГ – відпрацьовані гази
 ВЕР – вторинні енергетичні ресурси
 ВМТ – верхня мертва точка
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
 ЗПГ – зріджений природний газ
 ККД – коефіцієнт корисної дії
 КШМ – кривошипно-шатунний механізм
 МОД – малооборотний двигун внутрішнього згоряння
 НМТ – нижня мертва точка
 НУК – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
 РМ – розширювальна машина
 СЕУ – суднова енергетична установка
 ТЕХМ – тепловикористовуюча ежекторна холодильна машина
 ТПВ – тверді побутові відходи
 ТХР – термохімічна регенерація тепла

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фомин, Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с. ISBN 5-7355-0083.
2. Конс, Г.А. Современное мировое дизелестроение. Концепции развития, анализ международного опыта [Текст] / Г.А. Конс, В.А. Лашко. — М: Машиностроение, 2005.— ISBN 5-217-03290-1.
3. Технічний регламент прогулянкових суден [електронний ресурс] // Кабінет міністрів України. — Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1147-2011-%D0%BF>. — Дата доступа 14.03.2017. — Назва з екрану.
4. Подвесные двигатели [електронний ресурс] // Mercury marine – Режим доступу: <https://www.mercurymarine.com/ru/europe/engines/outboard/>. — Дата доступа 15.09.2019. — Назва з екрану.
5. Outboard Motors [електронний ресурс] // Marine Honda – Режим доступу: <https://marine.honda.com/outboards>. — Дата доступа 11.09.2019. — Назва з екрану.
6. Westerbeke Marine Diesel Engines [електронний ресурс] // Westerbeke Engines&Generators — Режим доступу: <https://www.westerbeke.com/westerbekeengines.htm>. — Дата доступа 08.09.2019. — Назва з екрану.
7. О проблеме истощения мировых запасов нефти / Д. Л. Рахманкулов, С. В. Николаева, Ф. Н. Латыпова [и др.] // Башкирский химический журнал. — 2008. — № 2 (15). — С. 5–35.
8. Дринча В. М. Предпосылки применения альтернативных источников энергии в сельском хозяйстве / В. М. Дринча // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2003. — № 10. — С. 2–5.
9. Быкова Е. В. Перспективы применения топливного этилового спирта на транспорте / Е. В. Быкова, А. В. Гемонов, А. В. Лебедев // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. — 2014. — № 3. — С. 26–30.
10. Мысник М. И. Анализ теплофизических свойств альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания / М. И. Мысник, А. Е. Свистула // Пол-зуновский вестник. — 2009. — № 1–2. — С. 37–43.
11. Кулешко Я. Я. Необходимость использования альтернативных видов топли-ва для автотранспорта / Я. Я. Кулешко // Молодежь и наука: сборник материалов IX Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 385-летию со дня основания г. Красноярска [Электронный ресурс]. — Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2013. — Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2013/section076.html>, свободный.

12. Левтеров А. М. Использование альтернативных топлив в транспортных ДВС / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова, Н. Ю. Гладкова // Автомобильный транспорт. – 2010. – № 27. – С. 61–64.
13. Улучшение энергетических и экологических характеристик поршневых ДВС при переходе на бензоэтанольное топливо / А. А. Абрамов, А. В. Апельинский, К. С. Руновский [и др.] // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1, № 2 (16). – С. 101–106.
14. Мараховский В. П. Перспективы использования бензоспиртовых топлив в Украине / В. П. Мараховский, В. Н. Бганцев // Автомобильный транспорт. – 2007. – № 20. – С. 92–94.
15. Солодова Н. Л. Немного о биотопливах / Н. Л. Солодова, Н. А. Терентьева // Вестник Казанского технологического университета. – 2010. – № 11. – С. 348–357.
16. Бганцев В. Н. Основные направления адаптации транспортных двигателей к бензоспиртовым топливам / В. Н. Бганцев // Автомобильный транспорт. – 2014. – № 35. – С. 106–109.
17. Богданов С. Н. Обеспечение фазовой стабильности этанольных топлив для автомобильных двигателей / С. Н. Богданов, А. Н. Лаврик, А. С. Теремов // Вестник ЮУрГУ. – 2007. – № 25. – С. 102–106.
18. Василевкин Е. В. Конструктивные изменения в ДВС, необходимые при переходе на бензоэтанольные топлива / Е. В. Василевкин, В. Н. Егоров, К. С. Руновский // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 1, № 1 (15). – С. 10–14.
19. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
20. Sinor J. E. Current and Potential Future Performance of Ethanol Fuels / J. E. Sinor, B. K. Bailey // SAE Technical Paper Series. – 1993. – № 930376. – P. 83–100.
21. Лиханов В. А. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В. А. Лиханов, А. М. Сайкин. – М. : Колос, 1994. – 224 с.
22. MAN Diesel & Turbo [Электронный ресурс] / <http://mandieselturbo.com/0000002/Home.html>.
23. Маслов, В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей [Текст] / В.В. Маслов. – М.:Транспорт, 1990.– ISBN 5-277-01019
24. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI [Text] // MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark. – 2014. 32 p.
25. Noor, A. M. Waste Heat Recovery Technologies In Turbocharged Automotive Engine – A Review [Text] / Alias Mohd Noor, Rosnizam Che Puteh b and Srithar Rajoo // Journal of Modern Science and Technology.– Vol.2 No.1.– 2014.– Pp.108-119.
26. Селиверстов, В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках [Текст] / В.М. Селиверстов. – Ленинград: Судостроение.– 1973.
27. Jianqin, F. A new approach for exhaust energy recovery of internal combustion engine: Steam turbocharging [Text] / Jianqin Fu, Jingping Liu, Yanping Yang,

Chengqin Ren, Guohui Zhu // *Applied Thermal Engineering*. – №52. – 2013. – P. 150-159.

28. Saadatfar, B. Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review [Text] / Bahram Saadatfar, Reza Fakhrai, Torsten Fransson // *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*. – Vol. 1, Issue 1. – 2013. – pp. 167-188.

29. Vélez, F. Thermodynamic analysis of R134a in an Organic Rankine Cycle for power generation from low temperature sources [Text] / Fredy Vélez, Farid Chejne, Ana Quijano // *DYNA*. – 2014. – pp. 153-159.

30. Vélez, F. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of lowgrade heat for power generation [Text] / Fredy Vélez, José J. Segovias, M. Carmen Martín, Gregorio Antolín, Farid Chejne, Ana Quijano // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – № 16. – 2012. – pp. 4175 – 4189.

31. Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery [Text] / Enhua Wang, Hongguang Zhang*, Boyuan Fan and Yuting Wu // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 26 (8). – (2012). –pp. 2301-2312.

32. Tahani, M. A Comprehensive study on waste heat recovery from internal combustion engines using organic Rankine cycle [Text] / Mojtaba TAHANI, Saeed JAVAN, Mojtaba BIGLARI // *THERMAL SCIENCE*. –Vol. 17, No. 2. – 2013. – pp. 611-624.

33. Tian, H. Parametric and exergetic analysis of a two-stage transcritical combined organic Rankine cycle used for multiple grades waste heat recovery of diesel engine [Text] / H. Tian, J. Zhang, X. F. Xu, G. Q. Shu, H. Q. Wei // *6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines* / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – №52. – 2013. – 042-018.

34. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE) [Text] / Guopeng Yu, Gequn Shu*, Hua Tian, Haiqiao Wei, Lina Liu // *Energy*. – 2013.

35. Anderson, K. Waste Heat Energy Supercritical Carbon Dioxide Recovery Cycle Analysis and Design [Text] / K. R. Anderson, T. Wells, D. Forgette, R. Okerson, M. DeVost, S. Cunningham, M. Stuart // *Advances in Renewable Energy*. – Volume 1, Issue 1. – 2014. – 1-10.

36. H. Chen, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, “A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, 2010, pp. 3059-3067.

37. Wang, S. Analysis of Combined Power and Refrigeration Generation Using the Carbon Dioxide Thermodynamic Cycle to Recover the Waste Heat of an Internal Combustion Engine [Text] / S. Wang, K. Bai, Y. Xie, J. Di, S. Cheng // *Mathematical Problems in Engineering*.

38. Jonsson, M. Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers / M. Jonsson, J. Yan // *Energy* 26, 2001. – pp. 31–44.

39. Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry [Text] / BCS, Incorporated. – March 2008.
40. Larsen, U. System analysis and optimisation of a Kalina Split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines / Ulrik Larsen, Tuong-Van Nguyen, Thomas Knudsen, Fredrik Haglind // *Energy*. – Volume 64, 2014. – Pages 484–494.
41. Радченко Н.И. Использование тепла охлаждающей судовые ДВС воды для производства пара теплонасосными установками // *Зб. наук. пр. УДМТУ*. – 1999. – № 6 (366). – с. 144-149.
42. Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоутилизирующие контуры на низкотемпературных рабочих телах для ДВС // *Авіаційнокосмічна техніка і технологія: Двигуни та енергоустановки*. – Харків: ХАІ, 2002. – Вип. 31. – с. 17-19.
43. Радченко Н.И. Потенциал охлаждения наддувочного воздуха малооборотного дизеля транспортного судна / Н.И. Радченко, А.А. Сирота, Р.Н. Радченко, Д.В. Коновалов // *Авиационно-космическая техника и технология: Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов*. – 2013, № 8 (105) – с. 67-72.
44. Радченко Р.Н. Охлаждение воздуха на входе главного двигателя транспортного судна / Р.Н. Радченко, Н.И. Радченко, Т. Бес, А.А. Сирота // *Авиационно-космическая техника и технология: Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов* 2012. – № 10 (97). – с. 61-67.
45. Радченко Р. Н. Повышение топливной эффективности малооборотного судового дизеля охлаждением воздуха на входе эжекторной холодильной машины / Р. Н. Радченко // *Збірник наукових праць НУК*. – №2, 2011.
46. Rowe, D. M. Evaluation of thermoelectric modules for power generation / D. M. Rowe and Gao Min // *Journal of Power Sources*. – Volume 73, 1998. – Pages 193-198.
47. Thacher, E. F. Testing of an automobile exhaust thermoelectric generator in a light truck / E F Thacher, B T Helenbrook, M A Karri1, C J Richter // *J. Automobile Engineering, Proc. IMechE Vol. 221, Part D*, 2007/
48. Vazquez, J. State of the Art of Thermoelectric Generators Based on Heat Recovered from the Exhaust Gases of Automobiles / J. Vazquez, M.A SansBobi, R. Palacios, A. Arenas // *Escuela Tecnica Superior de Ingenieria, Madrid*, 2002.
49. Емельянов В. В. Совершенствование показателей работы дизеля на основе термохимической регенерации теплоты отработавших газов : автореф. дис. канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / В. В. Емельянов. – М., 2004. – 18 с.
50. ТИГАЗ: производство бензина из синтез-газа / Финн Йонсен, Томас Роструп-Нильсен, Бодил Восс [и др.] // *Газохимия*. – 2010. – № 1. – С. 60–63.
51. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива / Н. А. Хрипач, В. Ф. Каменев, В. М. Фомин [и др.] // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2006. – № 4 (36). – С. 46–50.

52. Носач В. Г. Энергия топлива / В. Г. Носач. – К. : Наук. думка, 1989. – 148 с.
53. Steam reforming of hydrocarbon fuels / Q. Ming, T. Healey, L. Allen [at al.] // *Catalysis Today*. – 2002. – № 77. – P. 51–64.
54. Selective Steam Reforming of Aromatic Hydrocarbons / D. Duprez, A. Mi-loudi, G. Delahay [at al.] // *Journal of catalysis*. – 1986. – № 111. – P. 56–66.
55. Cheekatamarla P. K. Reforming catalysts for hydrogen generation in fuel cell applications / P. K. Cheekatamarla, C. M. Finnerty // *Journal of Power Sources*. – 2006. – № 160. – P. 490–499.
56. Shi L. A model of steam reforming of iso-octane: The effect of thermal boundary conditions on hydrogen production and reactor temperature / L. Shi, D. J. Bayless, M. Prudich // *International journal of hydrogen energy*. – 2008. – № 33. – P. 4577–4585.
57. Maillet T. Reactivity of steam in exhaust gas catalysis III. Steam and oxy-gen/steam conversions of propane on a Pd/Al₂O₃ catalyst / T. Maillet, J. Jr. Barbier, D. Duprez // *Applied Catalysis B: Environmental*. – 1996. – № 9. – P. 251–266.
58. Catalytic autothermal reforming of methane and propane over supported metal catalysts / S. Ayabe, H. Omoto, T. Utaka [at al.] // *Applied Catalysis A: Gen-eral*. – 2003. – № 241. – P. 261–269.
59. Methane steam reforming for hydrogen production using low water-ratios without carbon formation over ceria coated Ni catalysts / J. Xu, C. M. Y. Yeung, J. Ni [at al.] // *Applied Catalysis A: General*. – 2008. – № 345. – P. 119–127.
60. Heinzl A. Reforming of natural gas—hydrogen generation for small scale stationary fuel cell systems / A. Heinzl, B. Vogell, P. Htibner // *Journal of Power Sources*. – 2002. – № 105. – P. 202–207.
61. Hydrogen production by steam reforming of methanol for polymer electro-lyte fuel cells / J. C. Amphlett, K. A. M. Creber, J. M. Davi [at al.] // *Int. J. Hydrogen Energy*. – 1994. – № 2 (Vol. 19). – P. 131–137.
62. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application / J. Suna, X. Qiu, F. Wua [at al.] // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2004. – № 29. – P. 1075–1081.
63. Thermodynamic analysis of ethanol/water system with the stoichiometric method / V. Mas, R. Kipreos, N. Amadeo [at al.] // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2006. – № 31. – P. 21–28.
64. Ethanol steam reforming on Ni/Al₂O₃ catalysts: Effect of Mg addition / A. J. Vizcaino, P. Arena, G. Baronetti [et al.] // *International Journal of Hydrogen Ener-gy*. – 2008. – № 33. – P. 3489–3492.
65. Bio-ethanol steam reforming: Insights on the mechanism for hydrogen pro-duction / M. Benito, J. L. Sanz, R. Isabel [et al.] // *Journal of Power Sources*. – 2005. – № 151. – P. 11–17.
66. Fatsikostas A. N. Production of hydrogen for fuel cells by reformation of biomass-derived ethanol / A. N. Fatsikostas, D. I. Kondarides, X. E. Verykios // *Cat-alysis Today*. – 2002. – № 75. – P. 145–155.

67. Hydrogen production from raw bioethanol over Rh/MgAl₂O₄ catalyst Impact of impurities: Heavy alcohol, aldehyde, ester, acid and amine / A. Le Valant, A. Garron, N. Bion // *Catalysis Today*. – 2008. – № 138. – P. 169–174.
68. Лапин Н. В. Низкотемпературный риформинг этанола на никель-медном катализаторе / Н. В. Лапин, В. С. Бежок // *Журнал прикладной химии*. – 2011. – № 6 (84). – С. 980–981.
69. Каталитические превращения биоэтанола. Обзор / В. Ф. Третьяков, Ю. И. Макаффи, Р.М. Талышинский [и др.] // *Вестник МИТХТ*. – 2010. – Т. 5, № 4. – С. 5–22.
70. Каталитическая конверсия биоэтанола в углеводороды / В. Ф. Третьяков, Ю. И. Макаффи, Р.М. Талышинский [и др.] // *Вестник МИТХТ*. – 2010. – Т. 5, № 4. – С. 77–86.
71. Cocco D. Performance evaluation of chemically recuperated gas turbine (CRGT) power plants fuelled by di-methyl-ether (DME) / D. Cocco, V. Tola, G. Cau // *Energy*. – 2006. – № 31. – P. 1446–1458.
72. Ethanol steam reforming over Mg_xNi_{1-x}Al₂O₃ spinel oxide-supported Rh catalysts / F. Aupretre, C. Descorme, D. Duprez [at al.] // *Journal of Catalysis*. – 2005. – № 233. – P. 464–477.
73. Аркатова Л. А. Новые каталитические системы для получения синтез-газа методом углекислотного риформинга метана / Л. А. Аркатова // *Ползуновский вестник*. – 2009. – № 4. – С. 173–177.
74. Караханов Э. А. Синтез-газ как альтернатива нефти: Часть II. Метанол и синтезы на его основе / Э. А. Караханов // *Соровский образовательный журнал*. – 1997. – № 12. – С. 65–69.
75. Pat. US 7,210,467 B2. Advanced high efficiency, ultra-low emission, thermochemically recuperated reciprocating internal combustion engine / C. B. Kweon, M. J. Khinkis. M. Grove [at al.]; Gas Technology Institute, Des Plaines, IL (US). – № 10/873,035; 22.06.2004; 01.05.2007.
76. Low temperature combustion with thermo-chemical recuperation / F. Posada, C. Bedick, N. N. Clark [at al.] // *SAE International*. – 2007. – № 01-4074. – 22 p.
77. Каменев В. Ф. Гибридное автотранспортное средство с энергетической установкой, работающей на водородном топливе / В. Ф. Каменев, Г. С. Корнилов, Н. Л. Хрипач // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2004. – № 2 (10). – С. 28–36.
78. Pratapas J. M. Thermo Chemical Recuperation for Higher Efficiency and Lower Emissions from Reciprocating ICEngines (RICE) / J. M. Pratapas // *4th Annual Advanced Stationary Reciprocating Engines Conference, Downey (CA), 19 September 2007*. – Downey, 2007.
79. Шрайбер О. А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації у двигуні внутрішнього згоряння / О. А. Шрайбер, В. П. Яценко // *Проблеми загальної енергетики*. – 2013. – № 4 (35). – С. 47–51.

80. Shudo T. Influence of reformed gas composition on HCCI combustion of onboard methanol-reformed gases / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. – 2004. – № 01-1908. – 9 p.
81. A new approach to ethanol utilization: high efficiency and low NOx in an engine operating on simulated reformed ethanol / W. Hoffmann, V. W. Wong, W. K. Cheng [at al.] // SAE International. – 2008. – № 01-2415. – 9 p.
82. Носач В. Г. Солнечно-топливная газо-газовая электростанция с солнечной конверсией природного газа в продуктах сгорания / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т. 29, № 1. – С. 49–55.
83. Шокотов Н. К. Эффективность газодизеля с термохимическим реактором / Н. К. Шокотов, Е. И. Янговский, В. Н. Шокотов // Двигатели внутреннего сгорания : Научно-технический журнал. – 2005. – № 2. – С. 54–61.
84. Носач В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. — 2009. – Т. 31, № 3. – С. 42–50.
85. Verkhivker G. The use of chemical recuperation of heat in a power plant / G. Verkhivker, V. Kravchenko // Energy. – 2004. – № 29. – P. 379–388.
86. Разработка компактных устройств для получения синтез-газа из углеводородного топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и улучшения экологических характеристик автомобилей / О. Ф. Бризицкий, В. Я. Терентьев, А. П. Христюков [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2004. – № 11. – С. 17–23.
87. Использование синтез-газа в качестве топлива автомобильных ДВС / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Д. Б. Ширшов [и др.] // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – Т. 8, № 3. – С. 77–79.
88. Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени при горении пропан-бутановой смеси / Е. А. Федянов, Е. А. Захаров, Ю. В. Левин [и др.] // Известия ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – Т. 5, № 12 (115). – С. 17–19.
89. Фомин В. М. Бортовое генерирование водородосодержащего газа для транспортных двигателей / В. М. Фомин, В. Ф. Каменев, М. В. Хергеледжи // Транспорт на альтернативном топливе. – 2013. – № 2 (32). – С. 41–47.
90. Каменев В. Ф. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно-водородных топливных композициях / В. Ф. Каменев, В. М. Фомин, Н. А. Хрипач // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – № 7 (27) – С. 32–42.
91. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы / В. А. Кириллов, Н. А. Кузин, В. В. Киреев [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2011. – Т. 45, № 2. – С. 139–154.
92. Тимошевекий Б.Г., Беляков С.Ю. Исследование характеристик аккумулятора водорода. // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1990. с.18-27.

93. Тарасов, Б.П. Методы хранения водорода и возможности использования металлгидридов [Текст] / Б.П. Тарасов, В.В. Бурнашева, М.В. Лотоцкий, В.А. Яртысь // Альтернативная энергетика и экология / Международный научный журнал. — 2005, № 12(32). — с.с. 14-37.
94. Тарасов, Б.П. Водородная энергетика: прошлое, настоящее, виды на будущее [Текст] / Б.П. Тарасов, М.В. Лотоцкий // Российский химический журнал (Ж. рос. хим. об-ва им. Д.И. Менделеева). — 2006, т. L №6 . — с. 5-18.
95. Сивов, Р.Б. Новые сплавы-накопители водорода на основе $ZrFe_2$ [Текст] / Р.Б. Сивов, Т.А. Зотов, В.Н. Вербецкий // Альтернативная энергетика и экология. — № 5 (85) 2010. — с. 13-20.
96. Власов, Н. М. Предельные возможности некоторых интерметаллических соединений по обратимой сорбции водорода [Текст] / Н. М. Власов, А. И. Соловей, И. И. Федик, А. С. Черников // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAEЕ. — № 4(12), 2004. — с.23-27.
97. Вербецкий, В. Н. Гидриды интерметаллических соединений - синтез, свойства и применение для аккумулирования водорода [Текст] / В. Н. Вербецкий, С. В. Митрохин // Альтернативная энергетика и экология. — №10(30), 2005. — с. 41-61.
98. Яртысь, В. А., Структурная химия гидридов интерметаллических соединений [Текст] / Яртысь В. А., Бурнашева В. В., Семененко К. Н. // Успехи химии. — Вып. 4, 1983. — 529-561.
99. Zeng, K. Thermodynamic analysis of the hydriding process of Mg-Ni alloys [Text] / K. Zeng, T. Klassen, W. Oelerich, R. Bormann // Journal of Alloys and Compounds. — № 283, 1999. — 213-224 p.
100. Колачѳв, Б.А. Сплавы-накопители водорода [Текст]: Справочник / Б.А. Колачѳв, Р.Е. Шалин, А.А. Ильин. — М: Металлургия, 1995. — 384 с. — ISBN 5-229-01147-5.
101. Broom, D. Hydrogen Storage Materials/The Characterisation of Their Storage Properties [Text] / Darren P. Broom. — Springer, 2011. — ISBN 978-0-85729-220-9.
102. Ажажа, В.М. Материалы для хранения водорода: анализ тенденций развития на основе данных об информационных потоках [Текст] / В.М. Ажажа, М.А. Тихоновский, А.Г. Шепелев, Ю.П. Курило, Т.А. Пономаренко, Д.В. Виноградов // Вопросы атомной науки и техники / Серия: Вакуум, чистые материалы, сверхпроводники. — №1, 2006. — с. 145 – 152.
103. Тарасов, Б.П. Металлогидридные системы хранения водорода [Текст] / Б.П. Тарасов // Четвертая российская конференция «Физические проблемы водородной энергетика». — Санкт-Петербург, 2007.
104. Ключка, Ю.П. Определение характеристик металлгидридных систем в процессе их нагрева [Текст] / Ю.П. Ключка, В.И. Кривцова, А.И. Ивановский // Автомобильный транспорт. — Вып. 30, 2012. — с. 108-111.
105. Тимошевский Б.Г., Беяков С.Ю. Экспериментальные исследования гидрида на основе сплава лантана с никелем // Теплоэнергетика и хладотехника. Сб. научн. тр. Николаев, 1987, с.46-51.

106. Matsunaga, T. TiCrVMo alloys with high dissociation pressure for high-pressure MH tank / T. Matsunaga, M. Kona, K. Washioa, T. Shinozawaa, M. Ishikiriya // International Journal of Hydrogen Energy 34(3), 2009. – 1458-1462 pp.
107. Ратищева, Н.В. Влияние мишметалла на свойства гидридов на основе LaNi₅ [Текст] / Н.В. Ртищева, Е.А. Бердоносова, С.Н. Клямкин, Б.П. Тарасов // Международная Конференция: XI International Conference ICHMS, 2009.
108. Середа, И.Н. Особенности поглощения металлгидридом водорода в плазме тлеющего разряда [Текст] / И.Н. Середа // Journal of Kharkiv National University. – № 1059, 2013. – с. 102-104.
109. Varin, R.A. Nanomaterials for Solid State Hydrogen Storage [Text] / R.A. Varin, T. Czujko, Z. S. Wronski. — Springer, 2009. — ISBN 978-0-387-77711-5.
110. Hirscher, M. Handbook of Hydrogen Storage: New Materials for Future Energy Storage [Text] / Michael Hirscher. — Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH, 2010. — ISBN: 978-3-527-32273-2.
111. Lianjun, L. Hydrogen Storage [Текст] / Edited by Lianjun Liu. — Croatia, 2012, 276p. — ISBN 978-953-51-0731-6.
112. Muthukumar, P. Metal hydride based heating and cooling systems [Text] / P. Muthukumar, M. Groll // International journal of hydrogen energy. — №35, 2010. — pp. 3817-3831.
113. Popeneciu, G. Metal hydrides reactors with improved dynamic characteristics for a fast cycling hydrogen compressor [Text] / G. Popeneciu, I. Coldea, D. Lupu, I. Misan, O. Ardelean // Journal of Physics: Conference Series, 182 (2009). — 2009. — pp. 1-5.
114. Ю.П. Ключка. Определение теплофизических характеристик металлгидридной системы [Текст] / Ю.П. Ключка, В.И. Кривцова // Проблемы пожарной безопасности: Сборник научных трудов. Выпуск 30. — 2011. — с. 107-112.
115. Иньков А.П. Абсорбционные холодильные металлгидридные машины [Текст] / А.П. Иньков // Холодильная техника. — 1992, № 6. — с.с. 13-15..
116. Соловей В.В. Моделирование тепломассообменных процессов в металлгидридных теплоиспользующих установках / Соловей, В.В., Кошельник А.В., Черная Н.А // Пром. теплотехника, 2012, т. 34, №2. — 48-53 с.
117. Тимошевекий Б.Г., Тимофеев В.И., Сирота А.А., Гаврилков А.В. Глубокая утилизация вторичных энергоресурсов СЭУ с помощью гидридных систем // Судостроительная промышленность. Серия Промышленная энергетика, охрана окружающей среды и энергосбережение судов. 1990. — Вып.13. — с.15-21.
118. Srinivasa Murthy, S Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. — Tarragona (Spain). — October 2007. — p.p. 199-215.
119. Smith, K. C. Heat Transfer in High-Pressure Metal Hydride Systems / K. C. Smith, Y. Zheng, T. S. Fisher, T. L. Pourpoint, I. Mudawar // Journal of Enhanced Heat Transfer, 2009, 16(2). — 189–203 pp.

120. Milan, V. Coiled-tube heat exchanger for High-Pressure of heat exchangers for hydrogen storage in high-pressure metal hydrides / M. Visaria, I. Mudawar, T. Pourpoint, S. Kumar // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2010. – 2229–2239 pp.
121. Попок, А.В. Экспериментальное исследование тепломассопереноса в слое металлгидрида с теплопередающей матрицей [Текст] / А.В. Попок, А.И. Ивановский // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование* № 6. — 2011. — с. 102-105.
122. Visaria, M. Coiled-tube heat exchanger for High-Pressure Metal Hydride hydrogen storage systems – Part 1. Experimental study / M. Visaria, I. Mudawar // *International Journal of Active cooling of Heat and Mass Transfer*, 55, 2012. – 1782–1795 pp.
123. Visaria, M. Enhanced heat exchanger design for hydrogen storage using high-pressure metal hydride: Part 1. Design methodology and computational results / M. Visaria, I. Mudawar, T. Pourpoint // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2011. – 413–423 pp.
124. Visaria, M. Enhanced heat exchanger design for hydrogen storage using high-pressure metal hydride – Part 2. Experimental results Milan Visaria, Issam Mudawar, Timothée Pourpoint // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2011. – 424–432 pp.
125. Соловей В.В., Черная Н.А. Повышение эффективности водородных термосорбционных компрессоров // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2005. – № 2 (2). – С. 98-101. 7
126. Pourpoint, L.P. Active cooling of a metal hydride system for hydrogen storage / Timothée L. Pourpoint, V. Velagapudi, I. Mudawar, Y. Zheng, Timothy S. Fisher // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2010. – 1326–1332 pp.
127. Тимошевский Б.Г. Эффективность гидридных систем в составе судовых энергетических установок: дис. ... доктора тех. наук: 05.08.05 / Тимошевский Борис Георгиевич. – Николаев, 1991. – 440 с.
128. Патент США № 4769225. Система для обмена водорода между жидкой и твердой фазами [Текст] / J.J. Reilli, E.W. Grohse, J.R. Jonson, W.E. Winsone. — Заявлен 22.02.1985; опубл. 06.09.1988.
129. Reylly, J.J. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi₅H_x — n-undecane suspensions [Text] / J.J. Reylly, J.R. Johnson // *Journal of the Less-Common metals*, № 104. — 1984. — p.p. 175-190.
130. Gamo, T. The Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi₅H_x suspended in aqueous solutions [Text] / T. Gamo, J.R. Johnson, J.J. Reylly, // *Journal of the Less-Common metals*, № 131. — 1987. — p.p. 81-85.
131. Snigder, E.D. Kinetics of hydrogen absorption and desorption in LaNi_{5-x}Al_x slurries [Text] / E.D. Snijder, G.F. Versteeg, W.P.M. van Swaaij // *AIChE Journal* 1993, vol. 39, № 9. — p.p. 144-1454.
132. Beenackers, A.C.M. Mass transfer in gas-liquid slurry reactors [Text] / A.C.M. Beenackers, W.P.M. van Swaaij // *Chemical Engineering Science*. — 1993, vol. 48, № 18. — p.p. 3109-3139.

133. Kim, K.J. Heat-driven hydride slurry heat pumps [Text] / K.J. Kim, K.T. Feldman, A. Razani // *Refrig*, vol. 20, № 5. — 1997. — p.p. 339-351
134. Kim, K.J. Cooling and power efficiency diagrams for compressor-driven metal hydride slurry air conditioners [Text] / K.J. Kim, K.T. Feldman, A. Razani // *Energy*, Vol.22 №8. — 1997. — pp. 787-796.
135. Holstvoogd, R.D. Penetration model for gas absorption with reaction in a slurry containing fine insoluble particles [Text] / R.D. Hoolsvoogd, K.J. Ptasiński, W.P.M. van Swaaij // *Chemical Engineering Science*. — 1986, vol. 41, № 4. — p.p. 867-873.
136. Satheesh, A. Computational study of metal hydride cooling system [Text] / A. Satheesh, P. Muthurumar, Anupam Dewan // *International journal of hydrogen energy*, №34. — 2009. — pp. 3164-3172.
137. Abraham, K. Performance analysis of a single stage four bed metal hydride cooling system, Part A: Influence of mas recovery [Text] / K. Abraham, M. Prakash Maiya, S. Srinivasa Murthy // *International journal of thermal science*, №42. — 2003. — pp. 71-77.
138. Abraham, K. Performance analysis of a single stage four bed metal hydride cooling system, Part B: Influence of heat recovery [Text] / K. Abraham, M. Prakash Maiya, S. Srinivasa Murthy // *International journal of thermal science*, №42. — 2003. — pp. 79-84.
139. Abraham, K. Performance analysis of a single stage four bed metal hydride cooling system, Part C: Influence of combined heat and mas recovery [Text] / K. Abraham, M. Prakash Maiya, S. Srinivasa Murthy // *International journal of thermal science*, №42. — 2003. — pp. 1021-1027.
140. Патент України 96083354. Металогідридна енергетична установка [Текст] / Б.Г.Тимошевський, М.Р.Ткач — № 28033; заявл. 27.08.1996; опубл. 16.10.2000, Бюл №5.
141. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ [Текст] : учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Р. М. Петриченко, С. А. Батулин, Ю. Н. Исаков [и др.] ; под ред. Р. М. Петриченко. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990 — 328 с.
142. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / Р. М. Петриченко. — Л. : Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. — 244 с.
143. Шокотов Н. К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей [Текст] / Н. К. Шокотов. — Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. — 120 с.
144. Мінчев Д. С. Підвищення ефективності дизельних безшатунних двигунів шляхом удосконалення схем та параметрів системи наддуву [Текст] : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д. С. Мінчев. — Миколаїв, 2010. — 22 с.
145. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учеб. для втузов по специальности «Двигатели

внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.] ; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

146. Головинцов А. Г. Техническая термодинамика и теплопередача [Текст] / А. Г. Головинцов, Б. Н. Юдаев, Е. И. Федотов. – [2-е изд., перераб., доп.]. – М. : Машиностроение, 1970. – 295 с.

147. Kobayashi H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames [Text] / H. Kobayashi, H. Kawazoe // 28th Symp. (Int.) on Combustion, 2000. – P. 375–382.

148. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials [Text] / M. Pol'ašek, J. Macek, M. Tak'ats, O. V'itek // SAE. – 2002. – nr 0373.

149. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine [Text] / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy. – 2003. – nr 28. – P. 77–83.

150. Keck J. C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability [Text] / J. C. Keck, J. B. Heywood, G. Noske // SAE. – 1987. – nr 870164.

151. Lipatnikov A. N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multidimensional simulations [Text] / A. N. Lipatnikov, J. Chomiak // Progress in Energy and Combustion Science. – 2002. – nr 28. – P. 1–74.

152. Hosseini S. A. developed quasi-dimensional combustion model in spark-ignition engines [Text] / S. Hosseini, R. Abdolah, A. Khani : materials of the World Congress on Engineering (London, 2–4 July, 2008). – London, 2008.

153. An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations [Text] / F. Lindström, H.-E. Ångström, G. Kalghatgi, C. E. Möller // SAE International. – 2005. – nr 1.

154. Hermanns R. T. E. Laminar Burning Velocities of Methane-Hydrogen-Air Mixtures [Text] / R. T. E. Hermanns. – Veenendaal : Universal Press, 2007. – 144 p.

155. Fiveland S. B. Development of a two-zone HCCI combustion model accounting for boundary layer effects [Text] / S. B. Fiveland, D. N. Assanis // SAE International. – 2001. – nr 1. – P. 51–66.

156. Ramachandran S. Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels [Text] / S. Ramachandran : proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists. – Vol II (Hong Kong, 18–20 March, 2009). – Hong Kong, 2009.

157. Lindström F. Empirical Combustion Modelling in SI Engines [Text] / F. Lindström. – Stockholm : Department of Machine Design Royal Institute of Technology, 2005. – 72 p.

158. Investigating Cycle to Cycle Variations in an SI Engine Through Experiments and a New Computational Model [Text] / J. Etheridge, S. Mosbach, M. Kraft, H. Wu, N. Collings. – Cambridge : Department of Chemical Engineering University of Cambridge, 2008. – 32 p.

159. Тимошевський Б. Г. Математичне моделювання процесу згоряння синтез-газу в циліндрі ДВЗ [Текст] / Б. Г. Тимошевський, М. Р. Ткач, О. С. Митрофанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 10(87). – С. 178–183.
160. Абрамчук Ф. И. Влияние добавок водорода к природному газу на свойства смесового топлива [Текст] / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Кабанов, Г. В. Майстренко // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – 2009. – № 24. – С. 45–49.
161. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей: Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя [Текст] / И. И. Вибе. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 282 с.
162. Митрофанов О. С. Підвищення ефективності використання синтез-газу в газопоршневих двигунах [Текст] : автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. С. Митрофанов. – Миколаїв, 2014. – 23 с.
163. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980, 169 с.
164. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация тепло-энергетических установок / Л. С. Попырин. – М. : Энергия, 1978. – 415 с.
165. Севриков, В. В. Методология и организация научных исследований / В. В. Севриков. – Минск: Мисанта, 2011. – 371 с.
166. Kuiken, K. Diesel engines I / K. Kuiken. – Onnen: Target Global Energy Training, 2008.
167. Kuiken, K. Diesel engines II / K. Kuiken. – Onnen: Target Global Energy Training, 2008.
168. Райков, И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И.Я. Райков. – М.: Высшая школа, 1975. – 320 с.
169. Терминология [Электронный ресурс] / <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНВ/НЕНД/НТФ-66.PDF>.
170. Мюллер, В. Гидриды металлов [Текст] / В. Мюллер, Д. Блеклендж, Дж. Либовиц / пер. с англ. Р.А. Пндриевский, К.Г. Ткач. – М.:Атомиздат, 1973. – 432 с.
171. В. Н. Агеев, Взаимодействие водорода с металлами [Текст] / Агеев В. Н., Бекман И. Н., Бурмистрова В. Н. Агеев, И. Н. Бекман, О. П. Бурмистров а, И. Е. Габис, В. А. Гольцов, Т. Н. Компанией, Н. И. Куликов, А.А. Курдкумов, В. В. Латышев, А. А. Писарев, Н. Д. Потехиия, Л. И. Смирнов, С. М. Соловьев, В.Н. Черников, В. М. Шарапов О. П. и др.– М.: Наука, 1987. – 296 с.
172. Маккей, К. Водородные соединения металлов [Текст] / К. Маккей. – М: Мир, 1968. – 244 с.
173. Левинский Ю.В. р-Т-х–Диаграммы состояния двойных металлических систем: Справ. изд. в 2-х книгах, Кн.2 [Текст] / Ю.В. Левинский. – М: Металлургия, 1990. – 400 с.
174. Suib, S. L. New and future developments in catalysis: batteries, hydrogen storage and fuel cells [Text] / Edited by Steven L. Suib. – Waltham: Elsevier B.V., 2013. – 535 p. – ISBN: 978-0-444-53880-2.

175. Timoshevsky, B.G. Hydrogen Materials science and Chemistry of Metal hydrides [Text] / B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach // 5th International conference, Katsiveli, 1997.
176. Ващиленко, М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів в суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст] / М.В. Ващиленко. – Миколаїв: УДМУ, 2003. – 44с.
177. Поляков, С.П. Атрисная структура графана [Текст] / С.П. Поляков, Беспалько С.А., Калейников Г.Е // Вісник ЧДТУ.– №3, 2011.–с. 136-143.
178. Нащекін, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащекін. – М.: Высшая школа, 1975. – 496 с.
179. Кириллин В. А. Техническая термодинамика: Учебник для вузов - Год: 1983 Автор: В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Энергоатомиздат, 1979. – 417 с.
180. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. Т.1 / Пер. с англ. Под ред О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987.– 912 с.
181. Коваленко, Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240с.
182. Лощинский, А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры [Текст] / А.А. Лощинский, А.Р. Толщинский. – Л.: Машиностроение, 1970. – 752 с.
183. Фортъе, А. Механика суспензий [Текст] / А. Фортъе. – М.: Мир, 1971. – 264 с.
184. Островский, Г.М. Прикладная механика неоднородных сред. – СПб.: Наука, 2000. – 359. ISBN 5-02-024925-4.
185. Иванов Г. М. Теплотехнические измерения и приборы [Текст] : учеб. для вузов / Г. М. Иванов, Н. Д. Кузнецов, В. С. Чистяков. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 232 с.
186. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы [Текст] : учеб. для вузов по специальности «Автоматизация теплоэнергетических процессов» / В. П. Преображенский. – [3-е изд., перераб.]. – М. : Энергия, 1978. – 704 с.
187. Митрофанов О. С. Ефективність двигуна внутрішнього згорання 4Ч 8,2/7,0, що працює на синтез-газі / О. С. Митрофанов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв : НУК, 2010. – № 3 (432). – С. 122–126.
188. Данилов А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Российский химический журнал. – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11.
189. Alternative Transportation Fuels: Utilisation in Combustion Engines / M. K. Gajendra Babu, K. A. Subramanian // CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group, an Informa business. – 2013. – 464 p.
190. Bio-fuels as Alternative fuels for Internal Combustion Engines / M. Srinivas-naik, Dr.T.V.V. Sudhakar, Dr. B. Balunaik // International Journal of Scientific and Research Publications. – 2015. – Vol. 5. – Issue 12. – P. 531–536.

191. Shudo T. Combustion Characteristics of H₂–CO–CO₂ Mixture in an IC En-gine / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5–8 March. – P. 105–115.
192. Azimov, U. Combustion and Exhaust Emission Characteristics of Diesel Micro-Pilot Ignited Dual-Fuel Engine [Text] / U. Azimov, E. Tomita, N. Kawahara // Diesel Engine – Combustion, Emissions and Condition Monitoring; [ed. by B. Saiful]. – Chapter 2. – April 30, 2013.
193. Експериментальне дослідження параметрів поршневого ДВЗ із системою термохімічної конверсії біоетанолу / Б. Г. Тимошевський, М. Р. Ткач, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2011. – № 2. – С. 3–8.
194. Стационарные малолитражные двигатели УД-15, УД-25 и их модификации техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Энергомашэкспорт, 1991. – 74 с.
195. Piezotron Quartz Pressure Sensor, Type 7613C for Engine Diagnostics. User manual. – Switzerland : Kistler Group, 2011.
196. Analysis of the piston engine operation on ethanol with the synthesis-gas additives / O. Mytrofanov, A. Proskurin, A. Poznanskyi // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol. 4/1 (94). – p. 14–20 / DOI: 10.15587/1729-4061.2018.136380.
197. Анциферов, В.Н. Порошковая металлургия и напыление покрытий [Текст] / В.Н. Анциферов, Г.К. Бобров, Л.К. Дружинин. — М: Металлургия, 1987. — 792с.
198. ГОСТ 13032-77 Жидкости полиметилсилоксановые. Технические условия. – Введ. 01.01.1979. – М.: Издательство стандартов, 1977. – 18 с.
199. Инженерная компания Энергетика [Электронный ресурс] / <http://ikenergetica.ru/teplonositeli>.
200. Лякишев, Н.П. Диаграммы состояния двойных металлических систем: Справочник в 3Т: Т. 3.Кн.1 / под общей редакцией Н.П. Лякишева. – М.: Машиностроение, 2001. – 872 с. – ISBN 5-217-02843-2.
201. Галынкин, Ю.Н. Экспериментальное исследование компонентов рабочего тела металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия [Текст] / Ю. Н. Галынкин // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 4 (460). – С. 30 – 33.
202. Ткач, М. Р. Характеристики рабочего тела металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Авиационно-космическая техника и технология – 2015. – № 9 (126). – С. 123–128.
203. Use and maintenance manual: Three-phase alternators with avr / Nuova Saccardo Motori Srl, Vicenza, Italy, 2014. – 16 p.
204. Service manual: EH72 engines / Robin America, Inc., Wood Dale, USA, 2003. – 74 p.

205. Shudo, T. Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases [Text] / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. – 2004. – 8–10 June. – P. 23–31.
206. Bioethanol steam reforming for ecological syngas and electricity production using a fuel cell SOFC system [Text] / L. E. Arteaga [et al.] // Chemical Engineering Journal. – 2008. – nr 136. – P. 256–266.
207. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application [Text] / J. Sun [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2004. – nr 29. – P. 1075–1081.
208. Математическая теория горения и взрыва [Текст] / Я. Б. Зелендович, Г. И. Баренблатт, В. Б. Либрович, Г. М. Махвиладзе. – М. : Наука, 1980. – 480 с.
209. Раменский, А. Ю. Исследование рабочих процессов автомобильного двигателя на бензино-водородных топливных композициях [Текст] : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : 05.04.02 / Раменский Александр Юрьевич. – М., 1981. – 202 с.
210. Варшавский И. Л. Энергоаккумулирующие вещества и их использование [Текст] / И. Л. Варшавский. – К. : Наук. думка, 1980. – 240 с.
211. Анализ работы поршневого двигателя на водороде [Текст] / И. Л. Варшавский, А. И. Мищенко, А. А. Макаров, Г. Б. Талда // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. – № 10. – С. 110–114.
212. Мищенко, А. И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А. И. Мищенко. – К. : Наук. думка, 1984. – 143 с.
213. Судовые прогулочные двигатели Volvo Penta [Электронный ресурс] // VOLVO PENTA CENTER – КВАРТЕТ. – Режим доступа : http://www.kvartet.biz/ru/volvopenta_marine_leisure_engines/. – Дата доступа 29.09.2016. – Назва з екрана.
214. Катер Bayliner 175 GT3 [Электронный ресурс] // Режим доступа : <http://itboat.com/models/6491-175-gt3/description>. – Дата доступа 10.10.2016. – Назва з екрана.
215. Стационарные агрегаты: Газовый двигатель-генератор ДвГ1А500-1 [электронный ресурс] // ОДО «Первомайскдизельмаш» официальный сайт. – Режим доступа: <http://dieselmash.com.ua/gazoviydvigatel-generatordvga-500-1.htm> – Дата доступа 16.03.2016. – Название с экрана.
216. Проекты: Проект 17620 [электронный ресурс] // ПАО «Чорноморсудно-проект» официальный сайт. – Режим доступа: <http://chsp.mksat.net/proekt-17620/> – Дата доступа 16.03.2016. – Название с экрана.
217. Engine: Scania genset [электронный ресурс] // Scania AB (publ) official site. – Режим доступа: http://scania.com/_system/img/doc/engines/s/SG330O_Open.pdf – Дата доступа 16.03.2016. – Название с экрана.
218. Engine: Power generation engines [электронный ресурс] // Scania AB (publ) official site. – Режим доступа: http://scania.com/_system/img/doc/engines/g/DC971A_289-313kW.pdf – Дата доступа 16.03.2016. – Название с экрана.

219. Components and emission: Gas engine components [електронний ресурс] // Clean Air Power Inc. official site. – Режим доступа: <http://www.cleanairpower.com/gasenginecomponents.html>. – Дата доступа 16.03.2016. – Название с экрана.
220. Ткач, М. Р. Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Авиационно-космическая техника и технология – 2014. – № 9(116). – С. 39–44.
221. Ткач, М. Р. Удельная мощность металлгидридных утилизационных установок непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Авиационно-космическая техника и технология – 2015. – № 10 (127). – С. 106–110.
222. Шаповалов, В.И. Влияние водорода на структуру и свойства железоуглеродистых сплавов [Текст] / В.И. Шаповалов. – М.: Металлургия, 1982. – 232 с.
223. Колачев, Б.А. Водородная хрупкость цветных металлов [Текст] / Б.А. Колачев. – М.: Металлургия, 1966. – 257 с.
224. Boston, M.A Turboexpanders and Process Applications Hydrogen Storage, M.A. Boston – Gulf Professional Publishing, an imprint of Butterworth-Heinemann, 2001, p. 523.
225. Облачный сервис по свойствам рабочих веществ холодильных установок [Текст] / В. Ф. Очков, К. А. Орлов, А. В. Очков, В. Е. Знаменский, В. Ю. Чижмакова // Вестник МАХ, 2013. – № 2. – С. 23–28.
226. Александров, А.А. Свойства и процессы рабочих тел и материалов атомной энергетики [Электронный ресурс] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков / http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/NPP/tab1_3_1_pt.xmcd.
227. Щегляев, А.В. Паровые турбины (теория теплового процесса и конструкции турбин / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
228. Русанов, А.В. Использование современных компьютерных технологий при проектировании проточной части водородной турбины теплоутилизационных энергоустановок [Текст] / А.В. Русанов, В.В. Соловей, В.Н. Голощапов, О.И. Штравка // Авиационно-космическая техника и технология, 2009, №8 (65). – 184-189.
229. Ткач, М. Р. Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлгидридной установкой непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания – 2014. – № 2. – С. 57–62.
230. Lasher, S. Technical Analysis of Hydrogen Production: Evaluation of H2 Mini-Grids [Text] / Stephen Lasher, Jayanti Sinha / Final Technical Report // U.S. Department of Energy. – May 3, 2005, p8.
231. Seasmile: Containership with G-type engine [Текст] / Significant Ships of 2013. – 2013, 90 p.
232. Charlotte Schulte: wide-beam box ship [Текст] / Significant Ships of 2014. – 2014, 30 p.

233. Ткач, М. Р. Утилизация низкопотенциального тепла ДВЗ 9G80 ME металогидридной установкой непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 1. – С. 35–41.
234. MAN B&W G80ME-C9.5-TII / Project Guide Two stroke Engines[Електронне посилання] / <https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/manual.asp?manualid=3&engtypeid=60&engid=66>.
235. MAN B&W K90MC-C6-TII / Project Guide Two stroke Engines. – 2010.
236. ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры. – Введ. 01.01.1990. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 32 с.
237. Промышленные насосы. Каталог 2013 [Електронний ресурс] / <http://pump-s.com.ua/nasos/centrobegniy-specialniy/GrupaPowen-Wafapomp-SA-Catalog-2013.pdf>.
238. Ткач, М. Р. Утилизация тепла вторичных энергоресурсов малооборотных двигателей стационарных электростанций металлогидридными установками непрерывного действия [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // Вестник двигателестроения – 2016. – № 2. – С. 31–35.

ЗМІСТ

Від авторів	3
1. АНАЛІЗ СТАНУ Й ШЛЯХІВ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ У СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВКАХ	6
1.1. Загальна характеристика суднових енергетичних установок ...	6
1.2. Шляхи підвищення ефективності та екологічності сучасних суднових енергетичних установок.....	9
1.3. Проблеми використання термохімічних технологій у суднових енергетичних установках	25
1.4. Проблеми використання воднево-металогідридних технологій у суднових енергетичних установках	32
2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМИ ДВИГУНАМИ НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	39
2.1. Особливості математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій	39
2.2. Математична модель енергетичної підсистеми	40
2.3. Математична модель підсистеми термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів.....	50
2.4. Математична модель металогідридної утилізаційної установки безперервної дії	54
2.5. Оцінка адекватності та верифікація математичної моделі суднових енергетичних установок з поршневими двигунами на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій.....	64
3. НАТУРНІ ВИПРОБУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМИ ДВИГУНАМИ НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТА ВОДНЕВО-МЕТАЛОГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	70
3.1. Методика проведення та обробки даних при експериментальному дослідженні суднових енергетичних установок	70
3.2. Робочі процеси поршневих судових двигунів при використанні альтернативних палив	71
3.3. Характеристики робочих процесів в елементах утилізаційних металогідридних установок.....	83

4. РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ СТВОРЕННЯ НОВІТНІХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	94
4.1. Особливості роботи та шляхи підвищення ефективності суднових енергетичних установок, працюючих на синтез-газі із системою термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів.....	94
4.2. Перспективи подальшого розвитку та оцінка економічного ефекту від реалізації концепції створення суднових енергетичних установок на базі термохімічних технологій	103
5. РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПЦІЇ СТВОРЕННЯ НОВІТНІХ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА БАЗІ ВОДНЕВО-МЕТАЛО-ГІДРИДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	127
5.1. Особливості роботи суднових енергетичних установок створених на базі воднево-металогідридних технологій.....	127
5.2. Шляхи та методи підвищення ефективності суднових енергетичних установок різного призначення при використанні воднево-металогідридних технологій	133
5.3. Упровадження водневих металлогідридних технологій у суднових енергетичних установках.....	138
ПІСЛЯМОВА	143
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ	144
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	147

Наукове видання

ТКАЧ Михайло Романович
ТИМОШЕВСЬКИЙ Борис Георгійович
МИТРОФАНОВ Олександр Сергійович
ПРОСКУРІН Аркадій Юрійович
ПОЗНАНСЬКИЙ Андрій Станіславович
ГАЛИНКІН Юрій Миколайович

**Утилізація тепла суднових ДВЗ:
термохімічні та воднево-металогідридні технології**
МОНОГРАФІЯ

Редактор М.Р. Ткач
Комп'ютерне верстання Т.М. Чередніченко.

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 12,9
Тираж 150 прим. Зам. № 08/20

Видавець та виготовлювач ФОП Торубара В.В.

вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001, тел.: (067) 800-70-70

Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК № 4626 від 9.10.2013