

О. К. ЧЕРЕДНІЧЕНКО
С. І. СЕРБІН

**ТЕРМОХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ
ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
МОДУЛІВ ПЛАВУЧИХ ОБ'ЄКТІВ
НАФТОГАЗОВИДОБУТКУ
ТА СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ**



О. К. ЧЕРЕДНІЧЕНКО

С. І. СЕРБІН

**ТЕРМОХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ
МОДУЛІВ ПЛАВУЧИХ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВИДОБУТКУ
ТА СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ**

МОНОГРАФІЯ

*Рекомендовано Вченою радою Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова*

Миколаїв

Видавець Торубара В.В.

2020

УДК 62-135:629.5

Ч 46

Рекомендовано Вченою радою Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова як монографія. Протокол № 2 від 28 лютого 2020 року.

Укладачі:

О. К. Чередніченко, к-т техн. наук, доцент;

С. І. Сербін, д-р техн. наук, професор

Рецензенти:

Р. А. Варбанець, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації Одеського національного морського університету;

О. І. Тарасов, д-р техн. наук, професор кафедри турбінобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»;

Б. Г. Тимошевський, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Чередніченко О. К.

Ч 46 Термохімічні технології для енергетичних модулів плавучих об'єктів нафтогазовидобутку та суден-газовозів : монографія / О. К. Чередніченко, С. І. Сербін. – Миколаїв : Видавець Торубара В.В., 2020. – 132 с.

ISBN 978–617–7472–63–5

В монографії розглянуто шляхи підвищення ефективності та екологічності енергетичних комплексів високотехнологічних суден і плавучих об'єктів нафтогазовидобутку. Наведено результати дослідження процесів термохімічної обробки палива, запропоновано концептуальну математичну модель енергетичного модуля з термохімічною системою. Визначено основні фізико-хімічні закономірності термохімічного енергоперетворення шляхом утилізації вторинних енергоресурсів суднових теплових двигунів. Розглянуто питання низькоемісійного спалювання модифікованих термохімічних продуктів в камерах згоряння теплових двигунів газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів.

УДК 62-135:629.5

ISBN 978–617–7472–63–5

© О. К. Чередніченко, С. І. Сербін, 2020

ВСТУП

Підвищення якості життя людства значною мірою пов'язано з ростом обсягів споживання матеріальних благ та енергетичних витрат на одиницю населення. Судноплавство та офшорна інфраструктура є невід'ємною частиною світової економічної системи. Згідно з даними ООН близько 80 % обсягу перевезеного в світі вантажу припадає на морські перевезення. Освоєння родовищ континентального шельфу створює умови забезпечення світової економіки вуглеводневою сировиною на тривалу перспективу.

У той же час відповідний рівень життя нерозривно пов'язаний із забезпеченням якісних параметрів навколишнього середовища. Стосовно до світового флоту ця задача зводиться до мінімізації шкоди навколишньому середовищу при одночасному підвищенні ефективності використання енергії палива.

Це вимагає адаптації до суднової енергетики як існуючих енергозберігаючих технологій, так і розробки нових перспективних рішень. У нормативних документах Міжнародної морської організації прямо вказано, що застосування інноваційних технологій енергозбереження підвищує енергоефективність суден.

Концепція застосування термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів відповідає основним тенденціям розвитку суднових енергетичних установок. Згідно з прогнозами перспективними напрямками на найближчі 15 років будуть:

- використання альтернативних видів палива;
- застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок;
- вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

Ці ж тенденції є актуальними й для плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.

Будучи технологіями утилізації вторинних енергоресурсів, термохімічні технології дозволяють розширити сферу застосування альтернативних видів палива та забезпечують можливість використання різних типів теплових двигунів у складі єдиних електрогенеруючих установок.

Новітні термохімічні технології передбачають термохімічну обробку базового палива за рахунок теплової енергії відпрацьованих газів. В якості базового енергоносія можуть використовуватися такі альтернативні палива як етанол, метанол, природний газ, нафтовий газ різного складу, газоподібне паливо на основі вуглеводнів (етан, пропан, бутан та інші).

Наступний напрямок відповідає тенденції застосування термохімічної обробки палив у комбінованих дизель-газотурбінних електрогенеруючих установках. У таких установках

передбачається термохімічна утилізація теплоти відхідних газів ГТД шляхом парової конверсії вуглеводневого палива, причому продукти конверсії використовуються в якості палива.

Актуальним є аналіз можливостей застосування термохімічних технологій в судновій енергетиці, порівняння енергетичної ефективності різних теплових схем енергокомплексів, а також оцінка методами математичного моделювання впливу параметрів термохімічної конверсії палив на ефективність і екологічність суднових енергетичних систем.

Автори вдячні рецензентам: д-ру техн. наук, професору Роману Анатолійовичу Варбанцю, завідувачу кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації Одеського національного морського університету, д-ру техн. наук, професору Олександру Івановичу Тарасову, професору кафедри турбінобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», а також д-ру техн. наук, професору Борису Георгійовичу Тимошевському, завідувачу кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за цінні зауваження та поради, які були надані ними при рецензуванні рукопису.

Автори висловлюють щире подяку Т.М. Чередніченко за кропітку роботу з підготовки монографії до видання.

Шановні читачі!

Ваші відгуки, пропозиції та зауваження щодо якості монографії просимо надсилати за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв України, 9, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова.

Глава 1 АНАЛІЗ СХЕМ ТА ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ПЛАВУЧИХ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВИДОБУТКУ ТА СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ

1.1 Тенденції світового енергоспоживання та раціонального використання традиційних і альтернативних енергоносіїв

Енергетичні комплекси різноманітного призначення та конструктивного виконання є основою існуючої «машинної» цивілізації. Сподівання на те, що при зміні «індустріальної» економіки на «інформаційну» енергетичні витрати суспільства істотно знизяться, не мають під собою ніяких підстав. Потреби людства в енергії для забезпечення найрізноманітніших потреб постійно зростають й зростатимуть (рис. 1.1) [1–3]. Світова економіка продовжує зростання, що частково обумовлено глобальним збільшенням населення. Згідно з даними BP Energy Outlook [4] до 2035 року населення збільшиться до 8,7 мільярдів чоловік. Додатково 1,6 млрд мешканців планети Земля потребуватиме енергії. У той самий час понад 80 % зростання енергоспоживання стимулюється посиленням впливу на світову економіку зростаючого середнього класу в країнах з економікою, що розвивається [5]. Світове виробництво енергії буде зростати на 1,5 % щорічно в період з 2012 до 2035 рр.

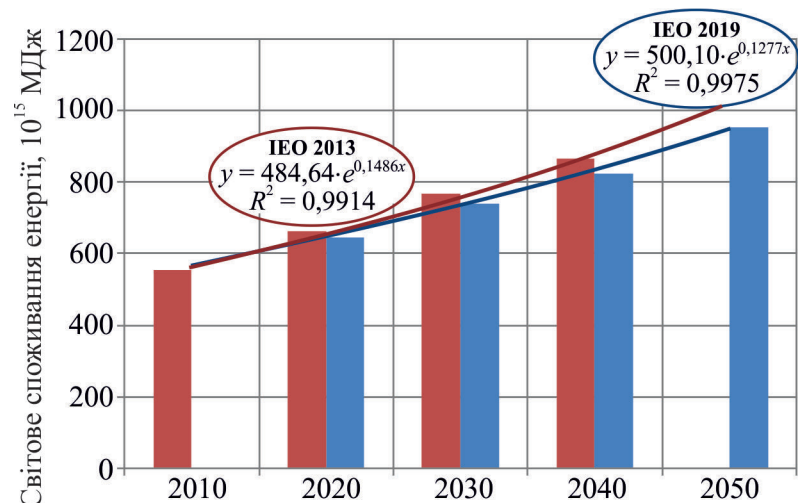


Рис. 1.1 Прогноз сумарного світового
споживання енергії

На рис. 1.1 порівняно довгострокові прогнози 2013 р. та 2019 р., які були надані в щорічних аналітичних доповідях U.S. Energy Information Administration's (EIA) [1, 3]. EIA виконує свої дослідження за допомогою всесвітньої системи енергопрогнозування (WEPS+), інтегрована економічна модель якої фіксує довгострокові зв'язки між енергопостачанням, попитом та цінами в регіонах за різними допущеннями. Слід відмітити, що прогнози на енергетично-

му ринку є невизначеними, оскільки події, що формують майбутні зміни в галузі технологій, демографічні зміни, економічні тенденції та доступність ресурсів є динамічними та багатовекторними. Прогнози не враховують вплив деяких можливих майбутніх змін, наприклад, національних кордонів та міжнародних угод, руйнівні геополітичні або економічні події, появу проривних технологій, змін в діючій політиці та інше. Наочною ілюстрацією цього є катастрофічне обрушення цін на нафту в першому кварталі 2020 року в зв'язку з впливом епідемії коронавірусу на світову економіку.

Підвищення якості життя пов'язано не тільки зі зростанням рівня споживання матеріальних благ і підвищенням питомих енергетичних витрат на одиницю населення, але і з забезпеченням якісних параметрів навколишнього середовища. Все це потребує розвитку нових технологій в галузі енергетики.

У сучасному світі ціни на вуглеводневі палива визначаються на біржах. На рівень цін впливають співвідношення попиту та пропозиції при врахуванні впливу інших факторів (політичних, фінансових, технологічних, стану запасів та інших). При цьому ціна транспортування викопних вуглеводневих палив може також впливати на ефективність енерговикористання внаслідок високої паливної складової загальних витрат. Споживачами викопного вуглеводневого палива є в тій чи іншій мірі всі країни світу. Географія видобутку теж досить широка – в «клуб» експортерів входить понад 100 країн.

В роботі [6] систематизовано чинники, що впливають на ціноутворення основного енергоресурсу – нафти, які можуть бути поширені й на інші викопні вуглеводневі палива (рис. 1.2).

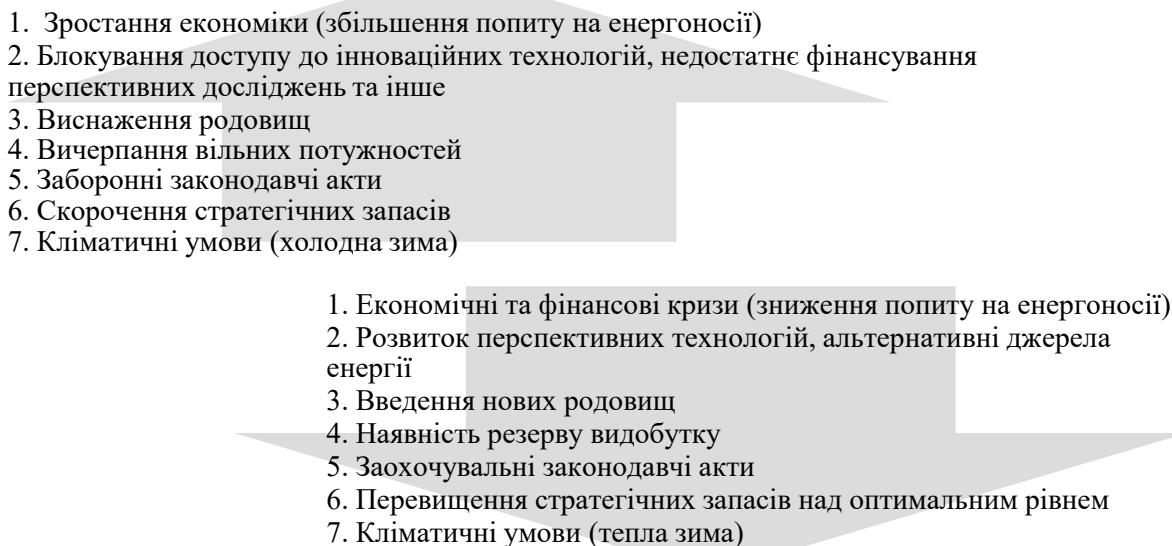


Рис. 1.2 Фактори, які впливають на ціноутворення викопних вуглеводневих палив
(↑ – зростання, ↓ – зниження)

До кінця XX сторіччя найбільш доступні родовища нафти та газу на суші практично вичерпали свій ресурс. Акценти нафтогазовидобутку неухильно зміщуються в бік запасів, прихованих товщею Світового океану. Понад 37 % обсягу світового видобутку нафти і 28 % видобутку газу припадатиме на поля, розташовані на шельфі [7]. Головним чином це родовища на Близькому Сході, в Бразилії, Мексиканській затоці, в Північному та Каспійському морях, на Арктичному шельфі. Нещодавно відкриті морські родовища нафти та газу приблизно в

10 разів перевищують нововідкриті наземні родовища. Освоєння родовищ континентального шельфу створює основу забезпечення світової економіки вуглеводневою сировиною на тривалу перспективу.

Незважаючи на високі капітальні та поточні витрати, частка глибоководного видобутку зростає і має суттєвий вплив на світову економіку. Про це говорить той факт, що аналітичні огляди та прогнози для регіональних ринків вуглеводневих енергоносіїв побудовані на оцінці ключових факторів наземного та офшорного видобутку нафти та газу, з урахуванням аналізу ситуації з прибережним та глибоководним видобутком (рис. 1.3) [8].

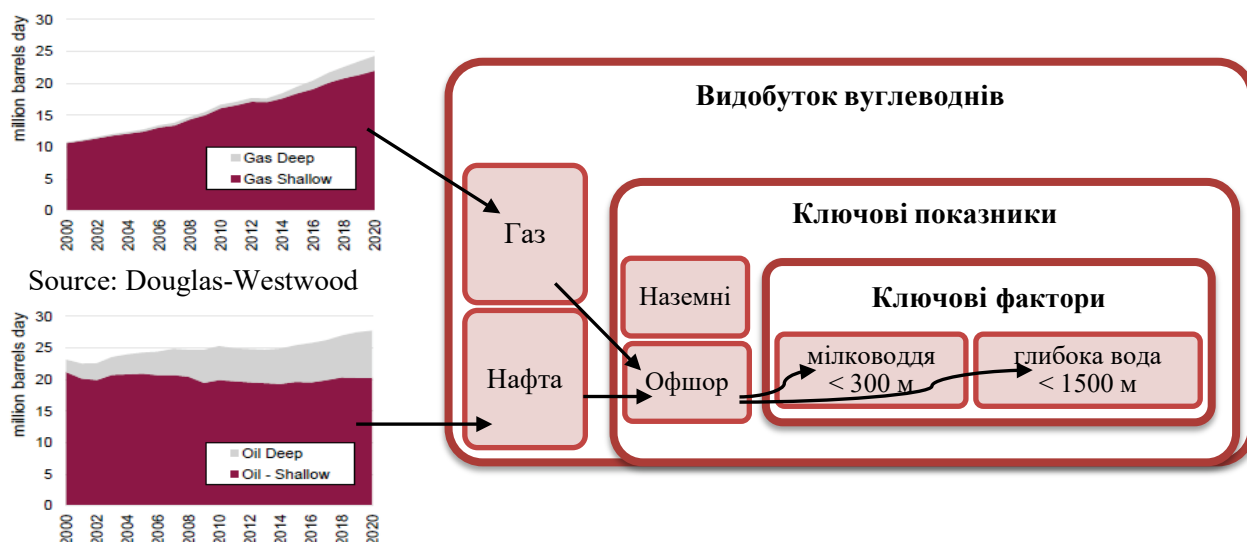


Рис. 1.3 Ключові фактори регіонального видобутку нафти та газу

Для зниження залежності економіки від нестабільних та часто економічно необґрунтованих цін на викопне вуглеводневе паливо провідні країни світу розвивають альтернативну енергетику, засновану на поновлюваних джерелах енергії (рис. 1.4).

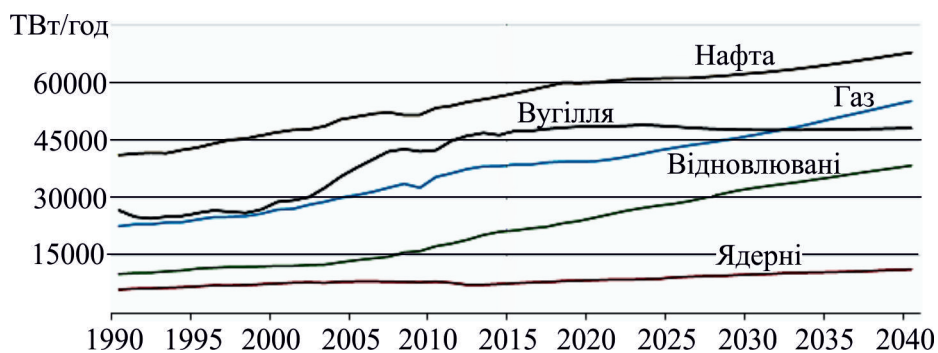


Рис. 1.4 Світові потреби в паливі на період 1990-2040 рр. [2]

Незважаючи на активне впровадження технологій використання відновлюваних джерел енергії, частка такого вуглеводневого органічного палива як природний газ зростатиме від 31 % у 2012 році до 34 % до 2035 року (рис. 1.5).

Відповідно до загальноприйнятої космологічної теорії Великого вибуху і моделі гарячого Всесвіту можна припустити, що енергія в різних її формах існувала з самого початку і існуватиме вічно. Відповідно до закону Ейнштейна повна енергія тіла (енергія спокою) для будь-якого енергоносія складає $9 \cdot 10^{10}$ МДж/кг. Оскільки енергія в паливі міститься у вигляді, не-

придатному для її безпосереднього використання, то при існуючому рівні техніки і техноло-

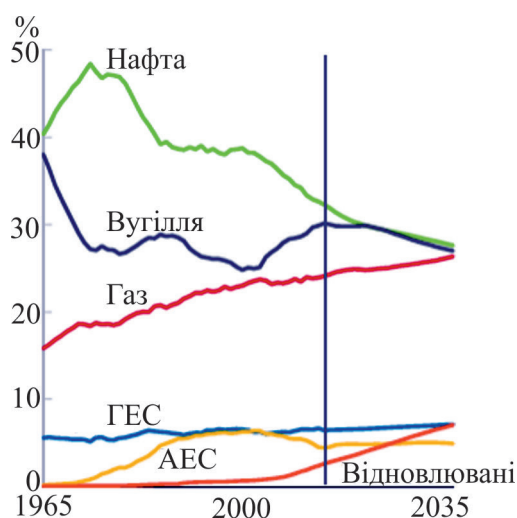


Рис. 1.5 Частки основних енергоносіїв

гій можливо тільки незначне використання повної енергії. Наприклад, при спалюванні в якості палива метану з питомою нижчою теплотою згоряння 50 МДж/кг вдається використати не більше $9 \cdot 10^{-6} \%$ повної енергії. Якщо в теплоенергетичній системі відсутні ядерні перетворення, ефективність використання енергії вуглеводневого палива може бути оцінена за результатами теплового балансу за допомогою коефіцієнта повноти перетворення енергії. Стосовно до технічних і технологічних систем перетворення енергії більш раціональне використання терміна ККД.

Основне призначення енергетичних установок на базі теплових двигунів полягає в перетворенні хімічної енергії палива в теплову, а останньої – в механічну (електричну).

Як зазначено вище, основна частина енергії добувається з невідновлювального джерела – вуглеводневого органічного палива, видобуток якого все ускладнюється і, в свою чергу, вимагає все зростаючих енерговитрат. Застосування альтернативних палив також збільшує вартість процесу виробництва енергії. В таких умовах підвищення ефективності процесів перетворення енергії палива в енергетичних комплексах на базі теплових двигунів є важливим і актуальним завданням.

У нормативних документах Міжнародної морської організації прямо вказано, що застосування інноваційних технологій енергозбереження підвищує енергоефективність судна [9].

1.2 Аналіз сучасного стану світового флоту та визначення ознак високотехнологічних суден

Зростання обсягів світової економіки викликає зростання світової торгівлі та підсилює вплив транспортної системи, головним чином її основний компонент – транспортування вантажів морем. Згідно зі звітом United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD), понад 70 % вартості світової торгівлі перевозиться на борту суден [10]. У 2017 році загальний обсяг перевезеного водою вантажу склав 10,7 млрд. тонн. При цьому середньострокові прогнози розвитку морських перевезень припускають щорічне зростання на 3,8 % на період 2018–2023 рр. [11].

Світовий флот зростає як за дедвейтом, так і за кількістю суден (рис. 1.6). Станом на 1 січня 2018 р. кількість суден світового комерційного флоту складала близько 53 тисяч одиниць [12].

Дослідження характеристик об'єктів судноплавства з використанням ключових параметрів ефективності [13] показує, що різноманіття функціональних завдань, покладених на морські судна та об'єкти океанотехніки, формує необхідність спеціалізації суден. Це, в свою чергу, вимагає врахування функціонального призначення судна, особливостей його експлуатації

та інших факторів при визначенні пріоритетності впровадження інноваційних технологій на етапі проектування.

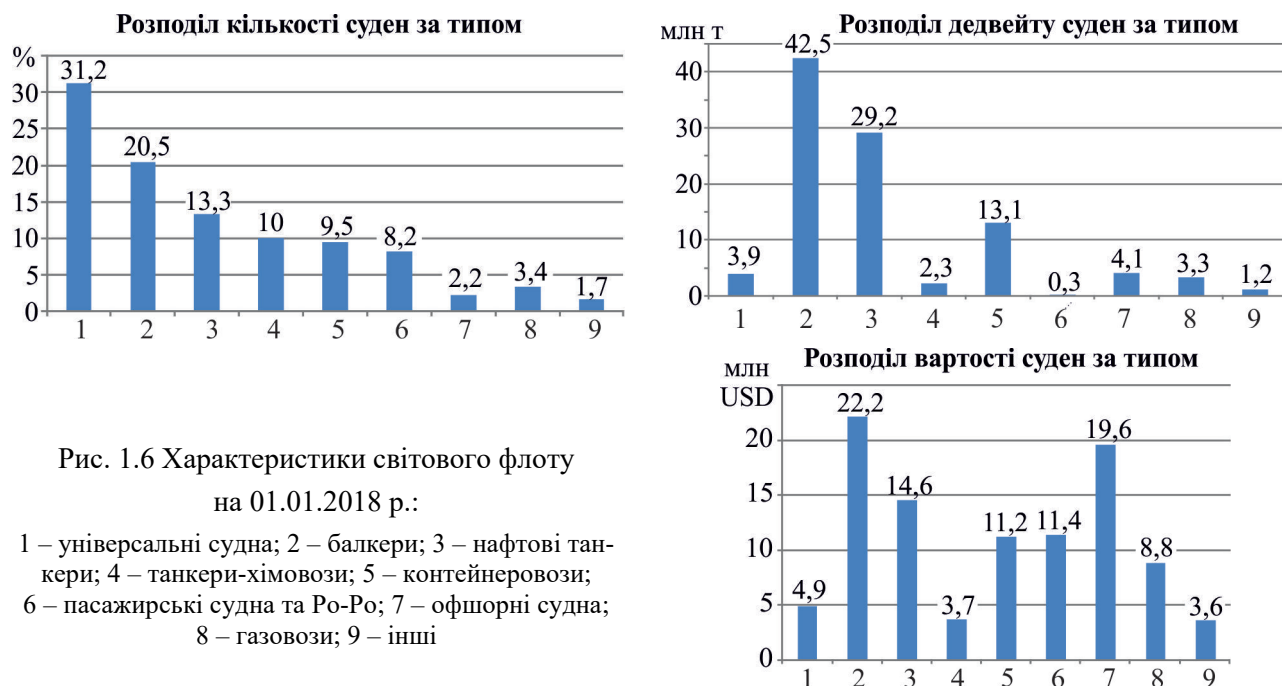


Рис. 1.6 Характеристики світового флоту на 01.01.2018 р.:

1 – універсальні судна; 2 – балкери; 3 – нафтові танкери; 4 – танкери-хімовози; 5 – контейнеровози; 6 – пасажирські судна та Ро-Ро; 7 – офшорні судна; 8 – газозови; 9 – інші

Підвищення ефективності використання потенціалу енергоносіїв у сукупності з мінімізацією шкоди навколишньому середовищу – парадигма проектування енергетичного обладнання в сучасному світі.

Вартість судна дає уявлення про його складність і технологічність [11]. Рівень комерційної вартості дозволяє оцінити масштаби інвестицій в перспективні техніко-економічні рішення. При цьому йдеться про інвестиції в технології, які судновласники повинні повернути за рахунок вдосконалення заходів щодо підвищення ефективності з метою покриття змінних і постійних витрат у процесі експлуатації. Судна, створені із застосуванням інноваційних технологій, можуть бути віднесені до групи високотехнологічних суден.

Аналіз частки вартості різних типів суден в загальній вартості комерційного флоту (прийнята за 100 %) з урахуванням часток тоннажу і кількості суден даного типу дозволив визначити високотехнологічні судна (рис. 1.7).

Як видно з рис. 1.7, офшорні судна (включаючи FPSO, FSRU, MODU, OSV та інші), пасажирські судна (включаючи круїзні лайнери і пороми) і судна-газовози мають питому вартість на тонну дедвейту, яка більш ніж в 2,5 рази перевищує середнє значення. Вартість таких суден становить близько 40 % вартості світового флоту, а дедвейт становить не більше 8 %. Наприклад, вартість новозбудованих FPSO і бурових суден може перевищувати 800 млн USD.

Слід зазначити, що відокремлення офшорних суден, пасажирських суден та газозовів до групи високотехнологічних суден відповідає зазначеним в [14] сегментам суден, які мають перевагу в якості «випробувальних полігонів» для відпрацювання нових технологій.

Важливими показниками ефективності будь-якого транспортного судна є характеристики пропульсивного комплексу та головної суднової енергетичної установки (СЕУ), що є частиною багаторівневої ієрархічної структури судна [15]. Прийняття рішень при формуванні складу СЕУ та визначенні її характеристик проводиться з урахуванням технічних та еконо-

мічних обмежень, що накладаються на проєктований об'єкт (рис. 1.8). У свою чергу, ці обмеження можуть бути пов'язані з сучасним рівнем розвитку техніки і технологій, а також з політичними, соціальними, зовнішньоекономічними та іншими аспектами.

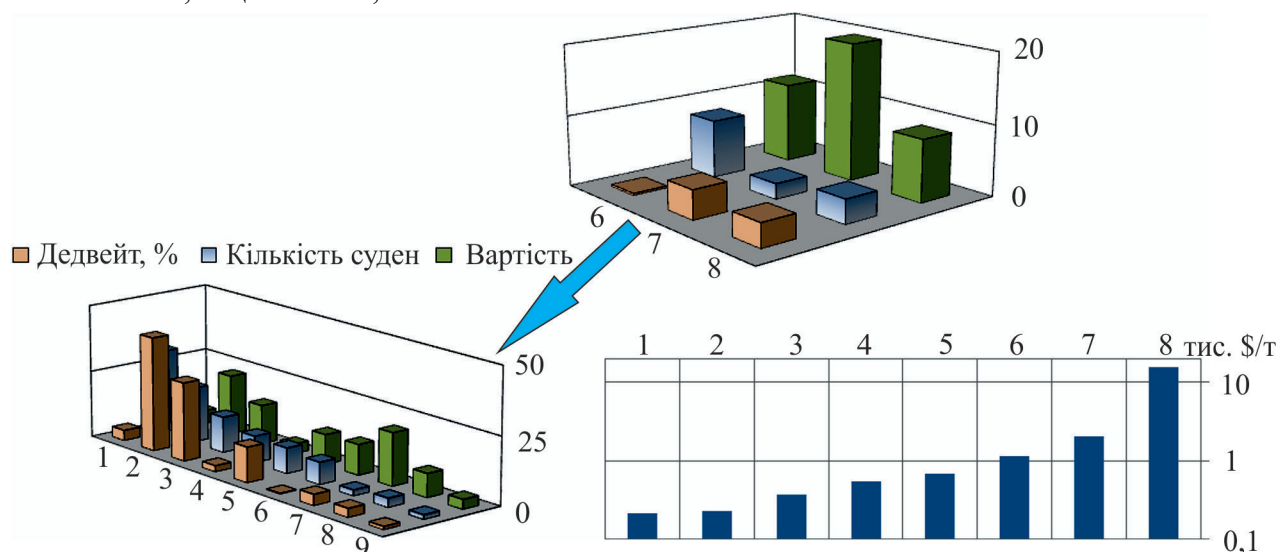
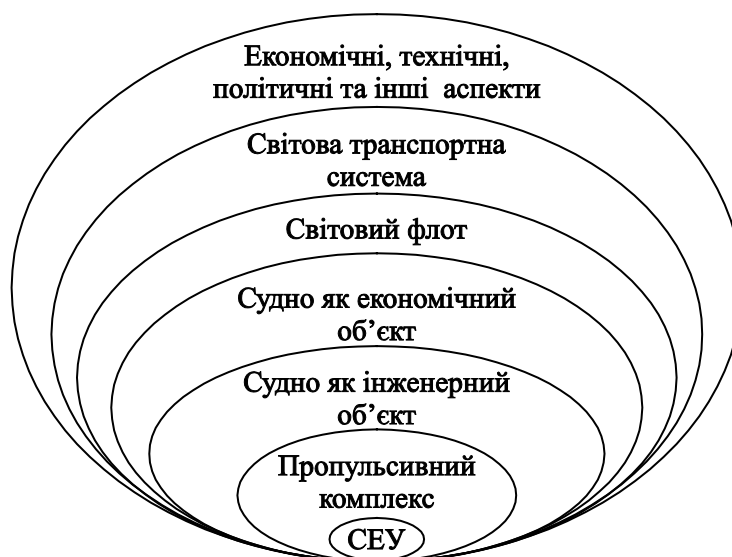


Рис. 1.7 Аналіз частки вартості різних типів суден:

1 – універсальні судна; 2 – балкери; 3 – нафтові танкери; 4 – танкери-хімовози;
5 – контейнеровози; 6 – пасажирські судна; 7 – офшорні судна; 8 – газовози; 9 – інші

Рис. 1.8 Суднова енергетична установка як частина багаторівневої ієрархічної структури [15]



Головні суднові енергетичні установки призначені для забезпечення виконання цільової функції судна або об'єкта океанотехніки. Для більшості суден потрібна механічна енергія для забезпечення руху при транспортуванні вантажу, але можливе вироблення механічної енергії для приводу електричних генераторів, компресорів технологічного обладнання офшорних суден та ін.

Застосування методів системного аналізу дозволило виконати багатовимірну класифікацію основних схем енергетичних установок на базі теплових двигунів, які знайшли розповсюдження або є можливими до застосування на перспективних високотехнологічних суднах (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 Масив значень класифікаційних параметрів схем енергетичних установок високотехнологічних суден

Тип двигуна або установки	Поршневі ДВЗ			Турбінні установки					
	D		G	GT				ST	
	2S	4S	E	E	R	S	C	C	U
Тип паливної системи									
Однопаливна	SF	SF	SF	SF	SF	SF	SF	SF	SF
Двопаливна	DF	DF	DF	DF	DF	DF	DF	DF	DF
Трипаливна	TF	TF	-	-	-	-	-	TF	TF
Тип передачі потужності									
Пряма	D	-	D	-	-	-	-	-	-
Механічна	M	M	M	M	M	M	M	M	M
Електрична	-	E	E	E	E	E	E	E	E
Варіанти складу комбінованої установки: D(2S,4S)+ GE+GT(E,R,S,C)+ ST(C,U)									

В якості основного класифікаційного параметру був обраний тип головного двигуна або енергетичної установки.

Масив значень основного класифікаційного параметру містить наступні типи двигунів та установок:

- поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ):
 - D – дизельні (2S – двотактні, малообертові, 4S – чотирьохтактні, середньообертові);
 - G – з примусовим запалюванням (E – з іскровим запалюванням);
- турбінні установки:
 - GT – газотурбінні (E – двигуни простого циклу, R – двигуни регенеративного циклу, S – контактні установки (STIG); C – установки комбінованого циклу);
 - ST – паротурбінні (C – традиційні, U – з проміжним перегрівом пари).

Додаткові класифікаційні параметри:

- тип паливної системи двигуна або установки. Масив значень містить наступні типи: SF – однопаливні, DF – двопаливні, TF – трипаливні.

- тип передачі потужності. Масив значень містить наступні типи: D – прямі, M – механічні, E – електричні.

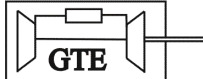
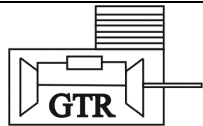
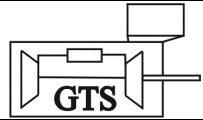
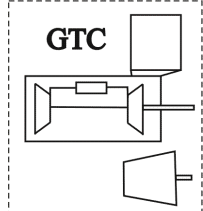
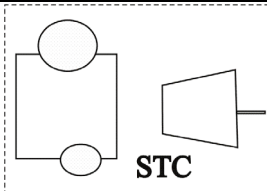
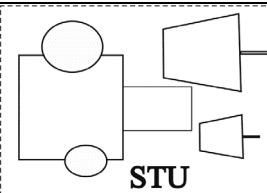
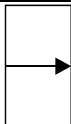
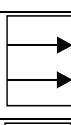
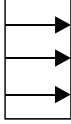
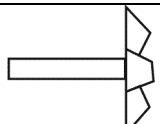
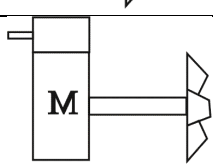
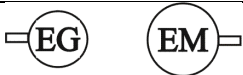
- варіант складу комбінованої енергетичної установки. Масив значень визначений комбінацією в табл. 1.1.

Графічні зображення вказаних класифікаційних ознак надані в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 Графічні зображення класифікаційних параметрів схем енергетичних установок високотехнологічних суден

Назва параметру	Графічне зображення
Основний класифікаційний параметр – тип двигуна або установки	
Поршневі двигуни внутрішнього згоряння	
D2S – дизельні, двотактні, малообертові	
D4S – дизельні, чотирьохтактні, середньообертові	
GE – з примусовим іскровим запалюванням	
Турбінні установки: газотурбінні установки	

Продовж. табл. 1.2

Назва параметру	Графічне зображення
GTE – двигуни простого циклу	
GTR – двигуни регенеративного циклу	
GTS – контактні установки (STIG)	
GTC – установки комбінованого циклу	
Турбінні установки: паротурбінні установки	
STC – традиційні	
STU – з проміжним перегрівом пари	
Додаткові класифікаційні параметри:	
Тип паливної системи двигуна	SF – однопаливна 
	DF – двопаливна 
	TF – трипаливна 
Тип передачі потужності	D – пряма 
	M – механічна 
	E – електрична 

Застосування запропонованої класифікаційної таблиці надає можливість створити загальний опис складу та деяких особливостей енергетичної установки високотехнологічного судна у скороченому вигляді. Спочатку позначається тип паливної системи, потім (через /) тип головного двигуна або установки, потім (через /) тип передачі потужності. Наприклад, енергетична установка сучасного арктичного газозову LNG типу *Christophe de Margerie* (сумарною потужністю 64,35 МВт) складається з 6 двопаливних середньообертових двигунів (СОД) фірми Wartsila, які забезпечують енергією 3×15 МВт гвинторульові колонки Azipod та загальносуднових споживачів [16]. Позначення головної енергетичної установки за запропонованою системою класифікації – DF/D4S/E (рис. 1.9).

Якщо розглядається комбінована установка, опис складу кожної частини надається в дужках, які об'єднуються знаком +. В якості прикладу розглянемо два варіанта головної енергетичної установки перспективного газозову LNG місткістю 170 тис. м³ [17, 18]. Перший варіант установки передбачає комбіновану установку, яка складається з двопаливного газотурбогенератора з утилізаційним паротурбінним контуром та двох двопаливних дизель-генераторів (рис. 1.10, а). Опис такої установки може бути представлений як (DF/GTC/E)+(DF/D4S/E). Другий варіант передбачає газопаротурбінну установку, яка складається з двох ГТД та утилізаційного паротурбогенератора. В цьому випадку позначення головної установки DF/GTC/E (рис. 1.10, б).

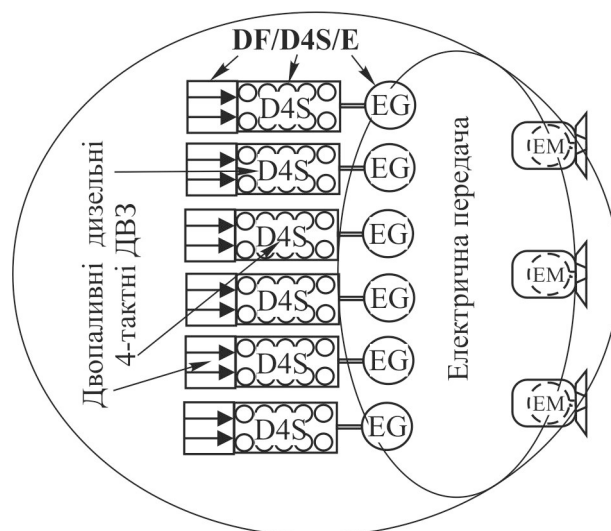


Рис. 1.9 Графічна інтерпретація позначення головної енергетичної установки газозову LNG *Christophe de Margerie* за запропонованою системою класифікації

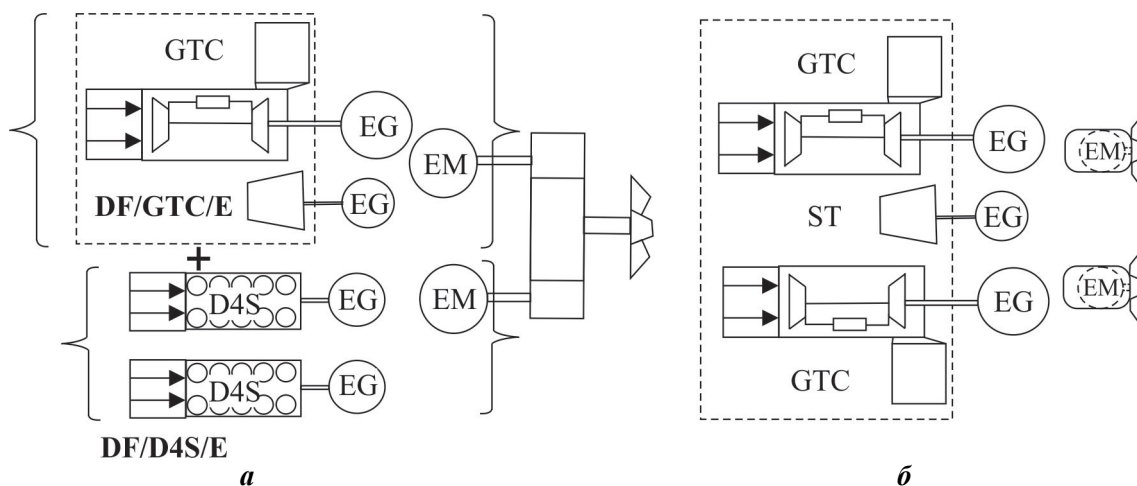


Рис. 1.10 Схема суднової енергетичної установки перспективного газозову LNG:

а – (DF/GTC/E)+(DF/D4S/E); б – DF/GTC/E

Енергетична установка швидкісного порому HAMANASU [19] (рис. 1.11) виконана комбінованою та складається з чотирьох головних однопаливних СОД, два з яких через редуктор працюють на гребний гвинт, та двох інших, які обертають електричні генератори та за допомогою електричної передачі працюють на гвинтурульову колонку. Позначення цієї енергетичної установки – (SF/D4S/M)+(SF/D4S/E).

В подальшому дослідженні запропонована класифікація може бути розширена шляхом:

- збільшення масивів значень існуючих класифікаційних параметрів;
- включення додаткових рівнів для існуючих класифікаційних параметрів;
- додавання нових параметрів.

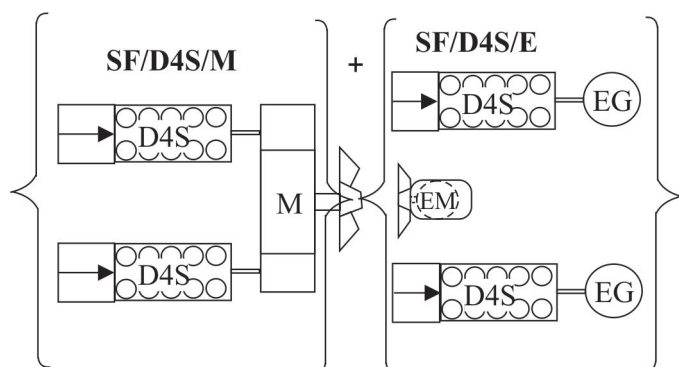


Рис. 1.11 Графічна інтерпретація позначення головної енергетичної установки порому HAMANASU за запропонованою системою класифікації

Розглянемо випадок із включенням додаткових рівнів. Як відомо, газоподібне паливо подається в теплові двигуни суднових енергетичних установок під підвищеним тиском. Для малообертових двотактних дизельних двигунів D2S, які працюють на газоподібному паливі, існує два варіанта організації робочого процесу та відповідно два типи двигунів:

- з системою подачі паливного газу низького тиску, в яких газ надходить в робочий циліндр відразу після закриття органів газорозподілу (практична реалізація – двигуни концерну Wartsila);
- з системою високого тиску, в яких паливний газ надходить в робочий циліндр безпосередньо перед приходом поршня в ВМТ¹ (практична реалізація – двигуни концерну MAN).

З урахуванням цього, в позначення двотактних дизельних двигунів може бути наданий додатковий рівень класифікації. Так, позначення двопаливного двотактного малообертового дизельного двигуна з системою подачі паливного газу низького тиску – DF/D2SLP, з системою високого тиску – DF/D2SHP.

1.3 Аналіз складу існуючих схем та показників енергетичних установок плавучих об'єктів нафтогазовидобутку

В даний час видобуток нафти та газу на шельфі морів та океанів є одним з основних джерел сировинної бази світової енергетики і має суттєвий вплив на економіку як окремих країн, так і цілих регіонів. Видобуток на мілководді освоєний вже давно і становить більш ніж 30 % обсягу світового видобутку нафти і 25 % видобутку газу. У глибоководних районах Світово-

¹ ВМТ – верхня мертва точка.

го океану є значні родовища нафти та газу, але їх освоєння вимагає великих фінансових інвестицій і впровадження нових технологій.

Для забезпечення роботи на шельфових родовищах створено великий і різноманітний флот офшорних суден. Офшорний флот містить такі основні групи суден і плавучих об'єктів [8]: обслуговуючі офшорні судна (Offshore Service Vessels – OSV), мобільні офшорні бурові об'єкти (Mobile Offshore Drilling Units – MODU), плавучі виробничі об'єкти та об'єкти зберігання і перевантаження (Floating Production Units and Storage Units) (рис. 1.12).

Глибоководні платформи і бурові судна можуть працювати на глибинах понад 3,5 км. Видобуток на великих глибинах обходиться дорого. Вартість новозбудованих бурових суден може досягати 900 млн USD, а напівзаглибних платформ – 600 млн USD.

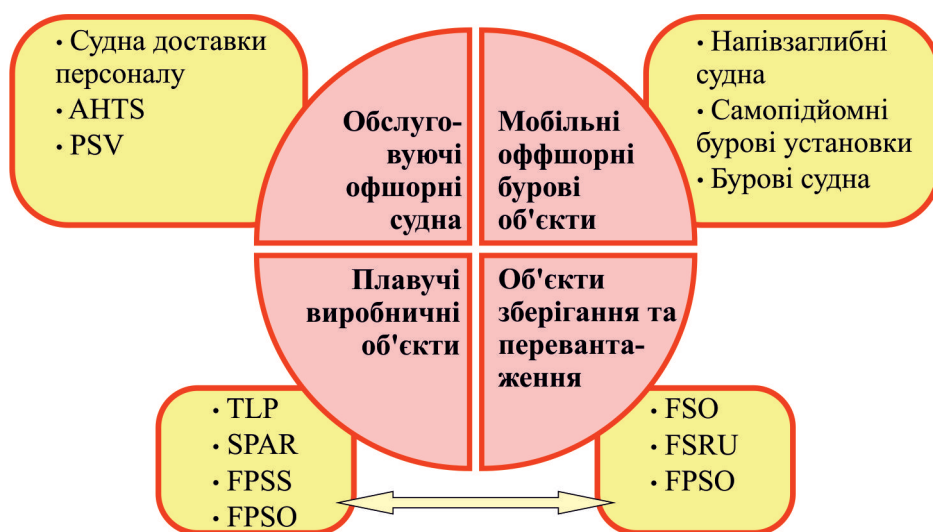


Рис. 1.12 Офшорні судна та плавучі споруди:

АНТС – Anchor Handling Tug Supply Vessel – буксир для встановлення та обробки якорів; PSV – Platform Supply Vessel – судно постачання морських платформ; TLP – Tension-Leg Platform – платформа з натяжним вертикальним якірним кріпленням; SPAR – Spar Platform – платформа типу SPAR; FPSS – Semi-submersible Floating Production System – напівзаглибна плавуча виробнича система; FPSO – Floating Production Storage And Offloading System – плавуча система для видобутку, зберігання і відвантаження нафти; FSO – Floating Storage Offloading Unit – плавуча система для зберігання та відвантаження нафти; FSRU – Floating Storage And Regasification Unit – плавуча установка для зберігання та регазифікації

Зростання видобутку в глибоководних і віддалених від наземної інфраструктури районах приводить до зростання числа суден FPSO, FLNG і FSRU. На кінець 2018 року в складі офшорного флоту діяло 183 судно FPSO (рис. 1.13), а також 31 судно FLNG і FSRU для обслуговування газових родовищ. За прогнозами до 2022 року буде побудовано ще 55 суден FPSO [20, 21].

Одними з основних факторів, що забезпечують ефективну роботу першої ланки логістичного ланцюжка: видобуток – транспортування – поставка офшорних нафти і газу, є показники енергоефективності енергетичних установок офшорних суден і плавучих споруд нафтогазовидобутку.

Найбільший інтерес для дослідження енергоефективності представляють установки MODU, FPSO, FLNG, FSRU. Виробничі системи на таких судах визначають стабільність і ефективність процесів видобутку, а для FPSO – обробки і відвантаження (табл. 1.3). Ці процеси вимагають великих витрат потужності. Протягом роботи FPSO на родовищі потужність, яка необхідна для здійснення технологічних процесів, змінюється в досить широких межах

(рис. 1.14). Це призводить до необхідності забезпечення резерву потужності при проектуванні енергетичної установки FPSO.



Рис. 1.13 Загальний вигляд FPSO Pioneer Libra дедвейтом 130600 т [22]

Таблиця 1.3 Деякі параметри технологічних процесів для FPSO [31]

Параметр	Максимальне значення
Добовий видобуток газу, м ³ /доб.	4000000
Добовий видобуток нафти, м ³ /доб.	8000
Продуктивність обробки нафтоводяної суміші, м ³ /доб.	24000
Продуктивність обробки пластової води, м ³ /доб.	19000
Продуктивність нагнітання води в пласт, м ³ /доб.	28600
Тиск газу, кПа	55

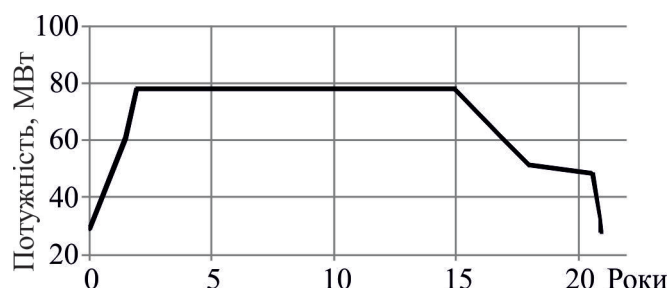


Рис. 1.14 Прогнозована потужність енергетичної установки FPSO типу Pioneer de Libra за роки експлуатації на газовому родовищі узбережжя Бразилії

Склад і характеристики установок таких об'єктів офшорної інфраструктури коливається в широких межах. Основними приводними двигунами електрогенераторів та технологічних компресорів є газотурбінні двигуни та середньооборотні дизельні двигуни.

З урахуванням того, що всі глибоководні напівзаглибні платформи і бурові судна вимагають додаткових енерговитрат, тому що оснащені потужними системами динамічного позиціонування, витрати на паливо можуть досягати 100000 USD за добу [23]. Для бурових суден і бурових платформ при виборі схем енергетичних установок перевага віддається схемам на базі двопаливних СОД або ГТУ: DF/D4S/E, DF/GTE/E. Наприклад, установка бурового судна Stena Drill MAX виконана за схемою DF/D4S/E та містить 6×7,29 МВт СОД Wartsila 16V32C [24]. Напівзаглибна плавуча бурова платформа Stena Don містить 9×3,5 МВт ДГ на базі СОД Wartsila 16V25 [25]. Напівзаглибна плавуча бурова платформа Aker H-6e містить 8×5,2 МВт СОД виробництва Rolls Royce (Bergen Diesel) [26].

На офшорних судах і об'єктах інфраструктури знайшли велике поширення ГТД широкого спектра потужності (рис. 1.15) від світових виробників енергетичних ГТУ. За даними [27], тільки компанія Solar Turbine поставила понад 300 ГТД на об'єкти офшорної інфраструктури.

Для енергетичних установок FPSO характерні газотурбінні та комбіновані установки. Так, на судні FPSO Global Producer III енергетична установка складається з двох ГТД Alstom GT 35 (по 16 МВт) та утилізаційної установки, що забезпечує теплом усіх споживачів, пов'язаних із технологічним циклом [28].

Головна енергетична установка FPSO Armada Olombendo містить 3 двопаливні ГТД потужністю 21 МВт кожен [29]. Комбінована енергетична установка FPSO Dhirubhai-1 виконана за схемою (DF/GTE/E)+(DF/STC/E). Установка містить 3×4 МВт ГТГ та 2 головних котла сумарною паропроодуктивністю 88 т/год для роботи 3×5 МВт та 2×1 МВт паротурбогенераторів [30].

Комбінована енергетична установка FPSO Pioneiro de Libra виконана за схемою (DF/GTE/M)+ DF/D4S/E та складається з трьох ГТГ потужністю 27,5 МВт, які працюють на 50 % навантаженні, та 4 ДГ [31]. Установка FPSO Cidade de Itajaí виконана за схемою (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E). До складу установки входять 4 ГТГ потужністю 35 МВт та 2 ДГ потужністю по 2 МВт [32]. На FPSO TRITON застосовуються два газотурбогенератори на базі LM6000 (42 МВт в умовах ISO) [33]. На серії з двох FPSO типу Cidade de Maricá запропонована схема (DF/GTE/M)+(DF/GTE/E). З чотирьох ГТД LM2500+ для приводу електрогенераторів призначено 3, та один працює як привід компресора. Для проекту FLNG Greater Tortue Ahmeyim було поставлено 4 ГТУ PGT25+G4 на базі ГТД LM2500+ від основного виробника газотурбінної техніки General Electric. Для FPSO Eni Mexico Area 1 компанія Siemens поставила енергетичний модуль в складі трьох ГТД SGT-A35 (потужність агрегату 34 МВт), а для FPSO Carioca MV30 знадобилося 4 SGT-A35 [34]. Проект Petronas PFLNG-2 [35] зажадав установки чотирьох PGT25+G4 та двох LM6000-PF+ (номінальна потужність ГТД 53 МВт).

На судах MODU, FPSO, FLNG, FSRU енергетичне обладнання частіше за все розміщується в блоках на головній палубі або в верхній будові платформ (рис. 1.16).

Провідні виробники енергетичного обладнання розробили енергетичні модулі для MODU, FPSO, FLNG, FSRU з дизель-генераторами (DF/D4S/E) та газотурбогенераторами (DF/GTE/E) [37–39] (рис. 1.17).

В якості критеріїв порівняння характеристик енергомодулів можуть бути прийняті такі показники як [40]:

- $\dot{V} = P_e / V_m$ – відношення потужність/об'єм,

де P_e – потужність, яка генерується модулем, кВт; V_m – об'єм модуля, м³;

- $\dot{M} = P_e / M_m$ – відношення потужність/маса,

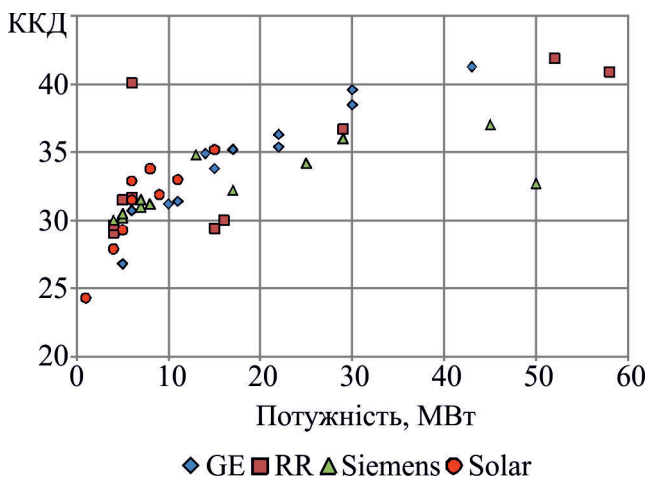


Рис. 1.15 Характеристики потужності та ефективності ГТД суден та об'єктів офшорної інфраструктури

де M_m – маса модуля, т;

- $\eta = P_e / (m_f \text{LCV})$ – ККД модуля,

де m_f – секундна витрата палива, кг/с; LCV – нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг.

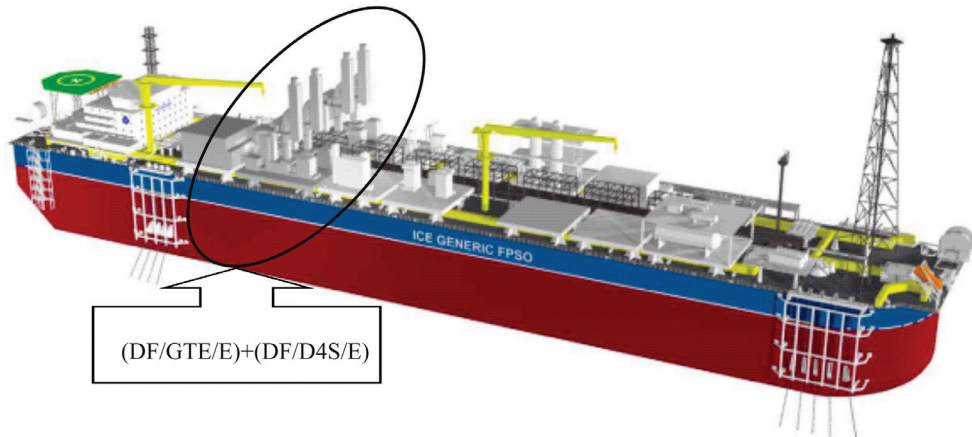


Рис. 1.16 Зона розташування ЕУ на судні FPSO проекту G-1600-SM [36]

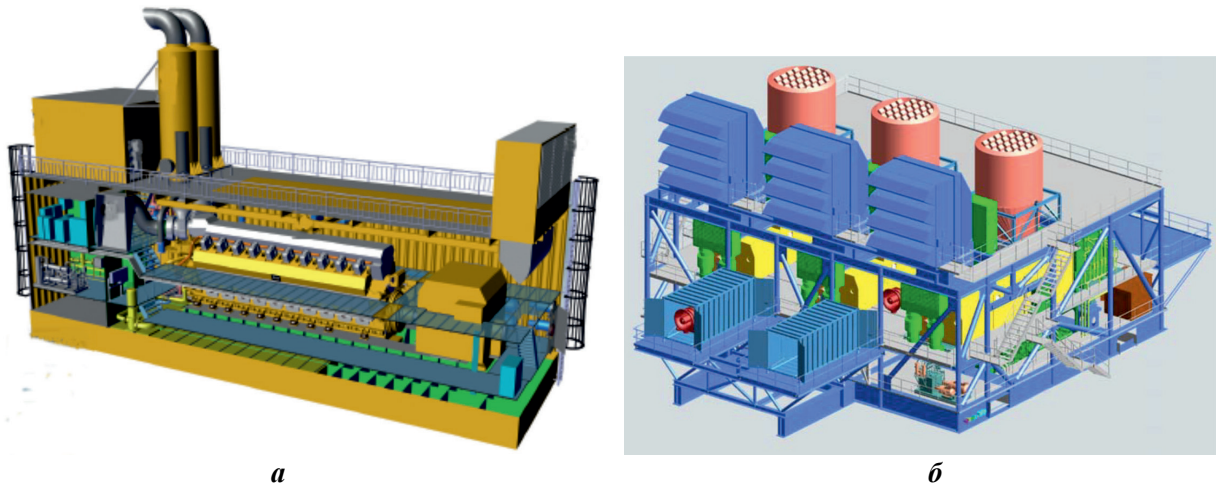


Рис 1.17 Енергетичні модулі для суден та об'єктів морської інфраструктури:
 а – на базі DF/D4S/E фірми Caterpillar [38]; б – на базі DF/GTE/E Siemens [39]

На рис. 1.18 представлені результати порівняння питомих показників потужності (рис. 1.18, а; б) і ККД (рис. 1.18, в) для дизельних і газотурбінних енергетичних модулів у найбільш розповсюджені в офшорному флоті діапазоні потужності. База для порівняння: DF/D4S/E – 18V51/60DF (18 МВт), 16CM46DF (14 МВт), 12CM43C (11,6 МВт), 12CM32C (6,5 МВт), 6CM34DF (3 МВт); DF/GTE/E – SGT A35 (36,6 МВт), SGT 700 (32,8 МВт), SGT 600 (24,5 МВт), SGT 400 (13,9 МВт), SGT A05 (5,8 МВт), SGT 100 (5 МВт).

Енергетичні модулі на базі газотурбінних технологій мають значну перевагу за масо-габаритними характеристиками, але істотно поступаються дизельним варіантам за паливною економічністю.

З метою підвищення ефективності газотурбінних енергетичних модулів в багатьох наукових публікаціях запропоновано застосування установок комбінованого циклу [41, 42]. Але досвід експлуатації таких установок на морських бурових платформах Норвегії показав, що великі масо-габарити роблять установки комбінованого циклу недоцільними для плавучих об'єктів офшорної інфраструктури в умовах жорстких вимог щодо зниження ваги надбудови

[43]. Крім того встановлено, що існує компроміс між розміром обладнання та ремонтпридатністю в умовах цілорічної експлуатації.

Офшорні судна та плавучі об'єкти морської інфраструктури, як будь-який технічний об'єкт, повинні мати необхідну експлуатаційну працездатність. І якщо функціональна працездатність полягає у принциповій здатності об'єкта виконувати покладені на нього функції, то експлуатаційна працездатність передбачає здатність об'єкта зберігати на достатньому рівні функціональну працездатність протягом усього терміну експлуатації.

Для MODU, FPSO, FLNG, FSRU, які використовуються в глибоководних і віддалених районах видобутку, вимоги до енергетичного обладнання найбільш жорсткі, тому що пов'язані із забезпеченням експлуатаційної працездатності у важких умовах моря.

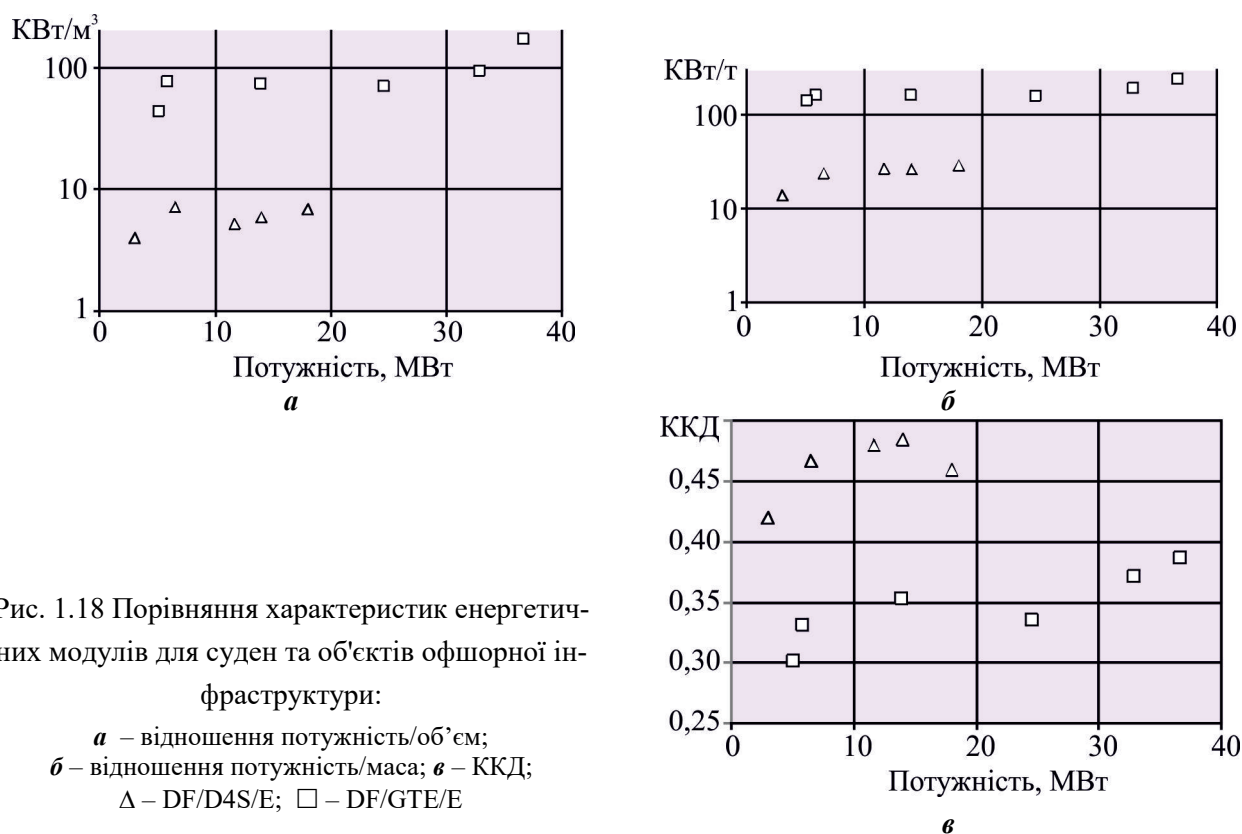


Рис. 1.18 Порівняння характеристик енергетичних модулів для суден та об'єктів офшорної інфраструктури:

а – відношення потужність/об'єм;
б – відношення потужність/маса; **в** – ККД;
 Δ – DF/D4S/E; $\square$ – DF/GTE/E

Одними з основних характеристик експлуатаційної працездатності є надійність¹ і живучість² [44, 45]. Ефективним засобом забезпечення надійності та живучості елементів енергетичного обладнання є резервування, тобто використання додаткових засобів і можливостей, які є надлишковими по відношенню до мінімально необхідних для виконання необхідних функцій. Існують різноманітні прийоми резервування (табл. 1.4).

У судновій енергетиці найчастіше застосовується структурне резервування, активно використовується і навантажувальне резервування. У той же час найбільш ефективним з точки

¹ Властивість зберігати працездатність при впливі внутрішніх джерел (відмови технічних засобів об'єкта, помилки в програмах функціонування і експлуатації, порушення координації процесів, що протікають в об'єкті, помилки керуючого і обслуговуючого персоналу).

² Властивість протистояти втраті працездатності від впливу зовнішніх джерел (випадкові і / або навмисні дії, здатні порушити його працездатність).

зору забезпечення економічної ефективності є функціональне резервування, але його реалізація має певні проблеми [47].

Таблиця 1.4 Основні прийоми резервування [46]

Вид резервування	Принципи реалізації
Структурне	Засноване на введенні надлишкових елементів в склад об'єкту, що має паралельну схему
Навантажувальне	Припускає використання надлишкових виробничих можливостей об'єктів щодо виконання функцій в умовах перевантажень при відмові інших об'єктів
Функціональне	Засноване на можливості використання окремих об'єктів для виконання додаткових функцій в умовах відмови інших об'єктів

Як зазначено в роботах [48, 49], одним з ефективних засобів забезпечення надійного енергопостачання є реалізація структурного резервування шляхом створення надмірної потужності установки, тобто забезпечення можливості підключення резервної потужності при відмові основного обладнання. Згідно з цією практикою, яка відповідає вимогам класифікаційних товариств, головні ГТГ встановлюються в конфігурації $n + 1$, при цьому додатковий блок забезпечує резерв потужності в разі зупинки одного з працюючих агрегатів. Кількість ГТД зазвичай становить 3 або більше, в залежності від вимог та необхідної потужності. Застосування одного агрегату для забезпечення основних виробничих потреб вважається небажаним з точки зору забезпечення експлуатаційної працездатності та практично не застосовується. Використання декількох турбін відносно невеликої потужності надає гнучкість завантаження енергетичного обладнання, якщо є необхідність частоті зміни режиму роботи. Але це потребує більшої кількості запусків та зупинок, що негативно позначається на ресурсі агрегатів.

В роботі [50] розглянуто аспекти експлуатації 192 ГТД, що працюють в офшорній інфраструктурі. З представленого аналізу випливає, що середнє завантаження газотурбінного агрегату в процесі експлуатації становить близько 50 %. Встановлено, що 97 % ГТД працюють в складі енергомодулю з більш ніж одним агрегатом та з розподілом навантаження.

З метою зниження викидів CO_2 та NO_x на офшорних суднах можливе застосування ГТД з камерами згоряння типу DLE (Dry Low Emissions). Згідно з [50], зафіксовані випадки, коли робота ГТД з DLE на часткових режимах призводила до значного перевищення емісії NO_x та CO . Крім того встановлено, що істотно впливає на ефективність роботи камер DLE якість паливного газу, вміст метану в якому в умовах використання попутного газу може коливатися від 65 до 85 %.

Попутний нафтовий газ (ПГ) є вуглеводневою сировиною поряд з нафтою і природним газом. Він може бути утилізований шляхом переробки на місці, закачуванням в пласт або використанням в якості палива на об'єктах офшорної інфраструктури. Компоненти попутного газу широко варіюються за складом та містять важкі вуглеводні [51–55]. Застосування такого палива в двигунах внутрішнього згоряння може викликати проблеми, пов'язані зі значним впливом складу палива на робочий процес двигуна. Провідні виробники суднових ДВЗ обмежують нижчу межу метанового числа (MN). Наприклад, для двопаливного двигуна Wartsila палива з метановим числом $\text{WMN} < 46,8$ не рекомендовані до використання, при цьому мольний вміст метану має бути не нижче 70 %, H_2 – не більше 30 % [56].

Для підготовки попутного газу до використання в якості палива в ДВЗ Wartsila розробила *The GasReformer Technology*. За даною технологією метанове число паливного газу покращується за рахунок перетворення більш важких вуглеводнів у синтез-газ і метан [57]. У запатентованому *Wartsila GasReformer* передбачається процес конверсії попутного газу з паровим риформінгом на нікелевих каталізаторах ($\text{Ni} / \text{MgAl}_2\text{O}_4$). Через те, що нікелеві каталізатори дуже чутливі до сірчистих з'єднань, передбачаються часті процедури сіркоочищення. Крім того, при експлуатації відбувається інтенсивна дезактивація нікелевого каталізатора внаслідок осадження вуглецю на поверхні каталізатора. Установа призначена для роботи з СОД Wartsila потужністю 4–12 МВт. Заявлений ККД установки становить 44,5 %.

Одним із рішень проблеми використання попутного газу може бути створення технологічних установок із переробки попутного газу в метанол, які дозволять вирішити екологічні проблеми та отримати альтернативне паливо і нафтохімічну сировину. В звітах ІМО та UNCTAD метанол та метанольно-спиртові суміші розглядаються як перспективні замітники традиційних суднових палив.

Норвезька фірма Solco створила проект спеціального судна для автономного виробництва метанолу у відкритому морі потужністю близько 1 млн. т/рік. Це комбінована плавуча система, яка призначена для одночасного видобутку попутного газу і виробництва метанолу [58]. Також розробкою плавучих установок з виробництва метанолу в морських умовах займалися фірми Swedyard Development та Haldor Topsøe.

Фірма BHP Petroleum на базі розробок ICI розробила і створила технологію отримання метанолу під низьким тиском [59]. Установка з отримання метанолу складається з трьох секцій: отримання синтез-газу, синтезу метанолу, очищення метанолу. До основних переваг морського комплексу перед береговим відносять: скорочення витрат на транспортування (танкерами) в порівнянні з трубопровідним та наземним транспортом, скорочення витрат на зберігання, можливість використання послідовно на декількох родовищах із урахуванням їх виснаження та малих витрат на передислокацію.

В роботі [60] запропонована оптимізована схема загального розташування виробничо-технологічного судна типу FPSO з трьома виробничими лініями і продуктивністю за метанолом і, відповідно, за газом – 1840 тис. т на рік. Південноафриканська компанія PetroWorld поряд з трьома міжнародними компаніями ще в 2003 р. розробила великомасштабну плавучу систему для переробки на місці природного і попутного газів з віддалених родовищ в рідкий метанол потужністю близько 12000–15000 т/добу [61]. Для виробництва метанолу використовується газ із катарського Північного родовища. Отриманий метанол може застосовуватися в якості екологічного палива для електростанцій в тих районах, де інші види палива економічно або екологічно недоцільні. В 2007 р. такий завод був побудований на північному сході Катару, де вже існувала необхідна інфраструктура і морський порт. Плавуча метанольна установка містить ємність для зберігання більше 250 тис. т метилового спирту. Установка створена за принципами проектування традиційних FPSO.

Компанія Wison Engineering (WEL) спроектувала плавучий комплекс (рис. 1.19) з виробництва метанолу FGTM (floating natural gas to methanol) продуктивністю до 1,8 млн. т за рік. Об'єм накопичувальних ємностей судна складає 200000 м³ [62].

Таким чином, подібний підхід може вирішувати проблему раціонального використання попутних газів морських родовищ та свідчить про перспективність використання метанолу як енергоносія в судновій енергетиці майбутнього.



Рис. 1.19 Судно FGTM [62]

1.4 Аналіз складу існуючих схем та показників енергетичних установок газозовів LNG

Газовози є яскравим прикладом сучасних високотехнологічних суден. За прогнозами до 2035 року майже половина обсягу природного газу транспортуватиметься в зрідженому вигляді (LNG) суднами-газовозами, які іноді називають «плавучими трубопроводами». Має сенс проаналізувати причини такого зростання.

Для транспортування природного газу можливе застосування декількох технологій:

- 1) трубопроводами;
- 2) у вигляді зрідженого природного газу (LNG – Liquid Natural Gas);
- 3) у вигляді стислого природного газу (CNG – Compressed Natural Gas);
- 4) у вигляді синтетичного рідкого палива (GTL – Gas To Liquids).

В роботі [63] проведено порівняння різних технологій транспортування природного газу за продуктивністю і дальністю доставки (рис. 1.20).



Рис. 1.20 Порівняння різних технологій транспортування природного газу

Оцінка ситуації, яка має місце на сьогоднішній час на ринку природного газу (обсяги та транспортні потоки), врахування сучасної географії експортерів та імпортерів, аналіз технологічного рівня способів транспортування дозволяють виявити, що пріоритетними є технології транспортування трубопроводами та у вигляді зрідженого природного газу. Цей висновок підтверджується прогнозами авторитетних експертів ринку енергоносіїв.

Трубопроводи залишатимуться основним засобом транспортування газу (рис. 1.21), але частина, яка припадає на транспортування у вигляді LNG, збільшиться з 32 % у 2012 р. до 46 % у 2035 р.

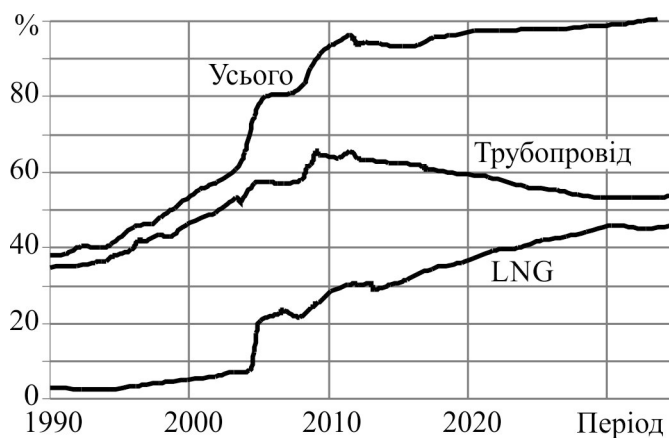


Рис.1.21 Частки способів транспортування природного газу [64]

Світовий попит на LNG подвоївся за останні 10 років і становить понад 200 мільйонів тонн щорічно (табл. 1.5). У 2014 році обсяг перевезення LNG склав близько 243 мільйонів тонн (джерело: BG Group), а у 2018 – перевищив 316,5 мільйонів тонн (IGU World LNG Report – 2019 Edition).

Таблиця 1.5 Зростання показників індустрії LNG за 20 років [65]

Характеристики	1993	2003	2013
Кількість заводів зі зрідження природного газу	11	15	26
Кількість прийомних терміналів	31	46	104
Кількість газозовів LNG	76	152	393
Кількість країн-імпортерів	9	13	29
Імпорт LNG (млн т)	61,0	125,2	236,9

Згідно з даними World LNG Market Forecast 2016–2020, капітальні вкладення в ринок LNG складуть \$ 241 млрд в період між 2016 і 2020 рр.

Заводи з виробництва LNG та вантажні термінали LNG розміщені на всіх континентах, окрім Антарктиди (рис. 1.22).



Рис. 1.22 Географія розміщення заводів з виробництва LNG [66]

Географія таких перевезень дуже широка (рис. 1.23). За даними на 2018 р., судна-газовози виконали 5119 рейсів. Найкоротший маршрут перевезення LNG морем становив 130 морських миль (Алжир–Іспанія), а найдовший – 15520 миль (Норвегія–Японія). Середня довжина маршруту – 7640 миль.



Рис. 1.23 Основні маршрути перевезення LNG морем [66]

Пік використання флоту LNG припав на 2012 рік, коли після катастрофічного цунамі та виведення з експлуатації ядерної енергетики Японії різко зріс попит на LNG. При цьому коефіцієнт використання газозовів LNG досягав 98% зі зростанням чартерних ставок до 150 тис. \$/доб¹. Подальше деяке уповільнення темпів економічного зростання призвело до суттєвого зниження чартерних ставок² і зниження коефіцієнта використання газозовів LNG нижче 90 %. Створення в портах Європи великих LNG-терміналів імпорту газу, розвиток інноваційних технологій видобутку та розробки нових родовищ, а особливо зростання потенціалу терміналів LNG експорту в Австралії і США підтверджує оптимістичний прогноз на найближчі роки для кількісного і якісного зростання флоту LNG-газовозів (рис. 1.24).



Рис. 1.24 Динаміка зростання кількості газозовів LNG на період 2017-2021 рр. [67]

¹ Слід зазначити, що в 4 кварталі 2018 року зростання спотових чартерних ставок привело до історичного максимуму в 195 тис. \$/доб. (IGU World LNG report – 2019 Edition).

² Середнє значення в 2018 році – 63 тис. \$/доб.

За даними IGU (International Gas Union), на кінець 2018 року в експлуатації знаходилося 525 газовозів, включаючи 31 судно FSRU, призначене для зберігання і регазифікації. Згідно з прогнозом Westwood Global Energy Group, в період 2018–2022 рр. очікується поставка ще 265 суден такого типу [68].

Судна-газовози виконуються за двома конструктивними схемами (рис. 1.25):

- 1) з автономними резервуарами, що являють собою міцну конструкцію з зовнішньою теплоізоляцією, типу Moss (сферичні) або типу SPB (призматичні);
- 2) з мембранними резервуарами, що являють собою мембрани з ізоляцією, які спираються на внутрішній борт, внутрішнє дно і внутрішню палубу типу GTT.

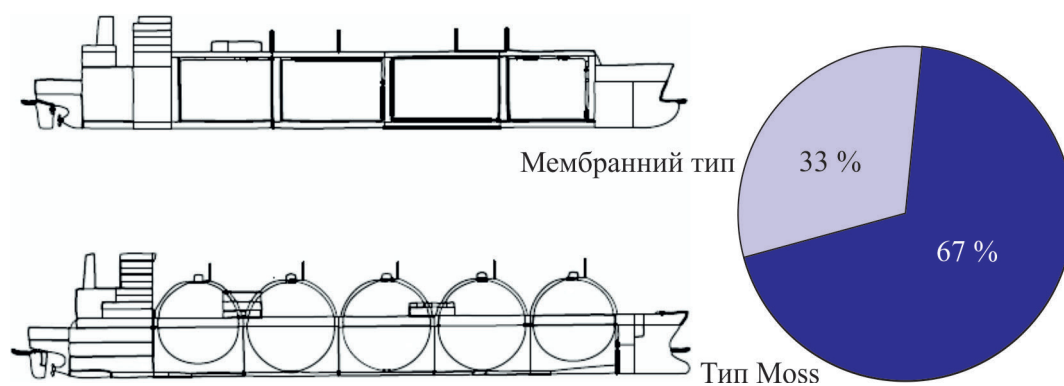


Рис. 1.25 Основні типи суден-газовозів [70]

Судна другого типу отримали на даний час найбільше поширення та складають 67 % світового флоту газовозів LNG [69]. Найбільш великими суднами є побудовані в період 2007–2010 рр. 31 судно класу Q-flex (210,0–217,0 тис. м³) і 14 суден класу Q-max (261,7–266,0 тис. м³). Для замовлень 2018 року середній розмір вантажомісткості газовозу склав 171,5 тис. м³.

Основним компонентом зрідженого природного газу є метан (87–98 %), а також етан (1,4–9,5 %), пропан (0,4–2,5 %), бутан (0,1–0,5 %) і азот (0,1–0,5 %). Зріджений природний газ транспортується при атмосферному тиску і при температурах нижче точки кипіння метану (–161,5°C). Це дозволяє зменшити обсяг вантажу, що перевозиться, приблизно в 600 разів. У процесі транспортування за рахунок теплообміну між поверхнями елементів системи транспортування вантажу та навколишнім середовищем частина вантажу випаровується. В якості критерія оцінки втрат газу, що випаровувався в процесі транспортування (BOG–Boil-Off Gas), прийнята величина швидкості випаровування вантажу (BOR–Boil-Off Rate), яка визначається як процентне відношення втрат за добу V_{BOG} до загального об'єму перевезеного вантажу V_{LNG} :

$$\text{BOR} = \frac{V_{\text{BOG}}}{V_{\text{LNG}}}, \text{ \% / добу.} \quad (1.1)$$

За даними [71], для сучасних газовозів у вантажному рейсі $\text{BOR} = 0,1\text{--}0,15\%$, а в баластному рейсі – $0,06\text{--}0,1\%$ в залежності від конструктивної схеми і покоління судна.

Наслідуючи традиції танкерного флоту другої половини XX сторіччя, перше спеціалізоване судно-газовоз Methane Princess¹ було оснащено паротурбінною пропульсивною устано-

¹ Судно конвертовано з суховантажного судна серії «Liberty» часів другої світової війни.

вкою за схемою SF/STC/M і потужністю 10,2 МВт. Судно швидкістю ходу 17,5 вузлів і вантажомісткістю 27400 м³ експлуатувалося на рейсовій лінії Port of Arzew (Algeria) – Canvey Island (UK) з осені 1964 року. Газовоз здійснював 29 рейсів на рік і в кожному рейсі перевозив вантаж, який забезпечував річні потреби приблизно 275 тис. мешканців Великобританії [72].

Паротурбінні установки отримали досить широке поширення на судах-газовозах. До середини 2014 року 274 газовоза були оснащені ПТУ. Але якщо в замовленнях на газовози середини 2007 року 40 % припадало на судна з ЕУ схеми SF/STC/M, то в замовленнях на 1 липня 2014 року їх було тільки 8 % від загального числа суден.

Існує два основні варіанти СЕУ газовоза LNG:

- з обробкою вантажу, що випаровується в процесі транспортування в установці повторного зрідження¹;
- з використанням вантажу, що випаровується в процесі транспортування в якості палива для енергетичної установки.

До першої групи можливо віднести установки (SF/D2S/D)+R, (SF/D4S/E)+R, (SF/STC/M)+R, (SF/GTS/M)+R та інші на базі однопаливних малооборотових і середньооборотових дизельних двигунів, паротурбінних установок і газотурбінних двигунів та їх комбінацій. З цієї групи реалізовані установки (SF/D2S/D)+R – дизельна пропульсивна установка з прямою передачею потужності на гвинт + установка повторного зрідження.

З точки зору визначення перспективних шляхів підвищення ефективності енерговикористання найбільший інтерес представляє варіант з використанням вантажу, що випаровується в якості палива для енергетичної установки.

Це підтверджується аналізом складу пропульсивних установок газовозів, які були в експлуатації на кінець 2018 р., та змістом книги замовлень (рис. 1.26) [66].

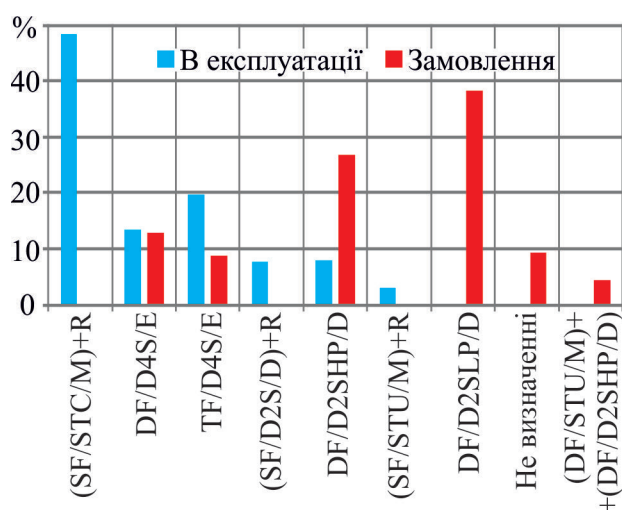


Рис. 1.26 Пропульсивні установки газовозів, які були в експлуатації та замовлені на кінець 2018 р.:

DF/D4S/E – двопаливна дизель-електрична пропульсивна установка; DF/D2SHP/D – МОД з двопаливною системою високого тиску; (SF/STC/M)+R – ПТУ, (SF/STU/M)+R – ПТУ з проміжним перегрівом пари, (SF/D2S/D)+R – однопаливний МОД з регазифікаційною установкою; (DF/STU/M)+(DF/D2SHP²/D) – двопаливна комбінована установка в складі ПТУ та малооборотового двигуна; TF/D4S/E – трипаливна дизель-електрична пропульсивна установка; DF/D2SLP³/D – МОД з двопаливною системою низького тиску

¹ Необхідність врахування установок повторного зрідження в складі СЕУ вимагає доповнення класифікації енергетичних установок суден-газовозів (табл. 1.1) ще одним додатковим параметром: «Наявність установки повторного зрідження» з позначкою на схемі + R (при наявності).

² До ознак класифікації двопаливних малооборотових двигунів був наданий признак тиску системи подачі газу до двигуна. Тиск подачі газоподібного палива складає до 30 МПа для двигунів з системою високого тиску HP [73].

³ Тиск подачі газоподібного палива складає до 1,6 МПа для двигунів з системою подачі газу низького тиску LP.

Аналіз складу і характеристик існуючих і перспективних пропульсивних комплексів суден-газовозів дозволив виявити основні типи пропульсивних установок на базі двопаливних малообертових/середньообертових ДВЗ, двопаливних паротурбінних/газотурбінних установок та їх комбінацій.

В установках типу DF/TF передбачається використання важкого (HFO), легкого (MDO, MGO) та газоподібного палива (випару вантажу), що забезпечує експлуатаційну гнучкість з можливістю оптимізації навантаження енергетичної установки на різних швидкостях руху судна.

Деякі варіанти позначення можливих схемних рішень надані нижче:

- DF/D2S/D – пропульсивна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт;
- DF/STC/M – пропульсивна установка з паротурбозубчастим агрегатом конвекційного типу;
- DF/STU/M – пропульсивна установка з паротурбозубчастим агрегатом з проміжним перегрівом пари;
- DF/D4S/E – дизель-електрична пропульсивна установка;
- DF/GTE/E – газотурбоелектрична пропульсивна установка з ГТД простого циклу;
- DF/GTC/E – газо-паротурбоелектрична пропульсивна установка комбінованого циклу;
- (DF/D2S/D)+(DF/D4S/E) – комбінована пропульсивна установка в складі МОД з прямою передачею потужності на гвинт та дизель-електричною установкою;
- (DF/D2S/D)+(DF/GTE/E) – комбінована пропульсивна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт сумісно з газотурбоелектричною частиною установки;
- (DF/D2S/D)+(DF/STC/E) – комбінована пропульсивна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт сумісно з паротурбоелектричною частиною установки;
- (DF/D2S/D)+(DF/GTC/E) – комбінована пропульсивна установка з МОД та прямою передачею потужності на гвинт сумісно з газо-паротурбоелектричною частиною установки.

1.5 Постановка проблеми підвищення ефективності та екологічності енергетичних установок високотехнологічних суден застосуванням термохімічних технологій

Міжнародні конвенції з обмеження забруднення навколишнього середовища з кожним роком стають дедалі жорсткішими, а необхідність економії вуглеводневих енергоресурсів вимагає від виробників та розробників енергетичного обладнання створення принципово нових установок.

Одним з перспективних напрямків підвищення ефективності та екологічності суднових енергетичних установок є утилізація вторинних енергоресурсів теплових двигунів. Термохімічні технології, які є технологіями утилізації вторинних енергоресурсів, дозволяють розширити сферу застосування альтернативних палив та забезпечують можливість ефективного енерговикористання різних типів теплових двигунів у складі енергокомплексів високотехнологічних суден, в першу чергу в складі єдиних установок з електрорухом.

До термохімічних технологій можуть бути віднесені:

- термохімічна обробка вуглеводневих палив шляхом регенерації/рекуперації вторинних енергоресурсів теплових двигунів з подальшою раціональною організацією процесів горіння продуктів термохімічної конверсії палива;
- технології перетворення енергії в металогідридних утилізаційних установках;
- плазмохімічна підготовка робочих тіл енергетичних установок.

В даному дослідженні розглянуті тільки аспекти використання термохімічної обробки базового палива. Термохімічна обробка вуглеводневого палива являє собою сукупність процесів, в результаті яких приріст ентальпії регенеруючого енергоносія (суміші вуглеводневого палива та окиснювача) протікає зі зміною його хімічного складу внаслідок ендотермічного процесу конверсії базового (вихідного) палива за рахунок регенерації/рекуперації вторинних енергоресурсів теплових двигунів.

На рис. 1.27 надано схему термохімічної обробки вуглеводневого базового палива шляхом парової конверсії за рахунок регенерації/рекуперації теплоти відпрацьованих газів теплового двигуна [74, 75].

Концепція застосування термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів суднових теплових двигунів відповідає основним тенденціям розвитку суднових енергетичних установок, наведеними в аналітичному огляді Global Marine Technology Trends 2030, підготовленому Lloyd's Register [76]. Згідно з цим прогнозом, перспективними напрямками на найближчі 15 років будуть:

- 1) використання альтернативних видів палива;
- 2) застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок;
- 3) вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

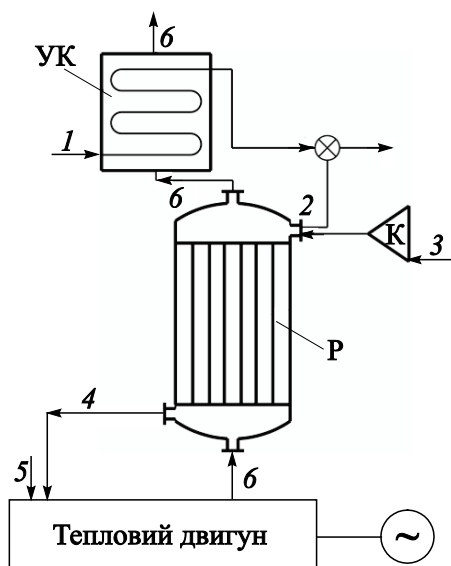


Рис. 1.27 Принципова схема термохімічної обробки вуглеводневого базового палива шляхом парової конверсії за рахунок регенерації/рекуперації теплоти відпрацьованих газів теплового двигуна: УК – утилізаційний котел; К – компресор; Р – термохімічний реактор; 1 – вода; 2 – пара; 3 – вуглеводневе газоподібне паливо; 4 – продукти парового риформінгу (синтез-газ); 5 – повітря; 6 – відпрацьовані гази двигуна

Будучи технологіями утилізації вторинних енергоресурсів, термохімічні технології дозволяють розширити сферу застосування альтернативних видів палива та забезпечують можливість використання різних типів теплових двигунів у складі єдиних електрогенеруючих установок.

Щодо першого напрямку, то термохімічні технології передбачають конверсію базового палива з використанням теплової енергії відпрацьованих газів. В якості базового енергоносія

можуть використовуватися такі альтернативні палива як етанол/біоетанол, метанол, природний газ, нафтовий попутний газ різного складу, газоподібне паливо на основі важких вуглеводнів (етан, пропан, бутан та інші).

Другий напрямок відповідає тенденції застосування термохімічної утилізації в комбінованих дизель-газотурбінних електрогенеруючих установках. В таких установках передбачається термохімічна утилізація теплоти відхідних газів ГТД шляхом парової конверсії вуглеводневого палива. Продукти конверсії використовують в якості палива.

Дослідження термохімічних технологій обробки палива виконують в світі протягом більш ніж 40 років. В них задіяні також наукові організації України [77–81]. Так, в ІТТФ НАН України під керівництвом проф. В.Г. Носача досліджувались теоретичні питання створення технологій термохімічної регенерації скидної теплоти технологічного обладнання. Наукові дослідження, пов'язані з встановленням закономірностей термохімічних процесів енергоперетворення, а також розробкою та впровадженням термохімічних технологій, виконують в Машинобудівному навчально-науковому інституті Національного університету кораблебудування імені Макарова на протязі більш ніж 20 років.

Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в області термохімічної утилізації (серед них роботи В. Г. Носача, А. А. Шрайбера, М. Р. Ткача, Б. Г. Тимошевського, В. Ф. Каменева, Н. Л. Хрипача, J. M. Protopas, D. I. Pashchenko, A. Poran, L. Tartakovsky та інших), методологічні і технічні аспекти вирішення проблеми створення технологій термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів суднових енергетичних установок до теперішнього часу розроблені не в повній мірі. Деякі наукові дослідження присвячені вирішенню проблем ефективного спалювання синтез-газу в камерах згоряння газотурбінних двигунів експериментальними методами, і тільки в незначній кількості публікацій закордонні вчені [82, 83] використовують сучасні методи обчислювальної гідродинаміки, що дає змогу значно прискорити впровадження елементів технологічної системи в практику створення суднових енергетичних установок. Комплексні дослідження у цьому напрямку в Україні практично відсутні.

Недостатньо уваги в теперішній час приділено дослідженню ефективності схемних рішень газотурбінних та комбінованих енергетичних установок суден-газовозів та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку на базі енергетичних модулів, які застосовують термохімічні технології.

Тому розробка термохімічних методів підвищення ефективності та екологічності енергетичних модулів суднових газотурбінних та комбінованих енергетичних установок суден-газовозів та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку вимагає розв'язання ряду наукових та прикладних задач, які можуть бути виражені у вигляді трьох взаємопов'язаних блоків:

- вибір критеріїв оцінки ефективності та дослідження впливу визначальних параметрів процесу парової конверсії на показники термохімічної обробки вуглеводневих палив, яка здійснюється за рахунок утилізації вторинних енергоресурсів;
- визначення методами математичного моделювання показників енергоефективності схемних рішень енергетичних установок з термохімічними модулями для суден-газовозів та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку;
- раціональна організація процесів в низькоемісійних камерах згоряння суднових газотурбінних і комбінованих установок, які працюють на продуктах термохімічної обробки базового палива.

Література

1. International Energy Outlook 2013. Available at: [www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2013\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2013).pdf)
2. International Energy Outlook 2017. Available at: [www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2017).pdf)
3. International Energy Outlook 2019. Available at: [www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2019\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2019).pdf)
4. BP Energy Outlook 2035. Available at: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2015.pdf>
5. BP Energy Outlook 2019 edition. Available at: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/energy-outlook/bp-energy-outlook-2019.pdf> –01.04.2019.
6. Crude oil prices: retrospective, forecast and influence on the economy. O. B. Braginsky. Ross. Khim. Zhurn. (Zhurn. Ross. Khim. ob-va im. D.I. Mendeleeva), 2008, Vol. 52, № 6.
7. WOR 3 (2014): Marine Resources – Opportunities and Risks. Retrieved from. Available at: <https://worldoceanreview.com/en/wor-3/>
8. Organisation for Economic Co-operation and Development (2014): *OFFSHORE VESSEL, MOBILE OFFSHORE DRILLING UNIT & FLOATING PRODUCTION UNIT MARKET REVIEW*. Retrieved from [http://www.oecd.org/officialdocuments/publicdisplaydocumentpdf/?cot=e=c/wp6\(2014\)13/final&doclanguage=en](http://www.oecd.org/officialdocuments/publicdisplaydocumentpdf/?cot=e=c/wp6(2014)13/final&doclanguage=en).
9. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Air%20pollution/M2%20EE%20regulations%20and%20guidelines%20final.pdf>. 01.06.2019.
10. UNCTAD/RMT/2017. Available at: https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017_en.pdf –01.06.2019.
11. UNCTAD/RMT/2018. Available at: https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2018_en.pdf –01.06.2019.
12. Number of ships in the world merchant fleet as of January 1, 2018, by type. Available at: <https://www.statista.com/statistics/264024/number-of-merchant-ships-worldwide-by-type> – 01.06.2019.
13. Bazari, Z. (2007). Ship energy performance benchmarking/rating: methodology and application. *Journal of Marine Engineering & Technology*, Vol. 6, № 1, pp. 11–18. doi: 10.1080/20464177.2007.11020197.
14. Global Marine Technology Trends 2030. Available at: <https://eprints.soton.ac.uk/388628/1/GMTT2030.pdf> –01.06.2019.
15. Bakountouzis, L. N. (1993). Marine power plants: design methodology and trends. *Transactions on the Built Environment*, Vol. 1, pp. 85–95.
16. RINA, 2017. Significant Ships of 2016. *The Royal Institution of Naval Architects*. London, UK, pp. 32–88.
17. *GAS TURBINES READY FOR MERCHANT SECTOR REVIVAL* (Nov. 2013). Available at: www.motorship.com.
18. GE Marine. Gas Turbine-Based Power & Propulsion systems for LNG Carriers. LNG 17, 2013.
19. The First Hybrid CRP-POD Driven Fast ROPAX Ferry in the World/ Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. *Technical Review*, Vol. 41, No. 6 (Dec. 2004).
20. Offshore Magazine (2018): *OTC 2018: FPSO market recovery under way, says EMA report*. Retrieved from <https://www.offshore-mag.com/production/article/16804111/otc-2018-fpso-market-recovery-under-way-says-ema-report>.
21. Offshore Technology (2018): *Report: 55 FPSOs to start operations by 2022*. Retrieved from <https://www.offshore-technology.com/news/report-55-fpsos-start-operations-2022>.
22. Spe. Pioneer Libra FPSO (2017). Retrieved from <https://www.spe.org/en/jpt/jpt-article-detail/?art=2946>.
23. Visiongain (2012). The Mobile Offshore Drilling Units (MODU) Market 2012-2022. Retrieved from <https://www.marketresearch.com/product/sample-6889468.pdf>.
24. Stena Drilling (2018): *Stena Drill MAX*. Retrieved from http://stenadrillingmediabank.s3-eu-west-1.amazonaws.com/stena/wp-content/uploads/2018/04/11110204/Stena-DrillMAX_Technical-Specification_APR2018.pdf.
25. Stena Drilling (2018): *Stena Don*. Retrieved from https://www.stena-drilling.com/stena/wp-content/uploads/2017/08/80845_Stena_DON_Brochure_A4_FINAL_LO.pdf.
26. OCYAN (2017): *TRANSOCEAN SPITSBERGEN*. Retrieved from <https://www.deepwater.com/Documents/RigSpecs/Transocean%20Spitsbergen.pdf>.

27. https://www.solarturbines.com/en_US/products.html.
28. Offshore Magazine (2002): *Leadon FPSO delivered on time, complete, within budget*. Retrieved from <https://www.offshore-mag.com/production/article/16759844/leadon-fpso-delivered-on-time-complete-within-budget>.
29. ENI (2016): *Block 15-06 East Hub Development Project*. Retrieved from https://www.eni.com/docs/en_IT/enicom/publications-archive/publications/brochures-booklets/countries/brochure_eni_angola_ese_web.pdf.
30. Aker floating production (2009): *FPSO Dhirubhai-1*. Retrieved from <http://www.akerfloatingproduction.com/s.cfm/3-12/FPSO-Dhirubhai-1-Operation>
31. OCYAN (2017): *FPSO Pioneiro de Libra*. Retrieved from: <http://www.ocyansa.com/en/fleet/fpso-pioneiro-de-libra>.
32. OCYAN (2017): *FPSO Cidade de Itajai*. Retrieved from https://api.ocyan-sa.com/sites/default/files/2018-09/cidade_do_itajai_0.pdf.
33. Offshore Technology (2018): *Triton Oil Field, North Sea Central*. Retrieved from <https://www.offshore-technology.com/projects/triton/>
34. <https://www.nsenergybusiness.com/news/siemens-provide-gas-turbine-modec>.
35. PFLNG – 2 / Rotan FLNG Project, Sabah. Retrieved from <https://www.offshore-technology.com/projects/pflng-2-rotan-flng-project-sabah/>
36. <https://www.icedesign.info/wp-content/uploads/ICE-1.6-M-Bbl-Generic-FPSO-Hull-G-1600-SM-2017.pdf>.
37. MAN Diesel & Turbo (2013): *Offshore Power Module*. Retrieved from https://marine.man-es.com/docs/default-source/shopwaredocumentsarchive/offshore-power-module.pdf?sfvrsn=c2dd9a8_4.
38. Caterpillar Global Petroleum (2013): *Offshore Power Generation Module*. Retrieved from: <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10340375>.
39. Siemens (2019): *We power the world with innovative gas turbines Siemens gas turbine portfolio*. Retrieved from <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines.html>
40. Cherednichenko, O., Serbin S., Dzida M. (2019). Investigation of the combustion processes in the gas turbine module of an FPSO operating on associated gas conversion products. *Polish Maritime Research*, No. 4 (104), Vol. 26, pp. 149–156. doi: 10.2478/pomr-2019-0077.
41. Olszewski W., Dzida M. (2018). Selected Combined Power Systems Consisted of Self-Ignition Engine and Steam Turbine. *Polish Maritime Research*, No. 1, Vol. 25, pp. 198–203.
42. Domachowski Z., Dzida M. (2019). Applicability of Inlet Air Fogging to Marine Gas Turbine. *Polish Maritime Research*, No.1, Vol. 26, pp. 15–19.
43. Mazzetti, M. J., Neksa, P. Walnum ed. Energy-Efficient Technologies for Reduction of Offshore CO₂ Emmissions. *Oil and Gas Facilities*. February 2014, pp. 89-96.
44. *Теория управления: терминология* (1988) / отв. ред. Б. Г. Волик. М.: Наука.
45. Рябинин, И. (2017). *Теоретические основы проектирования электроэнергетических систем кораблей*. ЛитРес. Режим доступа: <https://books.google.com.ua/books?id=iVpCDwAAQBAJ>.
46. Горбов, В. М., Чередниченко, А. К. (2008). Обеспечение надежности и живучести СЭУ на газотурбозлектроходах. *Вісн. СевНТУ*. Вип. 87. Механіка, енергетика, екологія. Севастополь: СевНТУ, с. 51–55.
47. Горбов, В. М., Чередниченко, А. К. (2009). Анализ структурных схем энергетических установок круизных лайнеров. *Вестн. СевДТУ*. Севастополь: СевДТУ. Вып. 97, с. 38–42. Режим доступа: http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/natural/Vsntu/2008_2009/97-SevNTU/97-09.pdf.
48. Tarelko W. (2018). Application of redundancy in ship power plants of offshore vessels. *New Trends in Production Engineering*. Vol. 1, is. 1, pp. 443–452.
49. Tarelko W. (2018). Redundancy as a way increasing reliability of ship power plants. *New Trends in Production Engineering*. Vol. 1, is. 1, pp. 515–522.
50. THE UK OIL AND GAS INDUSTRY ASSOCIATION LIMITED (2015). *Offshore Gas Turbines and Dry Low NO_x Burners. An analysis of the Performance Improvement*. Retrieved from <https://oilandgasuk.co.uk/wp-content/uploads/2015/05/produccys-cairgory.pdf>.
51. Michael Farry (1998). Ethane from associated gas still the most economical. Retrieved from <https://www.ogj.com/articles/print/volume-96/issue-23/in-this-issue/gas-processing/ethane-from-associated-gas-still-the-most-economical.html>.
52. Al-Saleh M. A., Duffuaa S. O., Al-Marhoun M. A., Al-Zayer J. A. (1991). *Impact of crude oil production on the petrochemical industry in Saudi Arabia*. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/>

256569784_Impact_of_crude_oil_production_on_the_petrochemical_industry_in_Saudi_Arabia/figures.

53. Nguyen T., Elmegaard B., Pierobon L., Haglind F., Breuhaus P. (2012). Modelling and analysis of offshore energy systems on North Sea oil and gas platforms. *53-rd Intern. Conf. of Scandinavian Simulation Society, SIMS 2012*. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/263973093_Modelling_and_analysis_of_offshore_energy_systems_on_North_Sea_oil_and_gas_platforms/figures?lo=1.

54. Foss M. M. (2004). Interstate natural gas – quality specifications & interchangeability. *Center for Energy Economics*. Retrieved from http://www.beg.utexas.edu/files/energyecon/global-gas-and-lng/CEE_Interstate_Natural_Gas_Quality_Specifications_and_Interchangeability.pdf.

55. Oil & Gas Industry Overview (2019). *Crude Oil and Natural Gas: From Source to Final Products*. Retrieved from https://www.ihrdc.com/els/po-demo/module01/mod_001_02.htm.

56. WÄRTSILÄ (2019). Wärtsilä Methane number calculator. Retrieved from <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/gas-solutions/methane-number-calculator>.

57. WÄRTSILÄ (2015). Wärtsilä GasReformer. Retrieved from https://www.offshore-europe.co.uk/_novadocuments/31687?v=635089663131000000.

58. Гимаева, А. Р., Шаммазов, А. М. (2013). Технологии и технические средства, применяемые для получения метанола на морских месторождениях. *Транспорт и хранение нефтепродуктов*, № 3. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/tehnologii-i-tehnicheskie-sredstva-primenyaemye-dlya-polucheniya-metanola-na-morskih-mestorozhdeniyah>.

59. Remelje, C. (1999). Methanol Floating Production Storage and Offloading (MFPSO). *Offshore Technology Conference*, January 1. doi:10.4043/10763-MS.

60. The process design and simulation for the methanol production on the FPSO (floating production, storage and off-loading) system/Won Seok Kim, Dae Ryook Yang, bDong, Ju Moon, aByoung Sung Ahn. *Chemical Engineering Research and Design* Vol. 92, Iss. 5, May 2014, Pp. 931-940.

61. World's first floating methanol plant could play role in alleviating U.S. energy shortage. Available from: [https://www.power-eng.com/2003/07/29/worlds-first-floating-](https://www.power-eng.com/2003/07/29/worlds-first-floating-methanol-plant-could-play-role-in-alleviating-us-energy-shortage/#gref)

[methanol-plant-could-play-role-in-alleviating-us-energy-shortage/#gref](https://www.power-eng.com/2003/07/29/worlds-first-floating-methanol-plant-could-play-role-in-alleviating-us-energy-shortage/#gref)

62. <https://www.offshoreenergytoday.com/abs/approves-wison-floating-gas-to-methanol-vessel-design>.

63. Karabetsou C. & Tzannatos E. (2003). LNG Changes In The Context Of The Expanding Market Of Natural Gas. *European Research Studies Journal*, vol. 0(3-4), 67–84.

64. BP Energy Outlook 2035 (2016).

65. LNG SHIPPING AT 50. A COMMEMORATIVE SIGTTO/GIIGNL PUBLICATION. OCTOBER 2014.

66. IGU Annual Report 2019. Available from: https://www.igu.org/sites/default/files/node-news_item-field_file/IGU%20Annual%20Report%202019_23%20loresfinal.pdf

67. Adeosun M (2017). Will New LNG Trade Routes Support Demand for LNG Carriers? Available from: <http://www.maritime-executive.com/editorials/will-new-lng-trade-routes-support-demand-for-lng-carriers-10.03.2019>.

68. World LNG Market Forecast 2018–2022 (2018). Westwood Global Energy Group.

69. IGU World LNG Report – 2018 Edition (2018). Available from: https://www.igu.org/sites/default/files/node-document-field_file/IGU_LNG_2018_0.pdf - 03.10.2019.

70. Propulsion Trends in LNG Carriers.MAN Diesel & Turbo. 5510-0035-02ppr Aug 2013. – Режим доступа: <https://www.scribd.com/document/255681462/Propulsion-Trends-in-Lng-Carriers>.

71. Głomski, P. and Michalski R. (2011). Problems with Determination of Evaporation Rate and Properties of Boil-off Gas on Board LNG Carriers. *Journal of Polish Cimac, Energetic aspects*, Vol. 6, No. 1, pp. 133–140.

72. Methane Princess LNG Carrier. Available from: <https://www.ship-technology.com/projects/methane-princess-lng-carrier>.

73. Белоусов, Е., Савчук, В., Белоусова, Т. (2016). Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. *Двигатели внутреннего сгорания*, № 1, с. 81–88. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/dvs_2016_1_16.

74. Кучеренко, О. С., Пожидаева, Е. Н. (2012). Оценка эффективности применения термохимической регенерации в ГТУ. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7 (94), с. 76–80.

75. Чередниченко, А. К., Ощип, О. В. (2013). Показатели газотурбинной установки с

термохимической регенерацией тепла. *MOTROL*, Lublin, Vol. 15, No 2, p.165–170.

76. Global Marine Technology Trends 2030. Available from: <https://eprints.soton.ac.uk/388628/1/GMTT2030.pdf> –01.06.2019

77. Носач, В. Г. (1989). *Энергия топлива*. Киев: Наук. думка, 148 с.

78. Носач, В. Г. (1981). Термохимическая регенерация теплоты в циклах тепловых установок. *Промышленная теплотехника*, Т. 3, № 6, с. 60–64.

79. Шрайбер, О. А. (2013). Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Розрахунок конверсії палива. *Проблеми загальної енергетики*, № 2 (33), с. 39–42.

80. Шрайбер, О. А. (2013). Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Метод розрахунку газотурбінної установки. *Проблеми загальної енергетики*, № 3 (34), с. 47–51.

81. Верховкер, Г. П., Кахер Абу Эльжадаиль, Кравченко, В. П. и др. (2000). Использование химической регенерации теплоты в газотурбинных и парогазовых установках. *Холодильная техника и технология*, Вып. 69, с. 85–90.

82. Kurji, H. J. Fuel Flexibility with Low Emissions for Gas Turbine Engines. *A Thesis submitted to Cardiff University For the Degree of Doctor of Philosophy In Mechanical Engineering*, 2017, 149 p. Available from: <https://orca.cf.ac.uk/104977/1/2017KurjiHJPhD.pdf>.

83. Xiao L., Zheng H., Yang R., Li Z. (2014). Fuel prereforming and combustion characteristics study of chemically recuperated gas turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 34 p. Available from: https://www.researchgate.net/publication/274994830_Fuel_prereforming_and_combustion_characteristics_study_of_chemically_recuperated_gas_turbine.

Глава 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРМОХІМІЧНОЇ ОБРОБКИ СУДНОВИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ

2.1 Загальна оцінка впливу характеристик палива на енергетичну ефективність судна

Підвищення ефективності використання потенціалу енергоносіїв у сукупності з мінімізацією шкоди навколишньому середовищу – парадигма проектування енергетичного обладнання в сучасному світі. У зв'язку з цим, вимоги законодавчих актів ІМО (International Maritime Organization) жорстко регламентують викиди шкідливих речовин від об'єктів судноплавства. Згідно з резолюціями ІМО для кожного нового судна валовою місткістю ≤ 400 т потрібно визначати необхідний (Required) та досяжний (Attained) конструктивний індекс енергетичної ефективності судна EEDI (Energy Efficiency Design Index), а також операційний індекс EEOI (Energy Efficiency Operational Index) при проектуванні, будівництві та експлуатації судна [1]. EEDI обчислюється в залежності від типу судна і дедвейту з урахуванням поправочного коефіцієнта, який поступово буде посилюватися аж до 2025 р. Attained EEDI обчислюється відповідно до методики ІМО і повинен бути $\geq$ Required EEDI. Фізичний сенс індексів ідентичний і являє собою відношення маси виробленого енергетичною установкою судна парникового газу CO_2 до величини транспортної роботи судна, $\text{г CO}_2/(\text{т}\cdot\text{миль})$:

$$\begin{aligned} \text{EEDI} &= \text{CO}_2\text{emission}/\text{Transport work} = \\ &= \text{Engine power} \times \text{SFC} \times C_F / (\text{DWT} \times \text{Speed}), \end{aligned} \quad (2.1)$$

де Engine power – експлуатаційна потужність двигунів, кВт; SFC – питома ефективна витрата палива двигунів, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$; C_F – безрозмірний кореляційний коефіцієнт, величина якого прямо залежить від вмісту вуглецю у паливі, $\text{т CO}_2/\text{т}$; DWT – для більшості транспортних суден приймається рівним дедвейту, т; Speed – швидкість судна, вуз.

Вимоги ІМО безпосередньо пов'язані з підвищенням ефективності використання енергії палива в судновій енергетиці та застосуванням альтернативних палив. Це формує запит практики, спрямований на адаптацію енергозберігаючих технологій в судновій енергетиці, розробку перспективних схем енергетичних установок, а також дослідження процесів у судновому енергетичному обладнанні.

Розрахунок EEDI виконується згідно методики, яка викладена в резолюції ІМО МЕРС.245(66) – 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships, з урахуванням поправок, наданих в резолюціях МЕРС.263(68) і МЕРС.281(70) [2, 3]. Якщо на судні використовуються інноваційні технології, спрямовані на зниження витрати палива при отриманні електричної і механічної енергії, то їх вплив на індекс визначається згідно рекомендації МЕРС.1/Circ. 815 – 2013 [4].

Загальна формула для визначення індексу енергетичної ефективності для нових суден визначається як:

$$\begin{aligned}
 EEDI = & \frac{\left(\prod_{j=1}^M f_j \right) \left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)} \right) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE})}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot \text{Capacity} \cdot V_{ref} \cdot f_w} + \\
 & + \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)} \right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE} \right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot \text{Capacity} \cdot V_{ref} \cdot f_w} - \\
 & - \frac{\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME} \right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot \text{Capacity} \cdot V_{ref} \cdot f_w}.
 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Розрахункова формула (2.2) містить потужності ($P_{ME(i)}$, P_{AE} , $P_{PTO(i)}$), питомі витрати палива ($SFC_{ME(i)}$, SFC_{AE}) для головної та допоміжної енергетичної установки, враховує режими навантаження енергетичного обладнання, можливість використання інноваційних технологій ($P_{eff(i)}$, $P_{AEeff(i)}$, $f_{eff(i)}$), конструктивні особливості судна (f_j , f_c , f_l), метеорологічні параметри (f_w) та ін.

Для кожного типу суден введені обмежувальні залежності на викиди CO_2 . Нормативні вимоги до емісії діоксиду вуглецю запроваджуються поетапно в період з 2013 по 2025 рр., посилюючись на кожному новому етапі.

Для більшості суден основна складова викидів CO_2 продукується двигуном або групою двигунів головної (пропульсивної для транспортного судна або технологічної для об'єктів нафтогазовидобутку) установки.

Наприклад, згідно інформації, яка наведена в [5], максимальна емісія CO_2 для транспортних суден припадає на ходовий режим, який забезпечує головна установка (рис. 2.1).

Як видно з аналізу формули (2.1), скорочення викидів CO_2 може бути досягнуто як зменшенням витрат палива ($\text{Engine power} \times SFC$), так і застосуванням палива з низьким вмістом вуглецю (враховується індексом C_F). В умовах допущення, що потужність пропульсивної установки, дедвейт і швидкість судна можуть бути прийняті постійними, на конструктивний індекс енергетичної ефективності судна EEDI впливають тільки питома витрата палива SFC і коефіцієнт вмісту вуглецю в паливі C_F :

$$EEDI = K \times SFC \times C_F, \quad (2.3)$$

де $K = \text{Engine power} / (\text{DWT} \times \text{Speed})$, кВт/(т·миль).

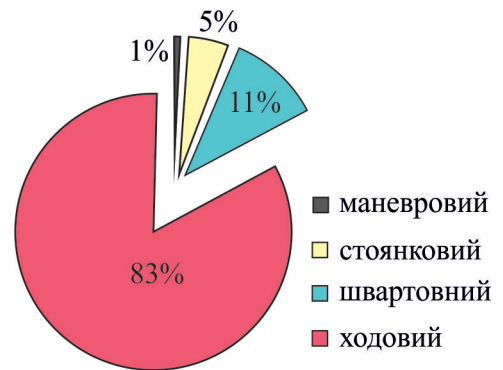


Рис. 2.1 Викиди CO_2 в залежності від режиму роботи енергетичної установки судна-газовоза

Питома витрата палива обернено пропорційно залежить від нижчої теплотворної здатності палива LCV (Lower calorific value). Таким чином, при прийнятих припущеннях індекс EEDI є функцією від характеристик палива:

$$EEDI = f(C_F / LCV). \quad (2.4)$$

Утилізація скидної теплоти двигунів і обладнання енергетичних установок дозволяє підвищити ефективність використання енергії палива, в тому числі шляхом термохімічної його обробки. При організації ендотермічних процесів конверсії в умовах роботи двигуна важливим питанням є вибір базової вуглеводневої сполуки, здатної при відносно невисокому середньому рівні скидної теплоти конвертувати в цільові газоподібні продукти заданого хімічного складу (основні горючі компоненти: монооксид вуглецю та водень). В якості базового палива можуть використовуватися як традиційні види, так і палива з низьким вмістом вуглецю, в тому числі так звані альтернативні. Слід зазначити, що межа між традиційним і альтернативним варіантом завжди умовна і часто актуальна на вельми короткий проміжок часу, після якого альтернативне може стати традиційним. Так, в огляді авторитетного класифікаційного товариства Lloyd's Register [6] запропоновано розглядати в якості традиційних судових палив дві категорії нафтових палив: легкі – MDO/MGO та важкі з різним вмістом сірки – HFO/LSHFO. Решту палив (табл. 2.1), включаючи зріджений природний газ (LNG), що отримав досить широке поширення, запропоновано розглядати в якості альтернативних.

Таблиця 2.1 Характеристики традиційних та альтернативних судових палив [1, 6]

Назва (позначення)	Тип палива	Вихідна сировина	Коментар
MDO/MGO	Легке, дистилятне	Нафта	Композиція легких фракцій із залишковими, низький вміст сірки
Bio MDO	Легке, біодизель (1, 2 покоління)	Рапсове масло, лігноцелюлоза	Можлива суміш з MDO для зниження GHG ¹
HFO	Важке, залишкове	Нафта	Основне суднове паливо з конкурентною ціною, але з найбільшим викидом GHG
Bio HFO	Паливо без присадок	Рапсове масло	Можливо для заміни HFO з метою зниження викидів GHG
LSHFO	Залишкове паливо з низьким вмістом сірки	Нафта	Конкурентне за ціною, але з вмістом сірки не більш 0,5% з метою зниження GHG
Bio LSHFO	Еквівалентно Bio HFO	Еквівалентно Bio HFO	Еквівалентно Bio HFO
LNG	Зріджений природний газ	Природний газ	Конкурентне за ціною, забезпечує низькі викиди GHG, активно впроваджується
Bio LNG	Зріджений біогаз	Лігноцелюлоза	Еквівалентно LNG, але з великим терміном окупності зниження викидів GHG
LPG	Зріджений нафтовий газ	Пропан, бутан	Забезпечує низькі викиди GHG
H ₂	Водень	Метан	Не дає викидів вуглецю
Bio H ₂	LNG	Лігноцелюлоза	Еквівалентно H ₂
EtOH	Етанол	Етилен	Має низькі показники вмісту вуглецю
Bio EtOH	Біоетанол	Продукти бродіння	Еквівалентно EtOH
MeOH	Метанол	Метан	Має найбільш низькі показники вмісту вуглецю, підходить для двопаливних двигунів
Bio MeOH	Метанол	Лігноцелюлоза	Еквівалентно MeOH

¹ GHG greenhouse gases (парникові гази)

Найбільш широко в якості палива для суднових двигунів представлено важке паливо HFO. З урахуванням того, що нормативні вимоги ІМО до емісії CO₂ посилюються на кожному новому етапі, застосування палива HFO на етапах 2 (2020–2024 рр.) та 3 (з 2025 р.) без додаткового громіздкого обладнання і дорогих заходів представляється безперспективним. В даний час провідні виробники суднових дизельних двигунів адаптували свою продукцію для роботи на метані та інших альтернативних видах палива. Характеристики основних суднових палив представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 Характеристики основних суднових палив [2]

Тип палива	Позначення палива	Вміст вуглецю	C_F , т CO ₂ /т палива	Нижча теплота згорання, МДж/кг
Дизельне/газойль (MDO)	ISO 8217 DMX...DMB	0,8744	3,206	42,700
Легке (LFO)	ISO 8217 RMA...RMD	0,8594	3,151	41,200
Важке (HFO)	ISO 8217 RME...RMK	0,8493	3,114	40,200
Зріджений нафтовий газ (LPG)	Пропан (Propane)	0,8182	3,000	46,300
	Бутан (Butane)	0,8264	3,030	45,700
Зріджений природний газ (LNG)	LNG	0,7500	2,750	48,000
Метанол (Methanol)	Метанол	0,3750	1,375	19,900
Етанол (Ethanol)	Етанол	0,5217	1,913	26,800

Цікавим є зіставлення характеристик, що впливають на індекс енергетичної ефективності судна, для основного і альтернативних суднових палив. На рис. 2.2 представлено порівняння з характеристиками важкого палива HFO (його показники прийняті за 1,00) [7].

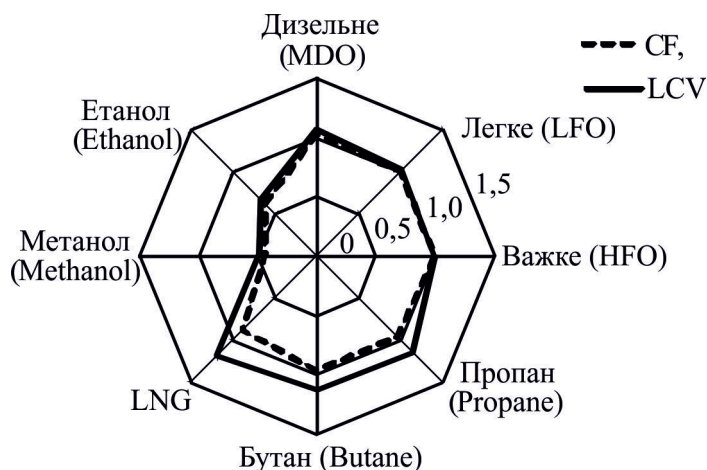


Рис. 2.2 Зіставлення характеристик палива HFO та альтернативних палив

З аналізу діаграми випливає, що застосування газоподібних палив LPG і LNG дозволяє, при інших рівних умовах, знизити індекс EEDI на 15–17 % (пропан, бутан) і 26 % відповідно, в порівнянні з використанням HFO.

Газоподібне паливо подається до двигунів під підвищеним тиском. Витрати потужності на привід компресорної установки подачі газоподібного палива для двопаливного МОД типу DF/D2SHP можуть становити до 2,8–3,0 % потужності двигуна [8]. При роботі таких двигунів на газоподібному паливі близько 3–5 % припадає на запальну дозу рідкого палива («пілотне» паливо), яким частіше за все є MDO. З урахуванням цих чинників застосування в якості суднового палива бутану замість традиційного HFO забезпечує зниження індексу EEDI на

13 %, пропану – на 15 %, а зрідженого природного газу – на 24 % (вказані максимальні значення зниження індексу).

Термохімічна обробка вуглеводневих палив шляхом парової некаталітичної конверсії дозволяє отримати газове паливо з кращими енергетичними та екологічними характеристиками.

Стосовно до енергетичних установок високотехнологічних суден найбільш перспективними паливами для термохімічної обробки можуть бути LNG (для газозовів і офшорних суден), попутний газ та метанол (для офшорних суден).

2.2 Укрупнений підхід до оцінки ефективності термохімічної обробки базового вуглеводневого палива

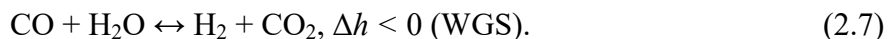
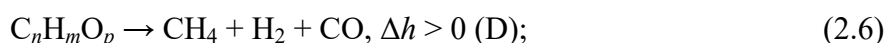
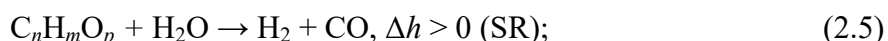
Як було визначено в гл. 1, одним з перспективних шляхів використання термохімічних технологій в судовій енергетиці є термохімічна обробка базового палива шляхом його конверсії за рахунок регенерації/рекуперації теплоти відпрацьованих газів теплового двигуна. При цьому приріст ентальпії суміші вуглеводневого палива та окиснювача протікає зі зміною його хімічного складу внаслідок ендотермічних процесів конверсії.

Конверсія вуглеводневих палив може бути здійснена трьома методами [9]:

- парова конверсія (паровий риформінг);
- парціальне окиснення;
- вуглекислотна конверсія («сухий риформінг»).

Для подальшого дослідження обрана парова конверсія вуглеводнів. Вибір зроблено за низкою критеріїв, в першу чергу з оцінки температурного рівню реакції, приросту теплотворної здатності та величини утилізованого теплового потоку, а також за кількістю одержуваного водню, теплотою реакції та її швидкості й деяким іншим.

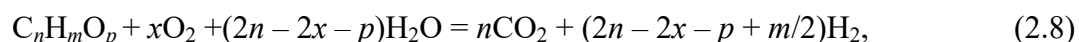
Термохімічна обробка, яка полягає в паровій конверсії вуглеводневих палив, супроводжується ендотермічними реакціями парового риформінгу (SR) та декомпозиції (D), які вимагають підведення теплоти ($+\Delta h$), а також екзотермічною реакцією ($-\Delta h$) конверсії водяного газу (WGS).



Таким чином, головними компонентами синтез-газу, які можуть бути отримані в результаті парової конверсії є H_2 , CO , CO_2 , CH_4 , H_2O .

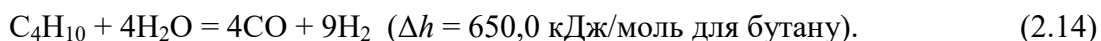
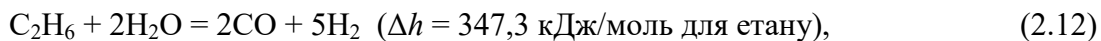
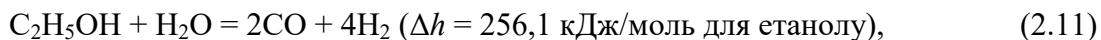
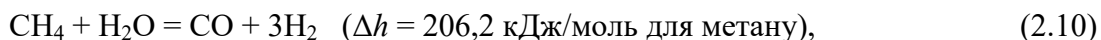
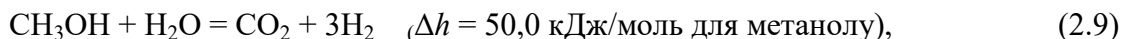
Для проведення реакції парової конверсії необхідно підвести теплоту із зовнішнього джерела. Таким джерелом при термохімічній утилізації служить теплота вторинних енергоресурсів двигунів.

При паровій конверсії основна реакція SR для вуглеводневих палив може бути визначена як [10]



$$\Delta h = (2n - 2x - p) \Delta h_{H_2O} + \Delta h_f - n \Delta h_{CO_2}.$$

Для основних базових альтернативних палив та їх компонентів, якими є метанол, етанол, метан, етан, пропан, бутан, реакції парової конверсії представлені у вигляді [10,11]:



У першому наближенні перспективність використання того чи іншого типу вуглеводневого палива при термохімічній утилізації може бути проаналізована за залежністю різниці теплотворної здатності продуктів конверсії H_U^K та базового палива H_U^B від температури реакції T_{THR} .

При моделюванні процесів термохімічної обробки вуглеводневих палив шляхом парової конверсії розглядалися процеси в реакторі, модель якого заснована на матеріальному балансі й балансі енергії (рис. 2.3).

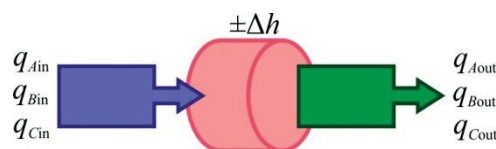


Рис. 2.3 Схема блоку реактора

Кількість кожного компонента q_{Ain} , що надходить в систему, відома, а мета полягає в тому, щоб визначити вихідний склад q_{Aout} в умовах проведення процесу.

Основою для розрахунку матеріального балансу є стехіометричні рівняння хімічних реакцій. Враховано, що у хімічних реакціях відбувається зміна молярної кількості речовин

$$\Delta q_A = q_{Ain} - q_{Aout}. \quad (2.15)$$

З метою аналізу впливу температури на процес конверсії виконано розрахунок із використанням констант рівноваги основних реакцій при тиску 0,1 МПа (рис. 2.4).

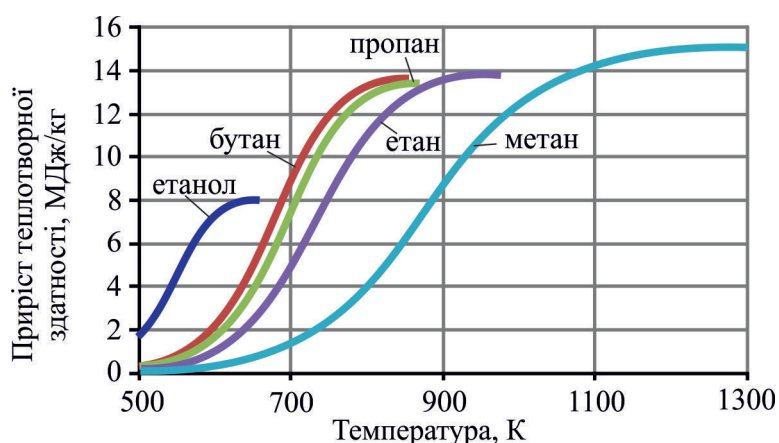


Рис. 2.4 Залежність приросту теплотворної здатності від температури реакції парової конверсії при термохімічній обробці

Результати розрахунку оброблено методом регресійного аналізу [12, 13] для наявного діапазону температури і представлено у вигляді залежностей

$$\Delta H_U = f(T_{THR}), \quad (2.16)$$

де $\Delta H_U = H_U^K - H_U^B$; H_U^K – теплотворна здатність продуктів конверсії; H_U^B – теплотворна здатність базового палива.

Для етанолу результат отриманий у вигляді:

$$\Delta H_U^{Eth} = (2,3272241 \cdot 10^{-10}) \cdot T_{THR}^5 - (3,2939725 \cdot 10^{-7}) \cdot T_{THR}^4 + (1,8092345 \cdot 10^{-4}) \cdot T_{THR}^3 - 0,048113 \cdot T_{THR}^2 + 6,231876 \cdot T_{THR} - 315,9218822. \quad (2.17)$$

Для основних компонентів природного / попутного газу отримані наступні залежності:

- бутан

$$\Delta H_U^{But} = (2,5375724 \cdot 10^{-11}) \cdot T_{THR}^5 - (5,1313053 \cdot 10^{-8}) \cdot T_{THR}^4 + (3,9415367 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{THR}^3 - 0,0142466 \cdot T_{THR}^2 + 2,4429205 \cdot T_{THR} - 159,9790408; \quad (2.18)$$

- пропан

$$\Delta H_U^P = (5,9146684 \cdot 10^{-14}) \cdot T_{THR}^6 - (1,2891662 \cdot 10^{-10}) \cdot T_{THR}^5 + (1,1009637 \cdot 10^{-7}) \cdot T_{THR}^4 - (4,7002096 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{THR}^3 + 0,0106758 \cdot T_{THR}^2 - 1,2291116 \cdot T_{THR} + 56,2031142; \quad (2.19)$$

- етан

$$\Delta H_U^E = (1,3438138 \cdot 10^{-14}) \cdot T_{THR}^6 - (2,9040517 \cdot 10^{-11}) \cdot T_{THR}^5 + (2,2812194 \cdot 10^{-8}) \cdot T_{THR}^4 - (7,7418685 \cdot 10^{-6}) \cdot T_{THR}^3 + (9,9878204 \cdot 10^{-4}) \cdot T_{THR}^2 + 0,0169935 \cdot T_{THR} - 9,44105; \quad (2.20)$$

- метан

$$\Delta H_U^M = -(6,0197345 \cdot 10^{-18}) \cdot T_{THR}^7 + (2,5780853 \cdot 10^{-14}) \cdot T_{THR}^6 - (4,4700353 \cdot 10^{-11}) \cdot T_{THR}^5 + (4,0253939 \cdot 10^{-8}) \cdot T_{THR}^4 - (2,0191104 \cdot 10^{-5}) \cdot T_{THR}^3 + 0,0056732 \cdot T_{THR}^2 - 0,830873 \cdot T_{THR} + 49,1241714. \quad (2.21)$$

Склад природного газу і відповідно LNG, варіюється в досить широких межах, що може впливати на ефективність термохімічної обробки.

Основними компонентами природного газу є метан, етан, пропан, бутан і азот. Також можуть бути присутніми ізобутан, ізопентан та інші важкі вуглеводні, оксид і діоксид вуглецю, азот і вода.

Для подальшого дослідження використовується підхід [14, 15], що передбачає класифікацію природного газу за густиною (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 Класифікація LNG та його характеристики

Характеристика	Позначення	Розмірність	Тип LNG		
			Light	Medium	Heavy
Густина	ρ	кг/м ³	427,7	445,7	464,8
Компоненти:					
метан	Y_M	%	98,0	92,0	87,0
етан	Y_E		1,4	6,0	9,5
пропан	Y_P		0,4	1,0	2,5
бутан	Y_{But}		0,1	0,0	0,5
азот	Y_N		0,1	1,0	0,5

Залежність приросту теплотворної здатності продуктів конверсії природного газу (LNG) від температури реакції $\Delta H_U = f(T_{THR})$ отримана у вигляді

$$\begin{aligned} \sum \Delta H_U = & Y_M \cdot [a_M \cdot T_{THR}^7 + b_M \cdot T_{THR}^6 + c_M \cdot T_{THR}^5 + d_M \cdot T_{THR}^4 + e_M \cdot T_{THR}^3 + \\ & + f_M \cdot T_{THR}^2 + g_M \cdot T_{THR} + h_M] + Y_E \cdot [a_E \cdot T_{THR}^6 + b_E \cdot T_{THR}^5 + c_E \cdot T_{THR}^4 + d_E \cdot T_{THR}^3 + \\ & + e_E \cdot T_{THR}^2 + f_E \cdot T_{THR} + g_E] + Y_P \cdot [a_P \cdot T_{THR}^6 + b_P \cdot T_{THR}^5 + c_P \cdot T_{THR}^4 + d_P \cdot T_{THR}^3 + \\ & + e_P \cdot T_{THR}^2 + f_P \cdot T_{THR} + g_P] + Y_{But} \cdot [a_{But} \cdot T_{THR}^5 + b_{But} \cdot T_{THR}^4 + c_{But} \cdot T_{THR}^3 + \\ & + d_{But} \cdot T_{THR}^2 + e_{But} \cdot T_{THR} + f_{But}], \end{aligned} \quad (2.22)$$

де a, b, c, d, e, f, g, h – коефіцієнти, які отримано шляхом обробки результатів розрахунків методами регресійного аналізу.

Даний укрупнений підхід досить широко використовується для оцінки ефективності парової конверсії базового палива при термохімічній утилізації, але не дозволяє в повній мірі врахувати вплив на ефективність конверсії як параметрів вторинних енергоресурсів, так і обмежень, що накладаються на процес конверсії параметрами системи подачі газоподібного палива в двигун. Крім того, при такому підході не враховується вплив процесів термохімічної обробки на вміст вуглецю в отриманому синтез-газі.

2.3 Вибір критеріїв оцінки ефективності термохімічної обробки палива шляхом утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів СЕУ

В якості основного критерію оцінки енергоефективності процесів термохімічної обробки вуглеводневих палив шляхом парової конверсії запропоновано використовувати коефіцієнт збільшення теплоти згоряння базового палива [16]. Запропонований критерій визначається як

$$\overline{H}_U = \frac{\Delta H_U}{H_U^B}, \quad (2.23)$$

де $\Delta H_U = H_U^K - H_U^B$ – зміна теплотворної здатності продуктів конверсії H_U^K (кДж/кг) по відношенню до характеристик базового палива H_U^B (кДж/кг). При цьому теплотворна здатність отриманих в результаті конверсії компонентів синтез-газу перераховується на 1 кг базового палива (рис. 2.5).

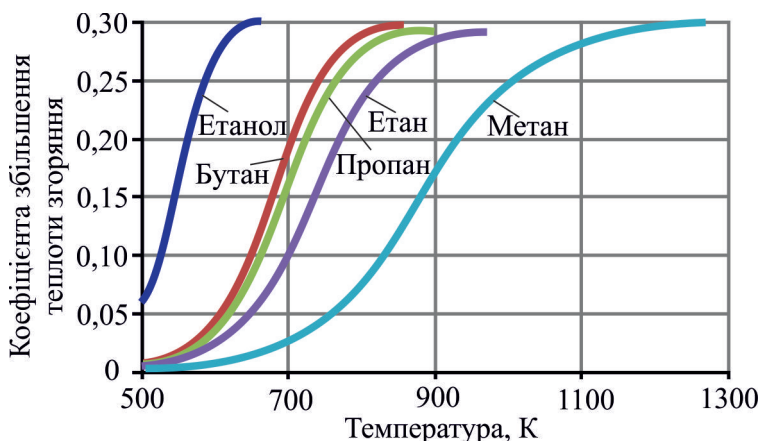


Рис. 2.5 Залежність коефіцієнта збільшення теплоти згоряння від температури реакції парової конверсії вуглеводневих палив при тиску 0,1 МПа

В якості критерію оцінки ефективності конверсії вуглеводнів, що містяться в природному або попутному газі, була прийнята ступінь конверсії відповідного вуглеводню (метан, етан, пропан, бутан, пентан).

Ступінь конверсії визначається як

$$\zeta = (q_{in} - q_{out}) / q_{in}, \quad (2.24)$$

де q_{in} – мольна/масова частка відповідного вуглеводню в базовому паливі, q_{out} – мольна/масова частка відповідного вуглеводню в продуктах конверсії.

Як зазначалося вище, важливою характеристикою процесу є вміст вуглецю в паливі. При термохімічній обробці вуглеводневих палив будемо розглядати вміст вуглецю в синтез-газі, отриманому при паровій конверсії.

Зміст вуглецю в синтез-газі може бути визначено за методикою [17]:

$$CC_{Mixture} = \frac{\sum_{i=1}^{\#of_Components} (n \cdot AW_{Carbon} \cdot Xm_i)}{\sum_{i=1}^{\#of_Components} (MW_i \cdot Xm_i)}, \quad (2.25)$$

де $CC_{Mixture}$ – масовий вміст вуглецю у суміші; n – число атомів вуглецю в компоненті; AW_{Carbon} – атомна маса вуглецю; MW_i – молекулярна вага компоненту i ; Xm_i – мольна частка компоненту.

2.4 Вплив головних параметрів процесів парової конверсії на ефективність термохімічної обробки вуглеводневого палива

Газоподібне паливо подається в теплові двигуни судових енергетичних установок під підвищеним тиском. Тиск подачі газоподібного палива в СОД складає 0,5–0,6 МПа, тиск подачі палива в ГТД 2–3 МПа, крім регенеративних установок, де він знаходиться в межах 1–1,5 МПа. Таким чином, на ефективність процесів парової конверсії можуть впливати обмеження, пов'язані з параметрами системи подачі паливного газу.

Для визначення раціональних параметрів системи термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів (ВЕР) шляхом парової некаталітичної конверсії вуглеводневого базового палива необхідно провести комплексний аналіз впливу температури процесу конверсії T_{THR} , тиску процесу конверсії p_{THR} , а також відношення водяна пара / базове паливо s/bf на зміну нижчої теплотворної здатності, яка виражається в формі коефіцієнта збільшення теплоти згоряння базового палива:

$$\overline{H}_U = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf). \quad (2.26)$$

Реактор-рифформер розглядався як хіміко-технологічна система, в якій протікають фізико-хімічні процеси парової некаталітичної конверсії при заданих значеннях параметрів T_{THR} , p_{THR} , s/bf .

Для рівноваги хіміко-технологічної системи з постійним хімічним складом потрібно виконання трьох загальних умов:

- загальна енергія Гіббса¹ всіх компонентів (реагентів, продуктів та інертних речовин) зводиться до мінімуму;
- для кожного елемента, який складає систему, кількість молей протягом процесу залишається постійною;
- сумарний заряд системи дорівнює нулю.

Схема моделювання базувалася на загальноприйнятих підходах до опису термохімічних перетворень. Відповідно до сформованої практики моделювання процесів термохімії, для розрахунку фазової рівноваги використовувалися методи, засновані на застосуванні рівняння стану². Такий підхід найбільш зручний, оскільки рівняння в аналітичній формі та досить компактно містить максимум інформації про досліджуваний процес. Необхідно враховувати, що для багатокомпонентної системи (на відміну від чистих речовин) рівняння стану є термодинамічною моделлю рівноваги парової та рідкої фаз окремо. Для розрахунків термодинамічних властивостей і фазових рівноваг різних речовин найбільшого поширення набули кубічні рівняння стану. Перелік найбільш поширених кубічних рівнянь стану наданий на рис. 2.6.

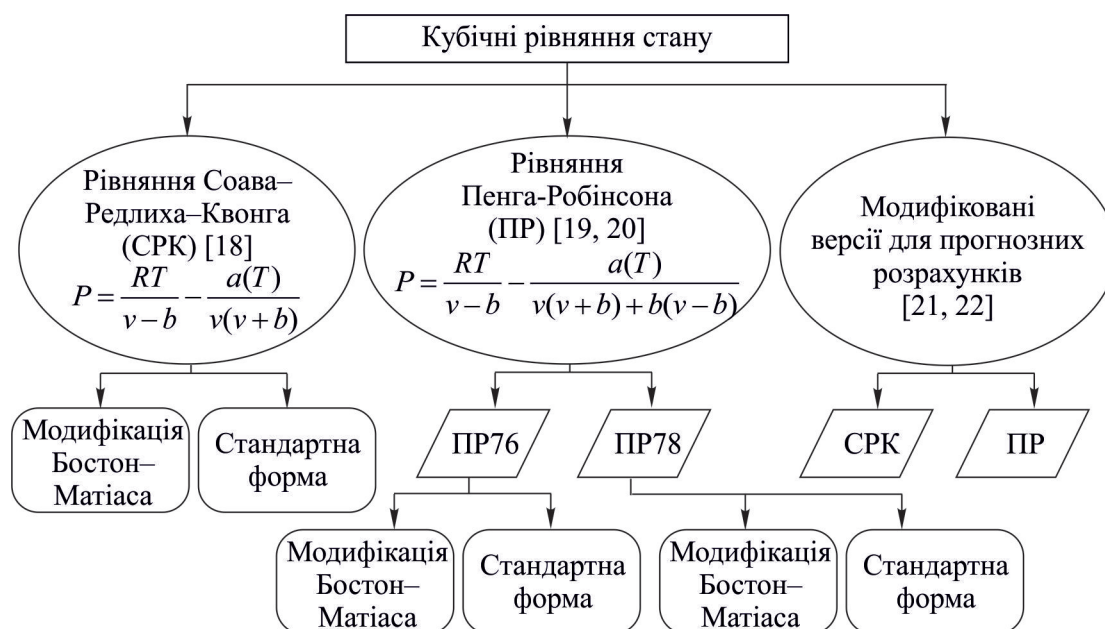


Рис. 2.6 Класифікаційна схема найбільш поширених кубічних рівнянь стану

Рівняння стану Пенга-Робінсона найбільш часто використовують для опису поведінки вуглеводневих сумішей. Загальний вигляд рівняння стану у формі рівняння Пенга-Робінсона наступний:

$$P = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m(V_m + b)}, \quad (2.27)$$

де a , b – параметри рівняння стану; P – тиск; V_m – молярний об'єм; T – температура; R – універсальна газова стала.

Параметри рівняння стану можуть бути визначені як

¹ Вільна енергія Гіббса (або термодинамічний потенціал Гіббса) – це величина, яка показує зміну енергії в ході хімічної реакції. Енергію Гіббса можна розуміти як повну хімічну енергію системи. Детальніше див. гл 3.

² Перше рівняння стану опубліковане майже 150 років тому (1873 р., Ван-дер-Ваальс).

$$\begin{cases} a = 0,45724R^2 \frac{T_c^2}{P_c}; \\ b = 0,07780R \frac{T_c}{P_c}; \\ \alpha = [1 + (0,374664 + 1,542261\omega - 0,26992\omega^2)(1 - T_r^{0,5})], \end{cases} \quad (2.28)$$

де T_r – відносна температура (T/T_c); T_c – критична температура; P_r – відносний тиск (P/P_c); P_c – критичний тиск; ω – ацентричний фактор, який враховує, наскільки форма молекули речовини відрізняється від сферичної.

Рівняння Пенга-Робінсона може бути представлене у вигляді поліному

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0, \quad (2.29)$$

де $Z = PV/(RT)$ – коефіцієнт стиснення; $A = a \cdot \alpha P / (R^2 T^2)$; $B = bP/(RT)$.

Триконстантне рівняння Пенга-Робінсона з модифікацією Бостон–Матіаса (модель PR-BM) отримало широке розповсюдження при моделюванні процесів фазового та хімічного перетворення вуглеводневих систем:

$$P = \frac{RT}{c + V_m - b} - \frac{a}{(c + V_m)(c + V_m + b) + b(c + V_m - b)}, \quad (2.30)$$

де: $b = \sum_i b_i x_i$; $a = a_0 + a_1$; $a_0 = \sum_i \sum_j x_i x_j (a_i a_j)^{0,5} (1 - k_{ij})$; $k_{ij} = k_{ij}^{(1)} + k_{ij}^{(2)} T + \frac{k_{ij}^{(3)}}{T}$; $k_{ij} = k_{ji}$ – кое-

фіцієнт бінарної взаємодії (між i -м і j -м компонентом); $a_1 = \sum_{i=1}^n x_i \left(\sum_{j=1}^n x_j ((a_i a_j)^{1/2} l_{i,j})^{1/3} \right)^3$;

$l_{ij} = l_{ij}^{(1)} + l_{ij}^{(2)} T + \frac{l_{ij}^{(3)}}{T}$; $l_{ij} = l_{ji}$; $a_i = f(T, T_{ci}, p_{ci}, \omega_i)$; $b_i = f(T_{ci}, p_{ci})$; $V = V_m - c$; $c = \sum_i x_i c_i$;

$c_i = 0,50033 \frac{R_{ci} T_{ci}}{P_{ci}} (0,25969 - z_{RA})$.

Дослідження проводилося в декілька етапів:

- дослідження впливу параметрів процесу на ступінь трансформації метану шляхом парової некаталітичної конверсії;
- дослідження процесів термохімічної обробки природного газу паровою некаталітичною конверсією;
- дослідження процесів термохімічної обробки попутного газу шляхом парової некаталітичної конверсії;
- дослідження процесів термохімічної обробки метанолу паровою конверсією.

2.4.1 Дослідження процесів термохімічної обробки метану

Оскільки основним компонентом газоподібного палива на базі природного / попутного газу є метан, то на першому етапі проведено дослідження впливу тиску в реакторі на склад синтез-газу при паровій некаталітичній конверсії метану в умовах варіювання відношення водяна пара / газ при фіксованому значенні температури в реакторі.

Склад отриманого в результаті конверсії синтез-газу визначався за сухими компонентами. Для цього при моделюванні враховувались процеси охолодження отриманого синтез-газу в конденсаторі при атмосферному тиску, а також подальше видалення конденсату (рис. 2.7).

На рис. 2.8–2.9 представлено результати математичного моделювання. Їх аналіз показує, що зростання тиску в реакторі приводить до зміщення області ефективності конверсії метану в зону більш високих температур. Це збігається з результатами досліджень інших авторів [23, 24]. Виявлено, що ефективна конверсія при підвищеному тиску вимагає збільшення частки пари, що подається в реактор.

При математичному моделюванні процесів термохімічної обробки метану особливу увагу приділено дослідженню впливу основних параметрів процесу термохімічної обробки на вміст вуглецю в синтез-газі CC_{Syngas} , отриманому при паровій конверсії метану:

$$CC_{Syngas} = f(T_{THR}, p_{THR}, s / bf). \quad (2.30)$$

Результати розрахунку в табличній формі (зразок представлений в табл. 2.4).

В графічному вигляді результати представлені на рис. 2.10.

У табл. 2.5 представлені зведені результати розрахунку вмісту вуглецю в продуктах термохімічної обробки метану шляхом парової конверсії в дослідженому діапазоні температур.

З урахуванням отриманих результатів подальші дослідження були спрямовані на виявлення впливу параметрів процесу конверсії на приріст теплоти згоряння. На рис. 2.11 показаний коефіцієнт збільшення теплоти згоряння при різних умовах протікання процесу. При цьому теплотворна здатність продуктів конверсії перераховувалася на 1 кг метану.

2.4.2 Дослідження процесів термохімічної обробки природного газу

Виявлені закономірності впливу параметрів процесу термохімічної обробки на склад та властивості продуктів парової конверсії метану враховано при моделюванні процесів термохімічної обробки природного газу різного складу.

На рис. 2.12 показаний приріст теплоти згоряння (по відношенню до теплотворної спроможності базового палива) при термохімічній обробці 1 кг природного газу. Склад природного газу (масові частки) брався наступним: $CH_4 = 92,0 \%$; $C_2H_6 = 4,3 \%$; $C_3H_8 = 2,9 \%$; $Ar = 0,8 \%$.

Узагальнення впливу відношення водяна пара / базове паливо на приріст теплоти згоряння в умовах варіювання параметра $T_{THR} = \text{var}$ і фіксованого значення $p_{THR} = \text{const}$ дозволило отримати параметричне представлення результатів у вигляді графічних залежностей, представлених на рис. 2.13.

Дослідження системи параметричних залежностей

$$\begin{cases} \bar{H}_{U_1} = f(T_{THR}, s / bf), p_{THR} = \text{const1}; \\ \bar{H}_{U_2} = f(T_{THR}, s / bf), p_{THR} = \text{const2}; \\ \dots \\ \bar{H}_{U_N} = f(T_{THR}, s / bf), p_{THR} = \text{constN} \end{cases} \quad (2.31)$$

методами регресійного аналізу дозволило виявити раціональні значення параметра s/bf (відношення водяна пара / базове паливо) для розглянутих діапазонів T_{THR} та p_{THR} .

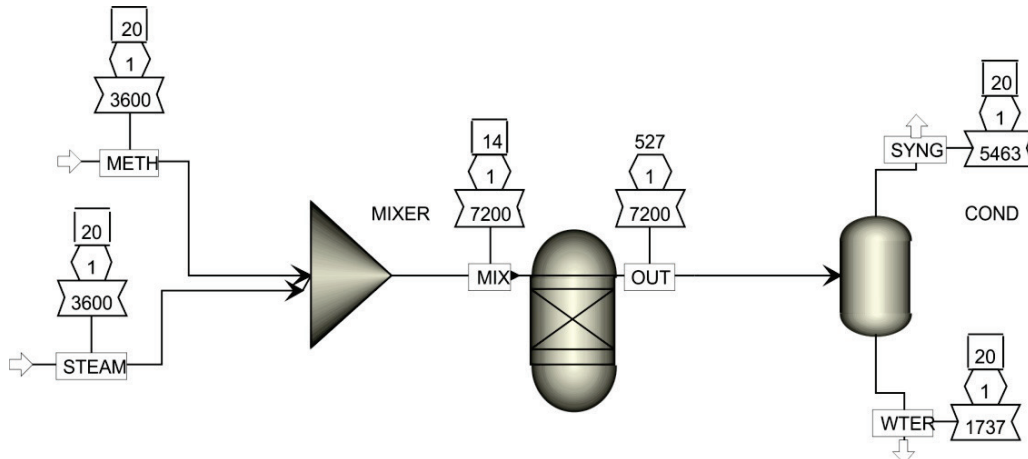


Рис. 2.7 Схема процесу парової некаталітичної конверсії метану з подальшою дегідрацією отриманого синтез-газу

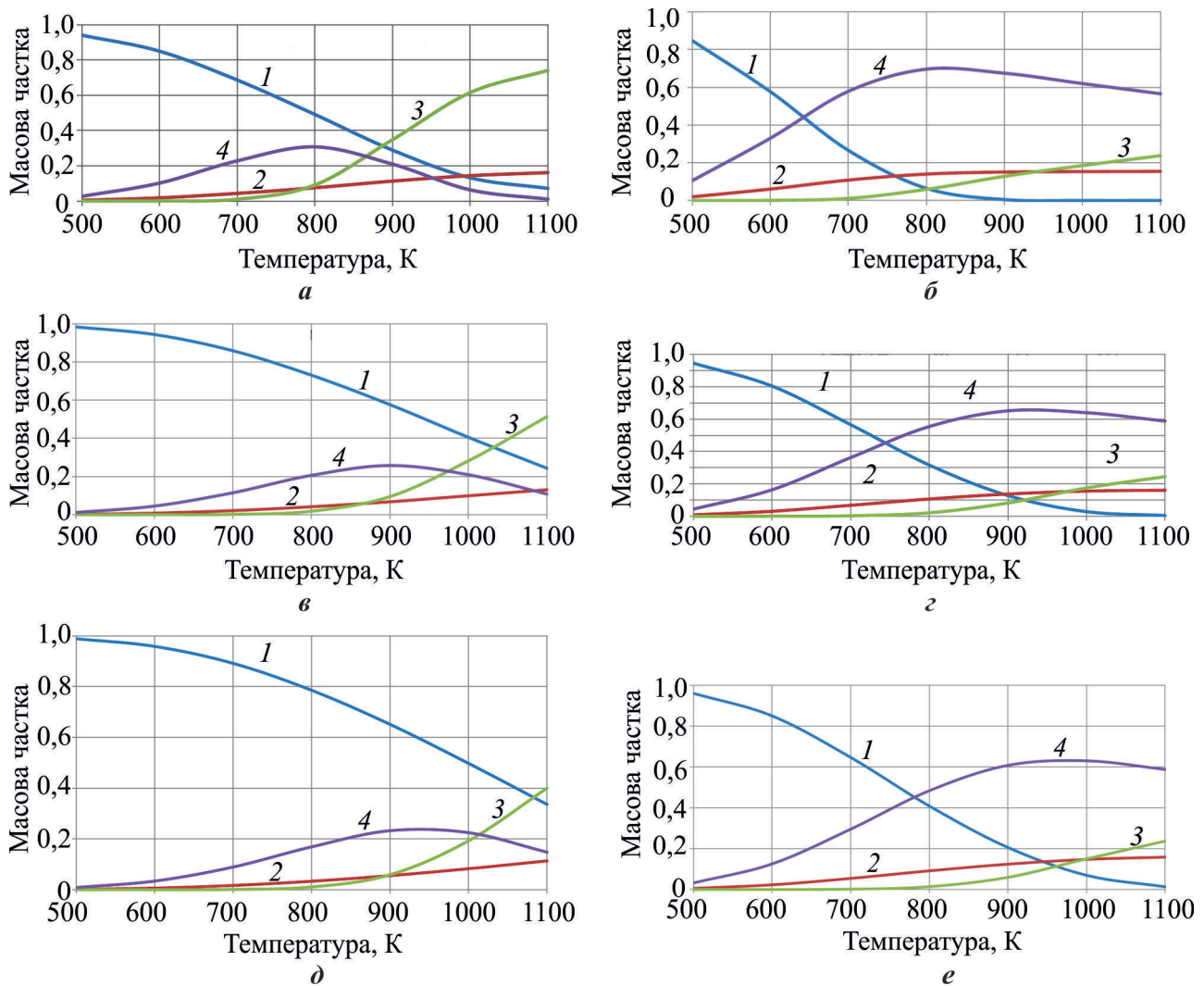


Рис. 2.8 Вплив тиску та температури процесу на компонентний склад продуктів парової конверсії метану (масові частки):

a – тиск 0,1 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 1$; *б* – тиск 0,1 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 8$;
в – тиск 1,0 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 1$; *г* – тиск 1,0 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 8$;
д – тиск 2,0 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 1$; *е* – тиск 2,0 МПа, відношення $\text{H}_2\text{O}/\text{CH}_4 = 8$;
 1 – CH_4 ; 2 – H_2 ; 3 – CO ; 4 – CO_2

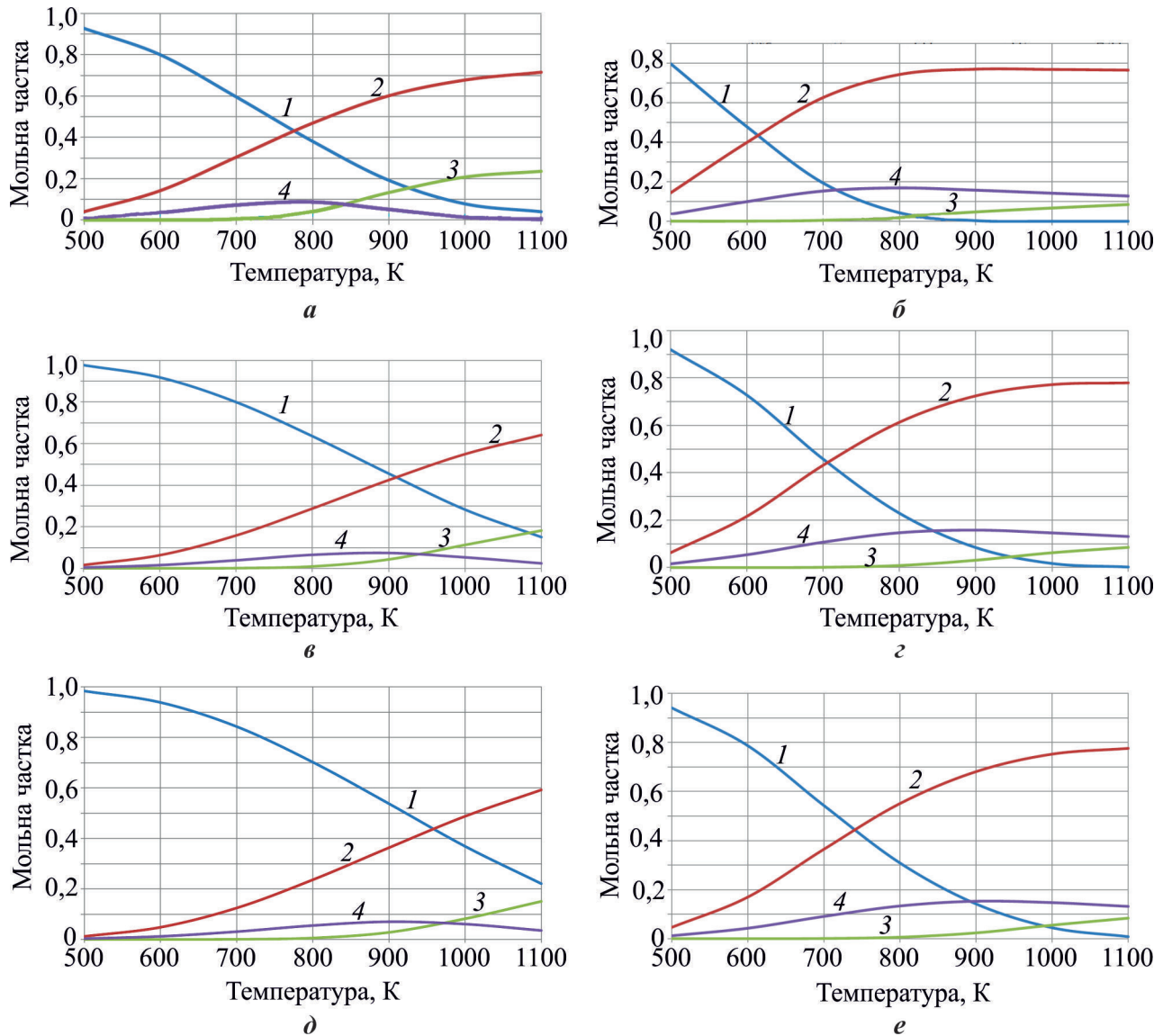


Рис. 2.9 Вплив тиску та температури процесу на компонентний склад продуктів парової конверсії метану (мольні частки):

a – тиск 0,1 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 1; *б* – тиск 0,1 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 8;
в – тиск 1,0 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 1; *г* – тиск 1,0 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 8;
д – тиск 2,0 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 1; *е* – тиск 2,0 МПа, відношення H₂O/CH₄ = 8;
 1 – CH₄; 2 – H₂; 3 – CO; 4 – CO₂; 5 – H₂O

Таблиця 2.4 Результати розрахунку вмісту вуглецю в продуктах парової конверсії метану ($T_{THR} = 1100$ К, $p_{THR} = 0,1$ МПа, $s/bf = 1$)

Компонент	X_m – мольна частка	MW – молекулярна вага	n – кількість атомів вуглецю в компоненті	AW_{Carbon} – атомна вага вуглецю	$n \times AW_{Carbon} \times X_m$	$X_m \times MW$
CO	0,235000	28,0101	1	12,011	2,827211	6,593162
CO ₂	0,002313	44,0095	1	12,011	0,027781	0,101792
CH ₄	0,039739	16,0425	1	12,011	0,477961	0,638389
H ₂ O	0,007099	18,0153	0	12,011	0	0,127895
H ₂	0,715408	1,0079	0	12,011	0	0,721060
Всього	1,000000					
Сума ($n \times AW_{Carbon} \times X_m$)					3,332953	
Сума ($X_m \times MW$)						8,182297
CC (вміст вуглецю)						0,4073

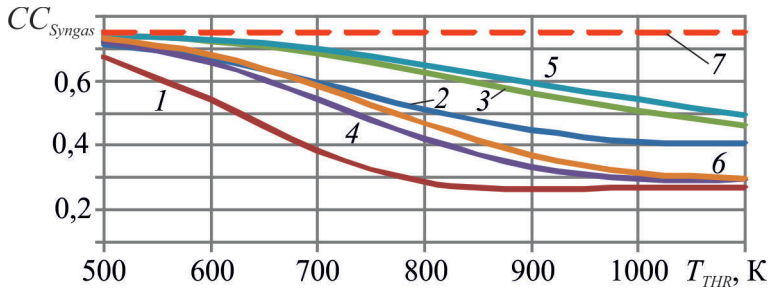


Рис. 2.10 Вплив визначальних параметрів T_{THR} , p_{THR} , s/bf на вміст вуглецю CC_{Syngas} в продуктах парової конверсії метану:
1 – 0,1 МПа, $s/bf = 8$; 2 – 0,1 МПа, $s/bf = 1$;
3 – 1,0 МПа, $s/bf = 1$; 4 – 1,0 МПа, $s/bf = 8$;
5 – 2,0 МПа, $s/bf = 1$; 6 – 2,0 МПа, $s/bf = 8$;
7 – CH_4

Таблиця 2.5 Зміна вмісту вуглецю по відношенню до базового палива при термохімічній обробці метану в діапазоні температур 500–1100 К

Характеристики вмісту вуглецю	Параметри процесу конверсії		
	$p = 0,1$ МПа	$p = 1,0$ МПа	$p = 2,0$ МПа
$s/bf = 1$			
Вміст вуглецю CC	0,7138–0,4073	0,7404–0,4620	0,743–0,4916
Зменшення CC , %	4,8–45,7	1,3–38,4	0,9–34,5
$s/bf = 8$			
Вміст вуглецю CC	0,6700–0,2694	0,7224–0,2911	0,7300–0,2957
Зменшення CC , %	10,7–64,1	3,7–61,2	2,7–60,6

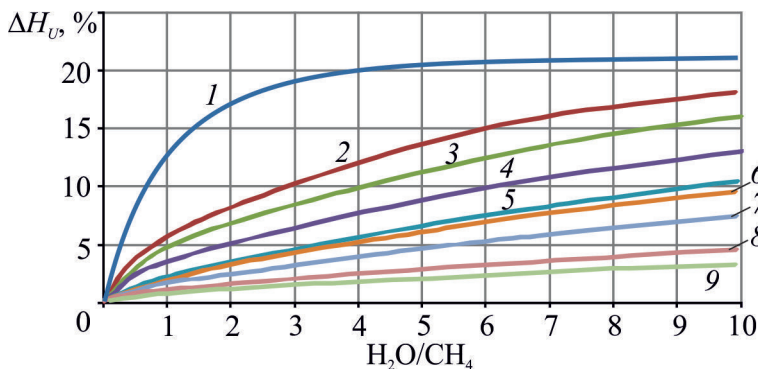


Рис. 2.11 Залежність коефіцієнту збільшення теплоти згорання від параметру s/bf при термохімічній обробці метану:
1 – $p = 0,1$ МПа, $T = 900$ К; 2 – $p = 0,1$ МПа, $T = 800$ К; 3 – $p = 1,0$ МПа, $T = 900$ К; 4 – $p = 2,0$ МПа, $T = 900$ К;
5 – $p = 0,1$ МПа, $T = 700$ К; 6 – $p = 1,0$ МПа, $T = 800$ К; 7 – $p = 2,0$ МПа, $T = 800$ К; 8 – $p = 1,0$ МПа, $T = 700$ К;
9 – $p = 2,0$ МПа, $T = 700$ К

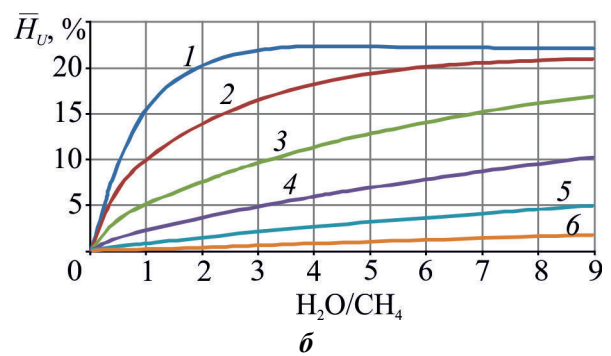
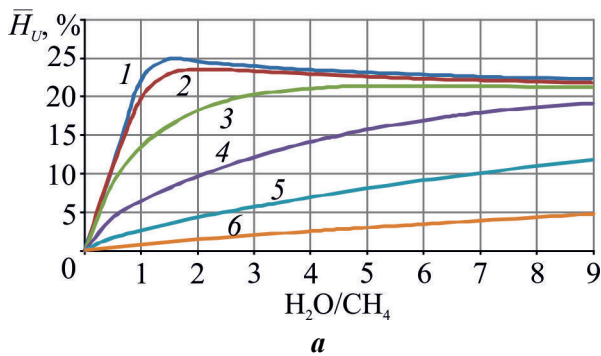
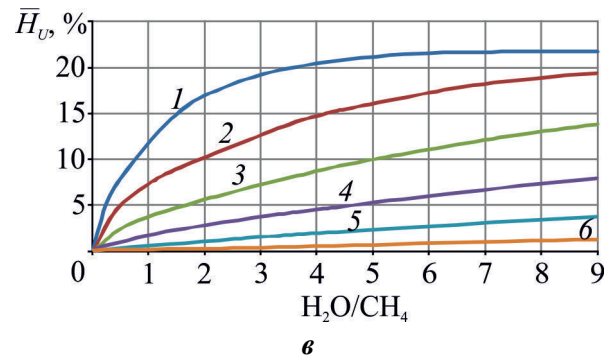


Рис. 2.12 Залежність коефіцієнту збільшення теплоти згорання від параметру s/bf при термохімічній обробці природного газу:

$a - p_{THR} = 0,1$ МПа; $б - p_{THR} = 1,0$ МПа;
 $в - p_{THR} = 2,0$ МПа;
1 – $T_{THR} = 1123$ К; 2 – $T_{THR} = 1023$ К; 3 – $T_{THR} = 923$ К;
4 – $T_{THR} = 823$ К; 5 – $T_{THR} = 723$ К; 6 – $T_{THR} = 623$ К



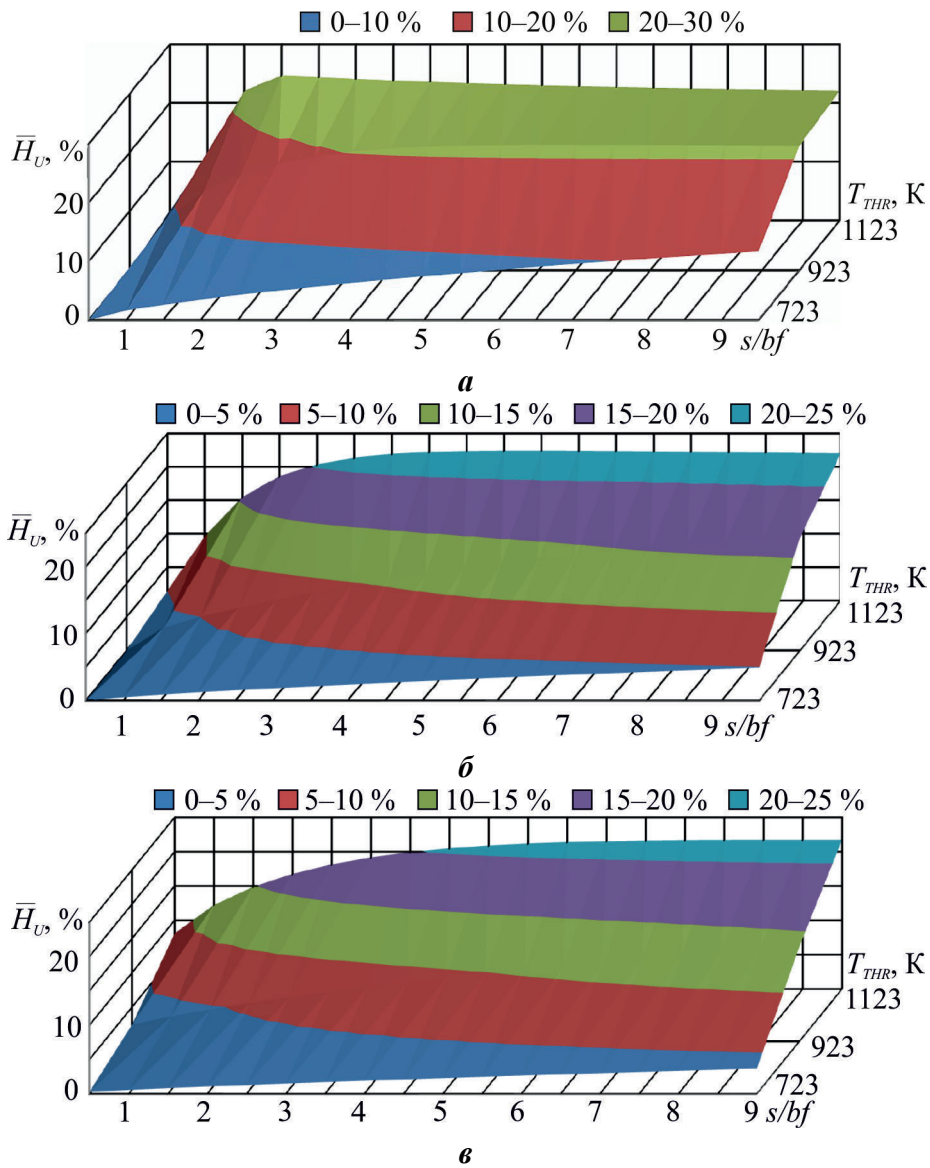


Рис. 2.13 Графічна інтерпретація параметричної залежності
 $\bar{H}_U = f(T_{THR}, s/bf)$ для парової некаталітичної конверсії природного газу при p_{THR} :
 а – 0,1 МПа; б – 1,0 МПа; в – 2,0 МПа

Отримана вперше методом регресійного аналізу залежність

$$\bar{H}_U^R = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf^R) \quad (2.32)$$

дає можливість визначити діапазон ефективної термохімічної обробки природного газу заданого складу для запропонованого рівня температур і тисків при раціональному значенні параметра s/bf^R (рис. 2.14).

Проведене моделювання дозволило встановити температурний діапазон ефективної конверсії природного газу, оцінити вплив тиску процесу на ступінь конверсії, виявити допустимий діапазон відношення пара / газ.

..

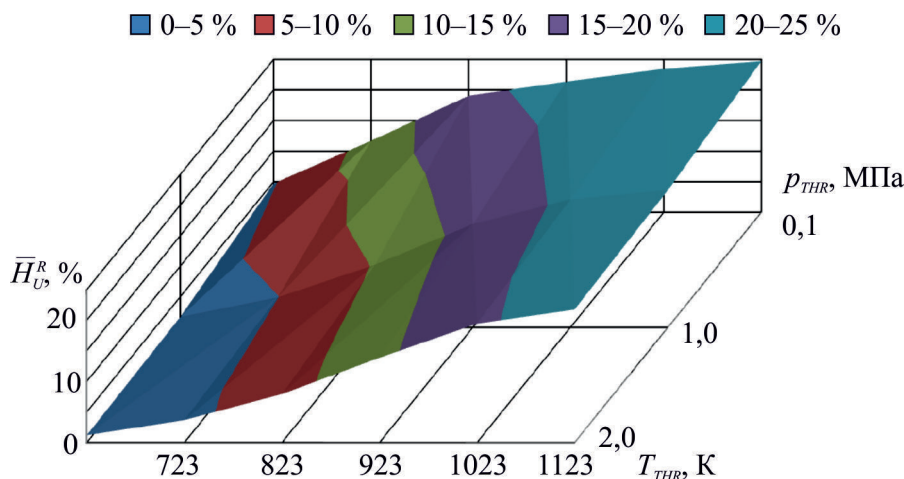


Рис. 2.14 Графічна інтерпретація параметричної залежності

$\bar{H}_U^R = f(T_{THR}, p_{THR}, s / bf^R)$
для парової конверсії природного газу

2.4.3 Дослідження процесів термохімічної обробки попутного газу

Компонентний склад попутного газу широко варіюється в залежності від міста видобутку і містить важкі вуглеводні. У табл. 2.6 надані різні варіанти компонентного складу попутного газу: Т1 [25], Т2 [26], Т3 [27], Т4 [28], Т5 [29].

Таблиця. 2.6 Компонентний склад попутного газу

Параметр	Варіант				
	Т1	Т2	Т3	Т4	Т5
1. Склад (% за об'ємом)					
Метан (CH_4)	68,00	62,77	73,7	64,48	67,32
Етан (C_2H_6)	15,00	15,07	6,70	11,98	17,66
Пропан (C_3H_8)	9,00	6,64	6,10	8,75	8,95
Бутан (C_4H_{10})	5,00	2,40	3,89	3,84	4,20
Пентан та вищі (C_5+)	1,00	1,12	3,70	2,02	1,87
Сірководень (H_2S)	—	2,80	0,20	0,57	—
Діоксид вуглецю (CO_2)	1,00	9,20	1,34	0,63	—
Азот (N_2)	1,00	—	4,37	3,73	—
Водяна пара (H_2O)	—	—	—	4,00	—
2. Нижча теплота згоряння (LCV), МДж/кг	46,3	38,6	44,0	42,9	47,9

Дослідження впливу основних параметрів процесу конверсії попутного газу різного складу на приріст теплоти згоряння проводилося аналогічно підходам, застосованим при дослідженні конверсії природного газу і викладеним в п. 2.4.2.

Деякі результати дослідження парової некаталітичної конверсії попутного газу різного складу (див. табл. 2.6, варіанти Т1, Т2, Т4) представлені на рис. 2.15–2.20. Підтверджено, що при термохімічній обробці попутного газу шляхом парової конверсії відбувається перетворення більш важких вуглеводнів в метан і компоненти синтез-газу.

Проведені дослідження дозволили встановити температурний діапазон ефективною конверсії попутного газу різного складу, оцінити вплив тиску процесу на ефективність конверсії, виявити допустимий діапазон відношення пара / газ.

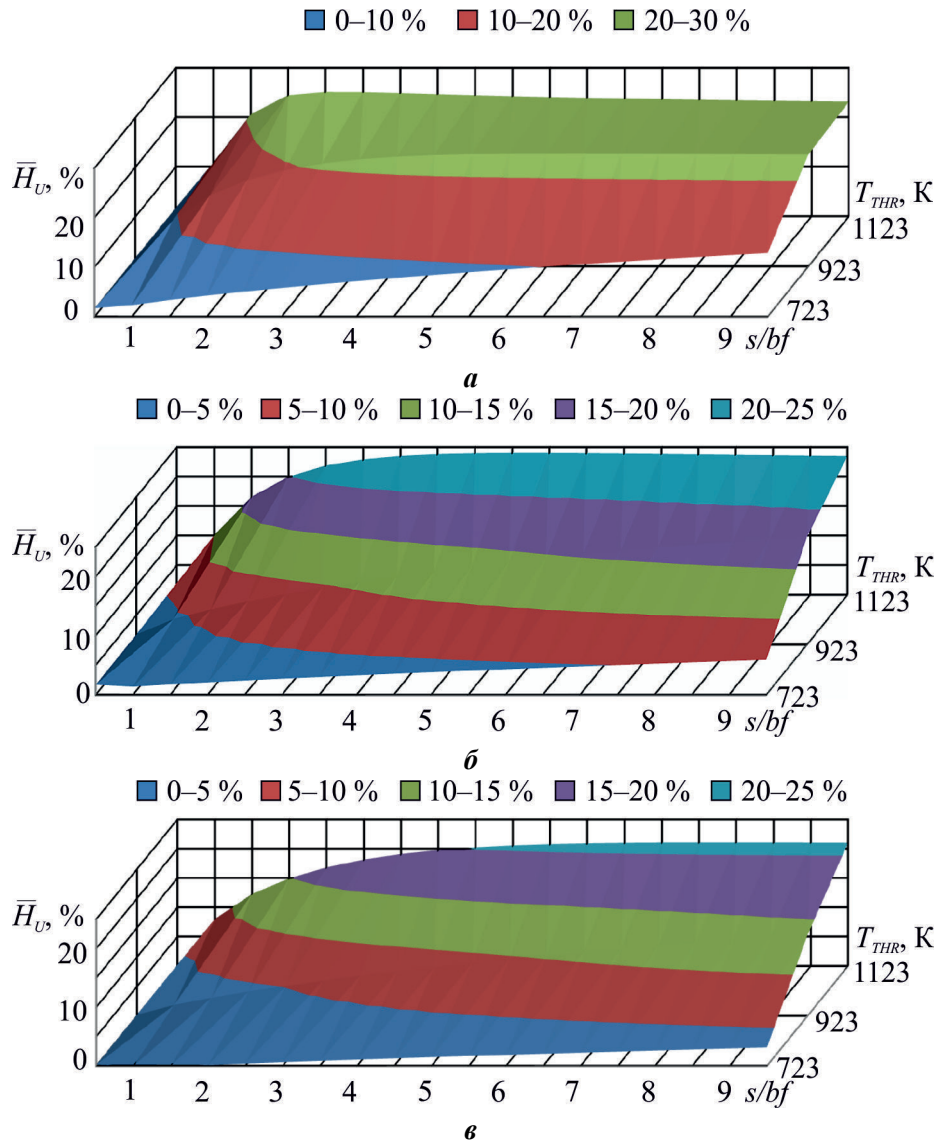
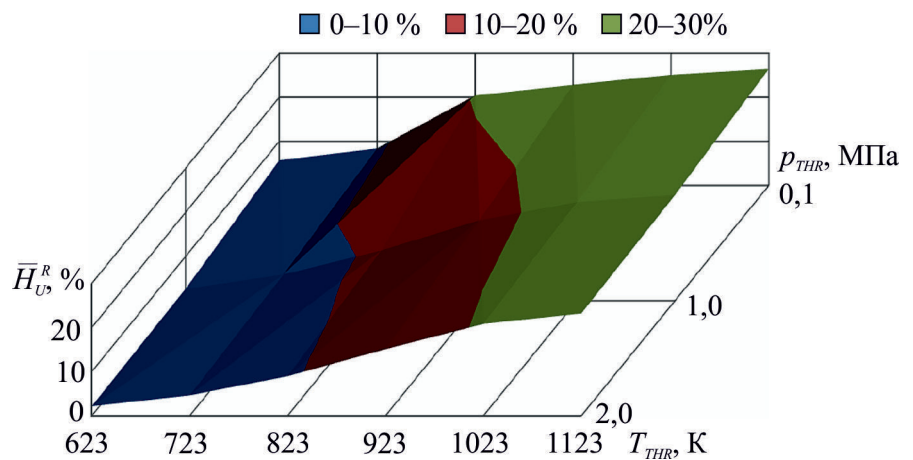


Рис. 2.15 Графічні інтерпретації параметричних залежностей $\bar{H}_u = f(T_{THR}, s/bf)$ для парової конверсії попутного газу складу Т1 при тиску процесу:
a – 0,1 МПа; *б* – 1,0 МПа; *в* – 2,0 МПа

Рис. 2.16 Графічна інтерпретація параметричної залежності $\bar{H}_u^R = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf^R)$ для парової конверсії попутного газу складу Т1



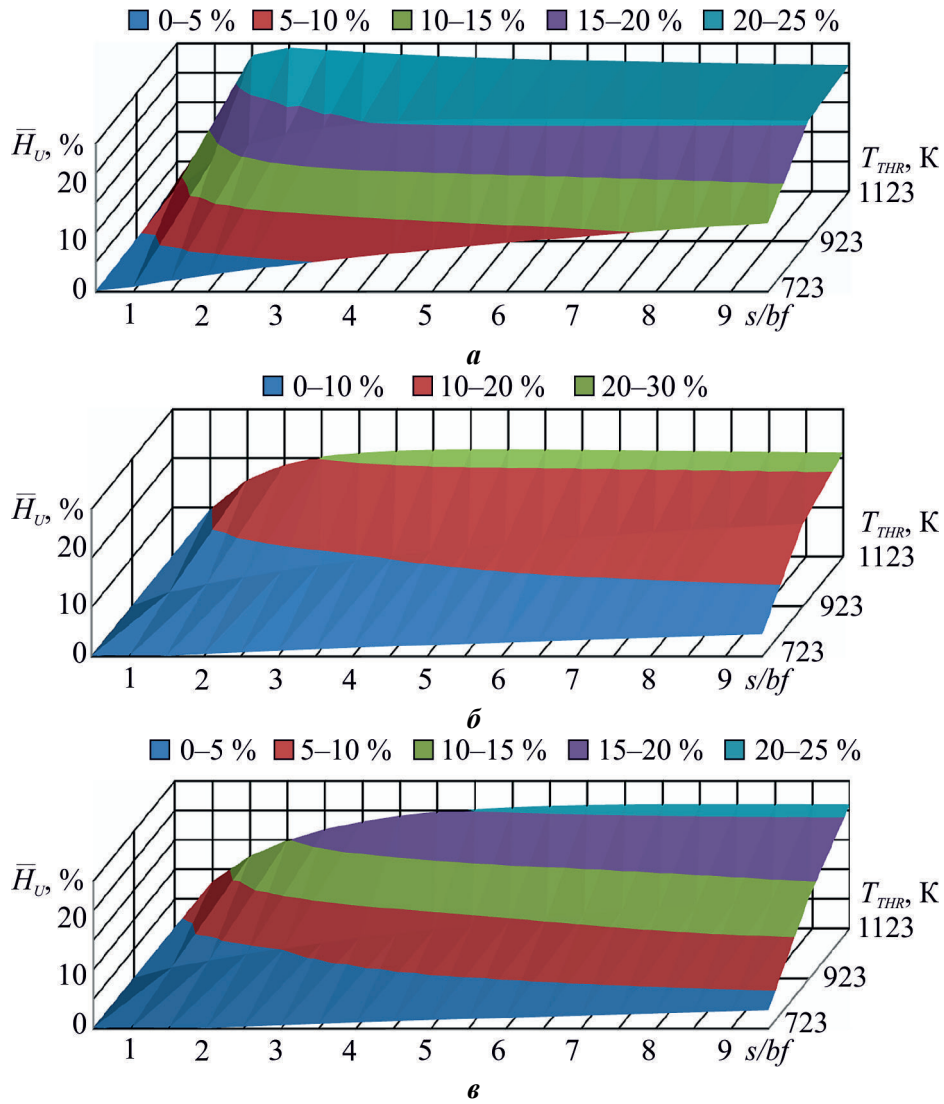


Рис. 2.17 Графічні інтерпретації параметричних залежностей $\bar{H}_u = f(T_{THR}, s/bf)$ для парової конверсії попутного газу складу Т2 при тиску процесу: a – 0,1 МПа; δ – 1,0 МПа; ϵ – 2,0 МПа

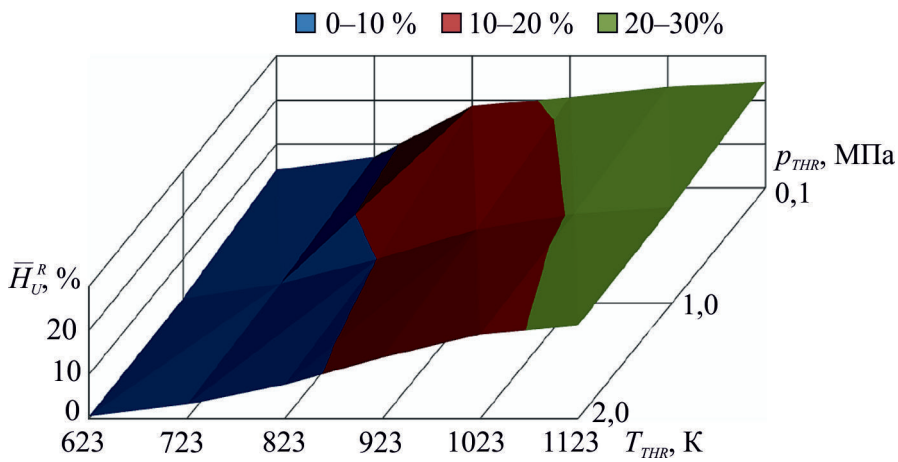


Рис. 2.18 Графічна інтерпретація параметричної залежності $\bar{H}_u^R = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf^R)$ для парової конверсії попутного газу складу Т2

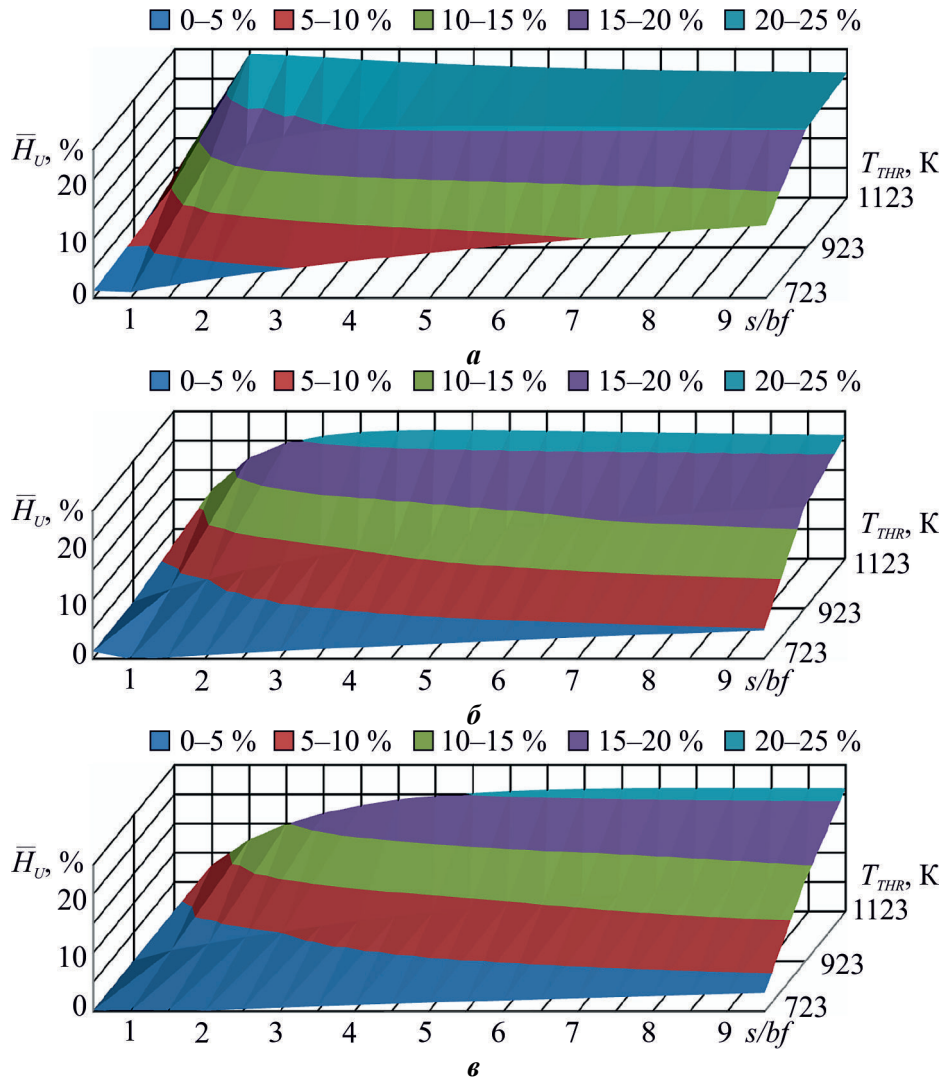


Рис. 2.19 Графічні інтерпретації параметричних залежностей $\bar{H}_u = f(T_{THR}, s/bf)$ для парової конверсії попутного газу складу Т4 при тиску процесу:
 a – 0,1 МПа; b – 1,0 МПа; v – 2,0 МПа

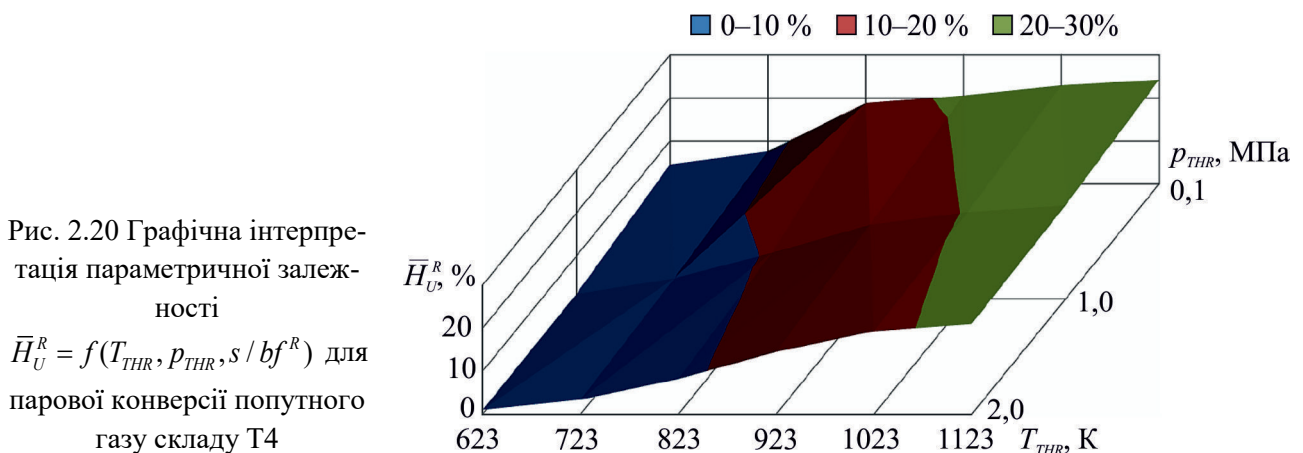


Рис. 2.20 Графічна інтерпретація параметричної залежності
 $\bar{H}_u^R = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf^R)$ для парової конверсії попутного газу складу Т4

2.4.4 Дослідження процесів парової конверсії метанолу

Результати моделювання процесів парової конверсії метанолу в реакторі на основі методу мінімізації вільної енергії Гіббса представлені досить широко [10, 30–33]. Встановлено, що в діапазоні температур 573–623 К відбувається повна конверсія метанолу. При подаль-

шому підвищенні температури виходи H_2 і CO знижуються. При збільшенні відношення пара / метанол вище оптимального вихід H_2 і CO також зменшується. В роботі [31] проведено порівняння результатів математичного моделювання процесів в реакторі з експериментальними даними і запропоновано ввести коригувальні функції, що враховують умови проведення нерівноважного риформінгу і вплив каталізатора. Згідно з рекомендаціями [32], при паровій конверсії метанолу максимальна енергетична ефективність може бути досягнута в діапазоні температур реакції 570–580 K при відношенні вода/метанол = 1,3 (моль/моль) в умовах атмосферного тиску.

З метою уточнення впливу тиску процесу на ефективність конверсії проведено математичне моделювання процесів парової конверсії метанолу при підвищеному тиску в діапазоні 0,1–10 МПа (рис. 2.21).

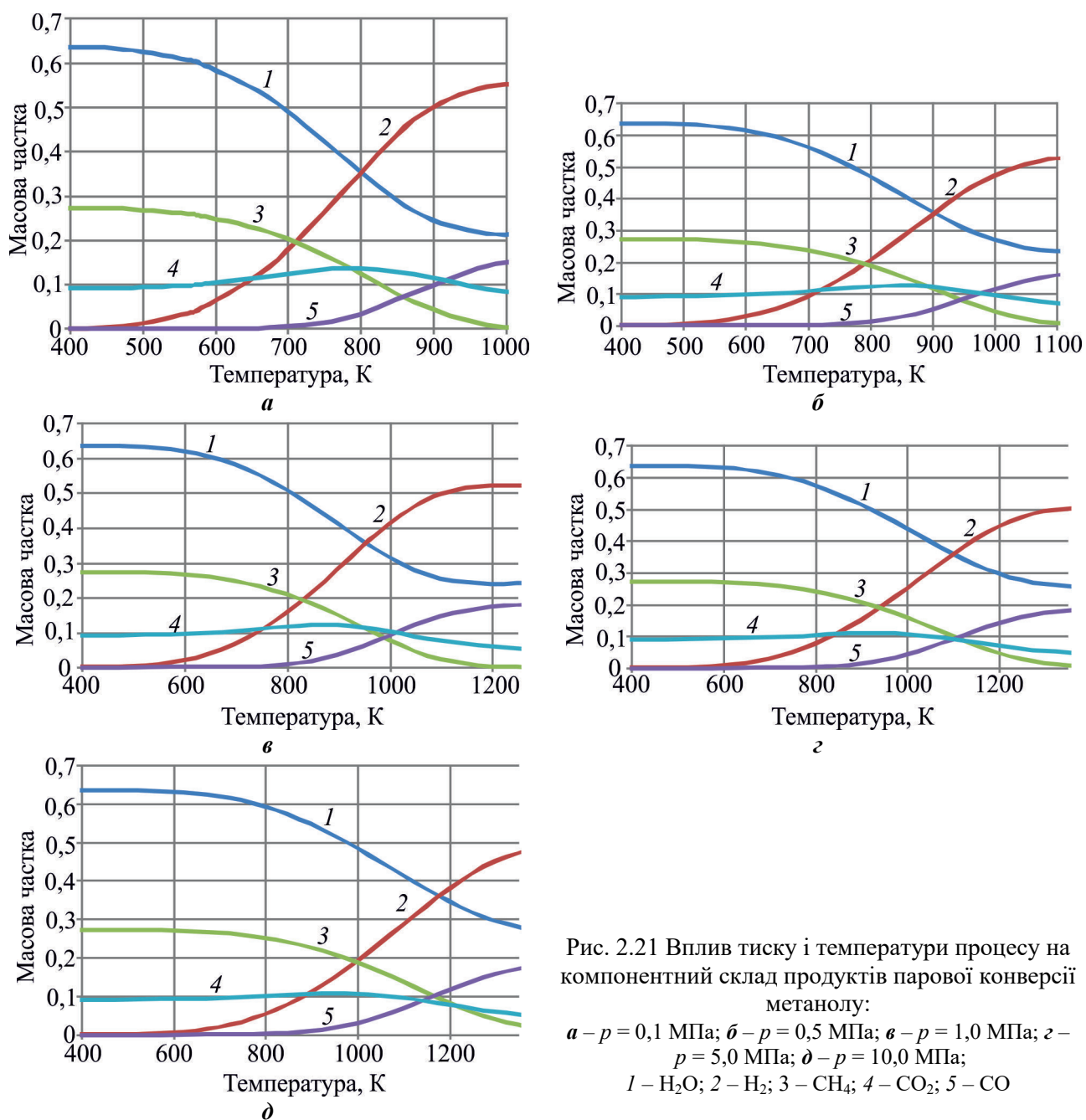


Рис. 2.21 Вплив тиску і температури процесу на компонентний склад продуктів парової конверсії метанолу:

a – $p = 0,1$ МПа; *б* – $p = 0,5$ МПа; *в* – $p = 1,0$ МПа; *г* – $p = 5,0$ МПа; *д* – $p = 10,0$ МПа;
1 – H_2O ; 2 – H_2 ; 3 – CH_4 ; 4 – CO_2 ; 5 – CO

Моделювання процесів парової конверсії метанолу показало, що зростання тиску процесу приводить до зміщення області ефективності в зону високих температур. Це збігається з результатами досліджень інших авторів [10].

Висновки

1. Виявлено, що використання в судновій енергетиці вуглеводневих газоподібних палив забезпечує зниження індексу EEDI на 13–24 %, але цього може бути недостатньо для виконання перспективних вимог ІМО (етап III набуває сили з 2025 р.) щодо енергоефективності. Обґрунтована перспективність використання природного газу, попутного газу та метанолу в якості базового вуглеводневого палива для термохімічної обробки шляхом парової конверсії з використанням енергетичного потенціалу відпрацьованих газів.

2. Запропоновано використовувати: коефіцієнт збільшення теплоти згоряння базового палива $\bar{H}_u = f(T_{THR}, p_{THR}, s/bf)$ в якості основного критерію оцінки енергоефективності процесів термохімічної обробки вуглеводневих палив; ступінь конверсії ζ в якості критерію оцінки ефективності конверсії відповідного вуглеводню; вміст вуглецю в синтез газі CC_{Syngas} в якості критерію оцінки можливості зниження викидів CO_2 .

3. Математичне моделювання дозволило розглянути питання раціональної організації процесів термохімічної обробки палива шляхом парової некаталітичної конверсії. Виявлені обмеження, які пов'язані з впливом основних параметрів процесу конверсії на визначення діапазону доцільності застосування термохімічної обробки палива в залежності від властивостей палив.

Література

1. IMO, 2014. Guidelines on the method of calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. MEPC.245(66). MEPC 66/21/Add.1 p: 1. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Air%20pollution/MEPC.308%2873%29.pdf>.

2. IMO, 2015. MEPC.263 (68) – Amendments to the 2014 guidelines on the method of calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. Available at: <http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-%28MEPC%29/Documents/MEPC.263%2868%29.pdf>.

3. IMO, 2016. MEPC.281(70) – Amendments to the 2014 Guidelines on the Method of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships (Resolution MEPC.245(66), as Amended by Resolution MEPC.263(68)). Available at: <http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-%28MEPC%29/Documents/MEPC.281%2870%29.pdf>

4. IMO, 2013. MEPC.1/Circ. 815: Guidance on treatment of innovative energy efficiency technologies for calculation and verification of the attained EEDI. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Circ-815.pdf>

5. Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.

6. *Global Marine Fuel Trends 2030*. Available at: http://discovery.ucl.ac.uk/1472843/1/Global_Marine_Fuel_Trends_2030.pdf.

7. Cherednichenko, O.C. (2019). Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration. *Problemele Energeticii Regionale*. Chişinău, Vol. 1, p. 102–111.

8. MAN Diesel & Turbo, 2014: LNG Carriers with ME-GI Engine and – High Pressure Gas Supply System. Available from: <https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supply-system.pdf?sfvrsn=16>.

9. Крылов, О. В. (2000). Углекислотная конверсия метана в синтез-газ. *Российский химический журнал*, т. 44, №1, с. 19–33.

10. Tartakovsky, L., Sheintuch, M. (2018).

Fuel reforming in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 67, p. 88–114.

11. Dieuzeide, M., Amadeo, N. (2010). Thermodynamic analysis of glycerol steam reforming. *Chemical Engineering Technology*, Vol. 33, p. 89–96.

12. Cherednichenko, O., Serbin, S. (2018). Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, Appl. 17, p. 1–9.

13. Чередниченко, А.К., Ткач, М.Р. (2015). Повышение эффективности комбинированной энергетической установки термохимической регенерацией тепла. *Авиационно-космическая техника и технология*, №7(124), с. 94–99.

14. Benito, A. (2009). Accurate determination of LNG quality unloaded in Receiving Terminals: An Innovative Approach, *GERG Academic Network Event*, Brussels, Belgium, pp. 1–23

15. Dobrota, D., Lalik, B., Komar, V. (2013). Problem of boil-off in LNG supply chain. *Transactions on Maritime Science*, Vol. 2, p. 91–100.

16. Ткач, М.Р., Чередниченко, А.К. (2009). Эффективность газотурбинной установки с термодинамической и термохимической регенерацией тепла отходящих газов. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7 (64), с. 19–22.

17. API (2013). Carbon Content, Sampling, and calculation. American Petroleum Institute, API TR 2572.

18. Soave, G. (1972). Equilibrium Constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 27, pp. 1197–1203.

19. Peng, D.-Y., Robinson, D.B. (1976). A new two-constant equation of state. *Ind. Eng. Chem. Fundament*, Vol. 15, pp. 59–64.

20. Peng, D.-Y., Robinson, D.B. (1978). Peng-Robinson 78. Gas Proc. Assoc., Research Report 28.

21. Jaubert, J., Mutelet, F. (2004). Predictive Peng-Robinson 78. *J. Fluid.*, vol. 224, pp. 285–304.

22. Jaubert, J., Privat, R. (2010). Soave-Redlich-Kwong – Jaubert-Privat. *J. Fluid.*, vol. 295, pp. 26–37.

23. Арутюнов, В.С., Крылов, О.В. (1998). *Окислительные превращения метана*, М.: Наука, 361 с.

24. Rostrup-Nielsen, J., Christiansen, L.J. (2011). *Concepts in Syngas Manufacture*, Imperial College Press, p. 392.

25. Farry, M. (1998). Ethane from associated gas still the most economical. Retrieved from

<https://www.ogj.com/articles/print/volume-96/issue-23/in-this-issue/gas-processing/ethane-from-associated-gas-still-the-most-economical.html>

26. Al-Saleh, M.A., Duffuaa, S.O., Al-Marhoun, M.A., Al-Zayer, J.A. (1991). *Impact of crude oil production on the petrochemical industry in Saudi Arabia*. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/256569784_Impact_of_crude_oil_production_on_the_petrochemical_industry_in_Saudi_Arabia/figures.

27. Nguyen, T., Elmegaard, B., Pierobon, L., Haglind, F., Breuhaus, P. (2012). *Modeling and analysis of offshore energy systems on North Sea oil and gas platforms*. 53-rd International Conference of Scandinavian Simulation Society, SIMS 2012. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/263973093_Modelling_and_analysis_of_offshore_energy_systems_on_North_Sea_oil_and_gas_platforms/figures?lo=1.

28. Foss, M.M. (2004). *Interstate natural gas – quality specifications & interchangeability*. Center for Energy Economics. Retrieved from http://www.beg.utexas.edu/files/energyecon/global-gas-and-lng/CEE_Interstate_Natural_Gas_Quality_Specifications_and_Interchangeability.pdf.

29. Oil & Gas Industry Overview (2019). *Crude Oil and Natural Gas: From Source to Final Products*. Retrieved from https://www.ihrdc.com/els/po-demo/module01/mod_001_02.htm.

30. Poran, A., Tartakovsky, L. (2015). Energy efficiency of a direct injection internal combustion engine with high-pressure methanol steam reforming. *Energy*, Vol. 88, pp. 506–514

31. Tartakovsky, L., Baibikov, V., Veinblat, M. (2014). Modeling Methanol Steam Reforming for Internal Combustion Engine. *Energy and Power*, Vol. 4(1A), pp. 50–56.

32. Tartakovsky, L., Baibikov, V., Veinblat, M. (2013). Comparative performance analysis of SI engine fed by ethanol and methanol reforming products. *SAE Technical Paper 2013-01-2617*.

33. Poran, A., Tartakovsky, L. (2017). Performance and emissions of a direct injection internal combustion engine devised for joint operation with a high-pressure thermochemical recuperation system. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 42, pp. 214–266.

Глава 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛЯХ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

3.1 Розробка концептуальної моделі енергетичного модуля з термохімічною обробкою палива

Як вказувалося в гл. 1, суднова енергетична установка являє собою одну зі складових багаторівневої технічної системи, якою є судно в цілому. Вона може бути досліджена методами математичного моделювання, при цьому багатоваріантність схемних рішень вимагає виявлення взаємозв'язків елементів методами системного аналізу.

Аналіз наукових публікацій показує, що спочатку¹ системний підхід стосовно складних технічних систем спирався на евристичну базу рішень і так звану «гарну інженерну практику», що звужувало коло пошуку можливих варіантів. Надалі були сформульовані дві групи стратегій проектування та прийняття рішень – на базі декомпозиції та на базі оптимізації. Кожна з даних стратегій має свої обмеження. Декомпозиція дозволяє отримати детальні схемні рішення, але в недостатній мірі враховує взаємний вплив рішень, які належать до різних структурних рівнів. Стратегії, які засновані на оптимізації, успішно визначають раціональну конфігурацію складної технічної системи, але обмежені простором пошуку рішення і вибором ступеня наближення, які далеко не завжди можуть бути обрані коректно.

Оптимізаційні стратегії містять три основні етапи:

- виявлення набору альтернатив;
- створення математичної моделі;
- визначення оптимальної конфігурації шляхом реалізації в математичній моделі алгоритму оптимізації.

Результат зазвичай представляється у вигляді програми або програмного комплексу, в якому параметри фізичних об'єктів, логічні взаємозв'язки між ними, обмеження, що накладаються на об'єкти, замінюються алгебраїчним описом. Такий опис найчастіше являє собою рівняння цільової функції, а також систему рівностей та нерівностей математичного опису початкових і граничних умов, обмежень та вимог. Крім того математичний опис містить масив вихідних даних з інформацією про параметри об'єктів і робочих середовищ. Оптимізація зазвичай пов'язана з мінімізацією (максимізацією) цільової функції (наприклад, мінімізація питомої витрати палива, максимізація ефективного ККД).

Сформовані в кінці XX століття підходи до проектування засновані на використанні потужних можливостей обчислювального обладнання і програмних продуктів для дослідження

¹ В середині XX віку.

нелінійних процесів у технічних об'єктах. Прогрес в теоретичних і практичних аспектах моделювання процесів також пов'язаний з появою об'єктно-орієнтованого моделювання. Це полегшує створення структурованої моделі і забезпечує систематичну основу для застосування широкого спектра проектних альтернатив більш високого рівня.

Незважаючи на прогрес в цій області, проблеми створення коректних структурних моделей енергетичних комплексів залишаються як у теорії, так і на практиці. Так, опис основних процесів гідродинаміки в простих елементах структурних схем, наприклад в змішувачах або розподільниках потоку, носить нелінійний характер навіть без урахування термодинамічних перетворень та явищ тепломасопереносу. Врахування процесів хімічних перетворень значно ускладнює здійсненність алгоритмів оптимізації. Мова йде про можливість знайти схему, яка може бути практично реалізована, не кажучи вже про оптимальну. Найбільш гостро проблема створення коректної математичної моделі стоїть на етапі концептуального проектування в умовах невизначеності, коли параметри процесу недостатньо відомі.

Визначення набору альтернатив є першим кроком у заснованому на оптимізації підході до синтезу процесів. Рішенням проблеми може бути застосування теорії графів, як це реалізовано в роботах [1].

Сучасні об'єктно-орієнтовані підходи до вивчення складних технічних систем [2, 3] припускають поєднання двох стратегій системного підходу: декомпозиції та інкапсуляції (рис. 3.1).

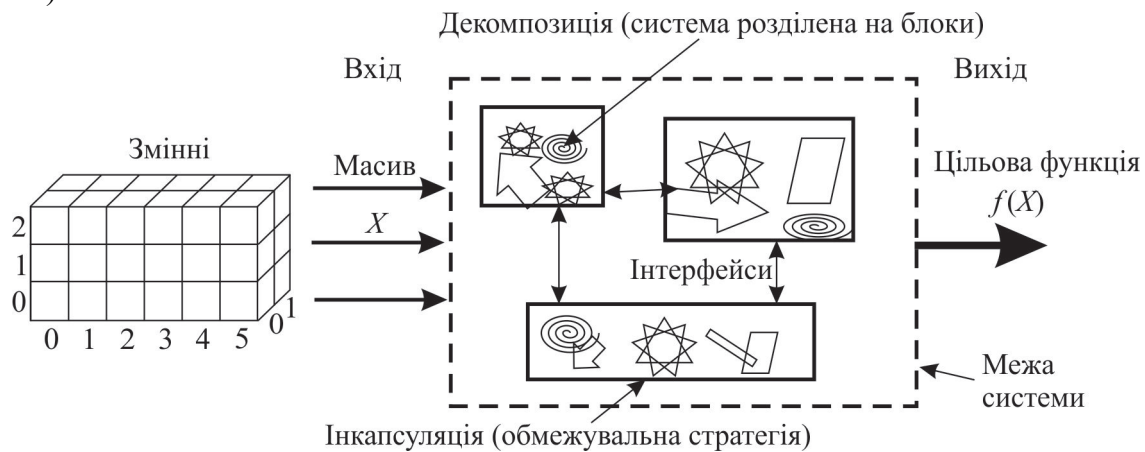


Рис. 3.1 Декомпозиція та інкапсуляція як стратегії проектування складних технічних систем

Даний підхід може бути адаптований для дослідження процесів в об'єктах та комплексах складних технічних систем шляхом математичного моделювання.

Застосовуючи відомий із теорії складних технічних систем принцип багаторівневої декомпозиції, розв'язання складної технічної задачі можливо замінити розв'язанням серії менших завдань. У кожному конкретному випадку може бути застосована одна з існуючих стратегій декомпозиції. При розгляді технічних систем найбільш зручною може бути функціональна декомпозиція. Вона передбачає, що основою для розбиття на функціональні підсистеми служить спільність функцій, які виконуються групами елементів. Одночасно для функціональної підсистеми може бути застосований принцип декапсуляції, який передбачає розгляд підсистеми на рівні системи як «чорного ящика», що обмінюється із системою вхідними та вихідними фізичними та інформаційними потоками.

При математичному моделюванні процесів у головних енергетичних установках суден та об'єктах нафтогазовидобутку енергетичний комплекс розглядається як функціональна систе-

ма, яка призначена для перетворення енергетичного потенціалу базового палива в механічну, теплову і електричну складові.

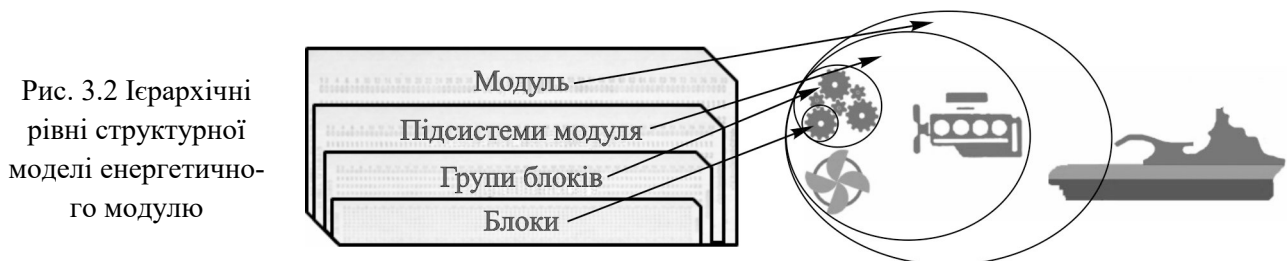
Застосування принципу інкапсуляції передбачає виділення енергокомплексу як функціональної сукупності об'єктів, об'єднаних призначенням (цільовою функцією), зі складу більш складної ієрархічної структури (судна або об'єкта нафтогазовидобутку). Структура судна, в свою чергу, формується сукупністю функціональних систем (наприклад, для FPSO – систем видобутку, виробництва, зберігання і відвантаження вуглеводнів, життєзабезпечення, енергетичної та ін.).

Взаємний вплив виділеного фрагмента і функціональних систем більш високого ієрархічного рангу (пропульсивний комплекс, судно тощо), а також зовнішніх функціональних систем того ж самого рівня (наприклад, технологічних систем для FPSO) замінюється масивами значень кількісних або якісних параметрів, а також узагальненим описом.

При створенні математичного опису процесів у складних технічних системах можливі три основні рівні деталізації: концептуальні агрегатні моделі, спрощені розрахункові моделі та докладні точні моделі. Запропонований в даній роботі підхід передбачає спрощену модель енергетичної установки, в якій енергомодуль розглядається відокремлено від комплексу систем більш складної ієрархічної структури (судна або об'єкта нафтогазовидобутку), елементом яких він є.

З точки зору фізико-хімічних процесів енергетична установка з термохімічною обробкою палива являє собою енерготехнологічний комплекс [4, 5]. Якщо всі процеси термохімічної обробки базового палива у відповідному технологічному обладнанні спрямовані в кінцевому підсумку на зміну (поліпшення) характеристик конкретного теплового двигуна (групи двигунів), то цю сукупність двигунів (групи двигунів) і відповідного технологічного устаткування можна розглядати як енергетичний модуль.

Об'єктно-орієнтоване моделювання надає інтуїтивно зрозумілий спосіб моделювання складних технічних систем, в якому визначення змінних та опис обмежень для різних елементів структури укладені у відповідні класи об'єктів, організованих в ієрархію. Згідно з підходом, який сформований в роботі [6], доцільно для енергетичного модуля розглянути чотири ієрархічних рівня: модуль в цілому, підсистеми модуля, групи блоків обладнання підсистем, блоки обладнання, що входять до групи (рис. 3.2). Складні підсистеми можуть бути структурно розділені на частини, відповідно до функціонального призначення.



Застосування принципів функціональної декомпозиції дозволяє уявити енергетичний модуль у вигляді сукупності підсистем:

- енергетичної підсистеми, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну, електричну та теплову енергію;
- підсистеми термохімічної обробки палива.

Підсистема термохімічної обробки палива складається з двох частин:

- секції утилізації теплоти, що призначена для підводу теплоти вторинних енергоресурсів двигуна до споживачів блоку термохімічної обробки палива;
- секції термохімічної обробки палива, яка призначена для здійснення термохімічних перетворень вуглеводневого палива.

У свою чергу, кожна підсистема формується як сукупність k блоків (нагнітачі, реактори та ін.) та груп блоків, об'єднаних певною функціональною ознакою (газотурбінний двигун, ДВЗ, утилізаційний парогенератор та ін.).

Математичні моделі блоків та груп блоків, які утворюють математичну модель підсистеми, являють зазвичай систему нелінійних алгебраїчних рівнянь. Якщо попередні дослідження звузили область пошуку оптимальних рішень та добре узгоджені з робочим процесом, то можливе одночасне розв'язання всіх рівнянь (Equation Oriented, EO). Але такий метод не підходить для моделей, в яких відсутні точні оцінки всіх змінних, тобто концептуальних моделей.

В умовах концептуального проектування або дослідження перспектив втілення нових технологій доцільно використовувати модульний підхід (Sequential Modular, SM) [7]. Рівняння для кожного блоку (наприклад, насосу) розв'язуються за допомогою індивідуальних алгоритмів. В такому разі для всіх розрахункових модулів дотримується заздалегідь задана логічна послідовність обчислення. Перевагами такого підходу до пошуку раціональних рішень є:

- можливість випробування алгоритмів обчислювання з подальшою верифікацією отриманих результатів окремо для деяких блоків або груп блоків;
- модульна структура дозволяє легко додавати нові блоки та модернізувати існуючі;
- відносна простота та прозорість рішень надає можливість легкої перевірки вихідних даних на відповідність та повноту.

Прикладом реалізації такого підходу є програмне забезпечення для моделювання фізико-хімічних процесів, яке реалізоване у програмному комплексі Aspen Plus [8]. Система базується на структурно-функціональних блоках, що моделюють одиничні ланки термодинамічного циклу або технологічного процесу. Основні блоки наступні: регулятори потоку, теплообмінники, пристрої зміни тиску, реактори (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 Математичні моделі структурно-функціональних блоків [8]

Загальна назва	Варіанти виконання	Призначення
Регулятори потоку	Змішувачі	Моделювання процесів змішування та розподілу потоків в клапанах та ін.
	Розподільники	
Теплообмінники	Нагрівачі	Моделювання процесів передачі теплоти, гідродинамічних процесів в теплообмінниках різного конструктивного виконання, визначення теплового і фазового стану вихідного потоку
	Охолодники	
Пристрої зміни тиску	Насос/гідравлічний мотор	Моделювання процесів зміни тиску відповідно до заданої потужності, тиску на виході, кривих продуктивності та ін.
	Компресор/турбіна	
	Клапан	Моделювання процесів зміни тиску та теплообміну в локальних гідравлічних опорах
	Труба	Моделювання процесів зміни тиску та теплообміну в трубопроводі
Реактори	На базі матеріального балансу	Моделювання процесів хімічних перетворень в різних умовах проведення реакцій
	На базі хімічної рівноваги	
	Кінетичні	

Поєднання блоків зв'язками у вигляді матеріальних, енергетичних та теплових потоків надає можливість моделювання повної схеми процесу.

Моделювання фізико-хімічних процесів в блоках, групах блоків та в самих підсистемах спирається на фундаментальні закони збереження енергії та маси. Для математичного опису процесів фізико-хімічних перетворень використовуються рівняння матеріального та енергетичного балансу, які замикаються додатковими закономірностями, що враховують особливості конкретного процесу, наприклад, співвідношеннями для паро-рідинної рівноваги, кінетики хімічних перетворень та ін. (рис. 3.3).

Балансові рівняння [9] містять у собі:

- баланс енергії для кожного k -го блоку:

$$\sum_{j=1}^{J_k-N_k} (k_{OC}mH)_j + \sum_{n=1}^{N_k} (k_{OC}N)_n = 0; \quad (3.1)$$

- баланс витрат для l -го енергоносія кожного k -го блоку:

$$\sum_{j=1}^{J_{kl}} m_j = 0; \quad (3.2)$$

- балансу тиску для l -го енергоносія кожного k -го блоку:

$$(p_{in} + (-1)^{np} \Delta p - p_{ou})_{kl} = 0; \quad (3.3)$$

- співвідношення змін термодинамічних потенціалів: ΔH_{kl} , ΔS_{kl} , ΔGb_{kl} для l -го енергоносія в k -му блоці:

$$(H_{in} + (-1)^{nh} \Delta H - H_{out})_{kl} = 0, \quad (3.4)$$

$$\Delta Gb_{kl} = \Delta H_{kl} - T \Delta S_{kl}, \quad (3.5)$$

де $k = 1, 2, \dots, K$; $l = 1, 2, \dots, L_k$; $j = 1, 2, \dots, J_{kl}$; $n = 1, 2, \dots, N_k$; Δp – характеристика зміни тиску енергоносіїв в елементах; ΔH – зміна ентальпії; ΔS – зміна ентропії; ΔGb – зміна енергії Гіббса; k_{OC} – коефіцієнт, який враховує витрати енергії відповідного енергоносія в навколишнє середовище; R – газова стала; T – температура; m – масова витрата; індекси визначають номери: k – елементу, l – енергоносія, n – зв'язку.

Кожний з блоків (груп блоків) характеризується масивами граничних параметрів та обмежень Z_k та конструктивних параметрів Z_k^k . Ці параметри визначають характер протікання процесів та одночасно віддзеркалюють зв'язки між елементами [9, 10].

Для кожного типу блоків визначається критерій ефективності.

Робота всіх роторних пристроїв зміни тиску, як для будь-якого механічно зворотного процесу, розраховується як

$$W = \int p dV, \quad (3.6)$$

де W – робота; V – об'єм; dp – зміна тиску.

Тому для турбін, компресорів, насосів характеристика зміни тиску

$$\Delta p_{kl} = \Delta p_{kl}(Z_k, Z_k^k), \quad (3.7)$$

а ефективність визначається значенням внутрішнього ККД

$$\eta_{kl} = \eta_{kl}(Z_k, Z_k^k). \quad (3.8)$$

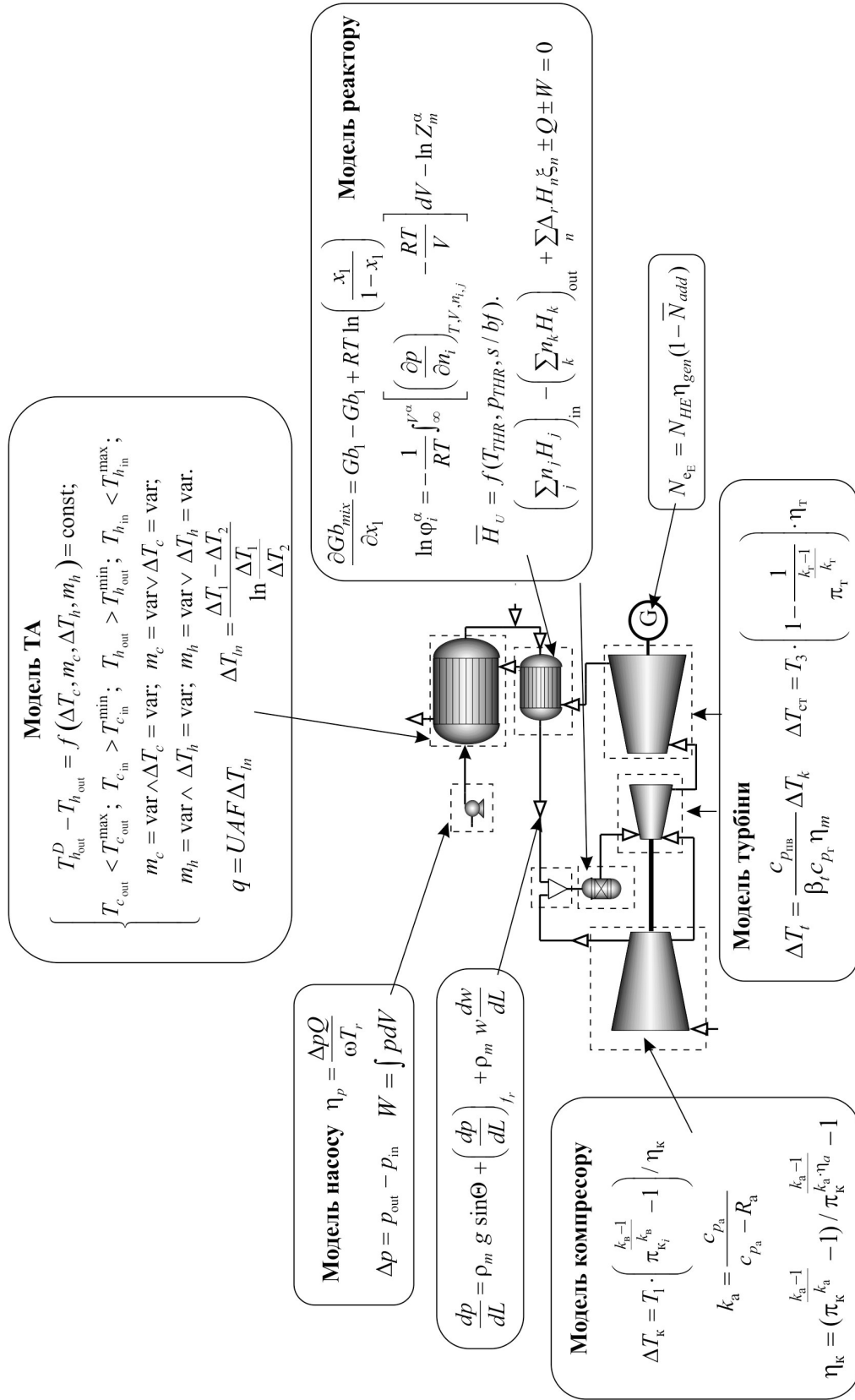


Рис. 3.3 Математична модель енергетичного модулю на базі ГТД з ТХР як сукупність математичних моделей структурно-функціональних блоків

Допустимі діапазони зміни термодинамічних, витратних та конструктивних параметрів блоків Z_k і Z_k^k задано системою обмежень у вигляді нерівностей сукупностей параметрів

$$Z_k^{\min} \leq Z_k \leq Z_k^{\max} \quad \text{та} \quad Z_k^{k\min} \leq Z_k^k \leq Z_k^{k\max}. \quad (3.9)$$

Стосовно до характеристик блоків ці залежності прийнято у вигляді

$$T_{qmk}^{\min} \leq T_{qm}(Z_k, Z_k^k) \leq T_{qmk}^{\max}; \quad \beta_{qmk}^{\min} \leq \beta_{qm}(Z_k, Z_k^k) \leq \beta_{qmk}^{\max}. \quad (3.10)$$

Зв'язок між блоками підсистем здійснюється потоками енергоносіїв (теплоносіїв і робочих тіл циклів), за допомогою яких здійснюються процеси енергетичної взаємодії між підсистемами і в цілому в енергетичному модулі. Характеристики теплоносіїв визначаються основними термодинамічними параметрами (тиск і температура), витратою та фізико-хімічними властивостями (склад, густина, в'язкість, енергетичні потенціали та ін.).

Визначення термодинамічних характеристик потоків теплоносіїв і параметрів робочих середовищ робочих тіл циклів спирається на закономірності фазової рівноваги, які в загальному вигляді описано рівнянням:

$$f_i^v = f_i^l, \quad (3.11)$$

де f_i^v, f_i^l – фугітивність¹ (летючість) компоненту i в паровій та рідкій фазі відповідно.

Прикладні рівняння фазової рівноваги базуються на коефіцієнті фугітивності:

$$\ln \phi_i^\alpha = -\frac{1}{RT} \int_{\infty}^{V^\alpha} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial n_i} \right)_{T,V,n_{i,j}} - \frac{RT}{V} \right] dV - \ln Z_m^\alpha, \quad (3.12)$$

де ϕ_i^α – коефіцієнт фугітивності ($f_i^v = \phi_i^v y_i p, f_i^l = \phi_i^l x_i p$); $\alpha = v$ для пари, $\alpha = l$ для рідини; V – загальний об'єм; n_i – кількість молей компоненту i .

В подальшому за допомогою рівнянь стану (2.27)–(2.30) визначаються термодинамічні властивості робочих середовищ при умовах протікання процесу для парової та рідкої фаз.

Встановлення закономірностей фізико-хімічних перетворень енергії при моделюванні процесів в елементах підсистем, групах елементів та в самих підсистемах потребує визначення енергетичних потенціалів: ентальпії, ентропії, енергії Гіббса.

Існує декілька підходів до визначення еталонного початкового значення (або точки відліку) для ентальпії. Згідно з [8], за початкові умови прийнята стандартна температура 298,15 К та тиск 101,325 кПа (0,1 МПа). Ентальпія хімічної сполуки розраховується як тричлен, який складається з наступних складових (рис. 3.4):

- зміна ентальпії, яка пов'язана з реакцією елементів при вищевказаних початкових

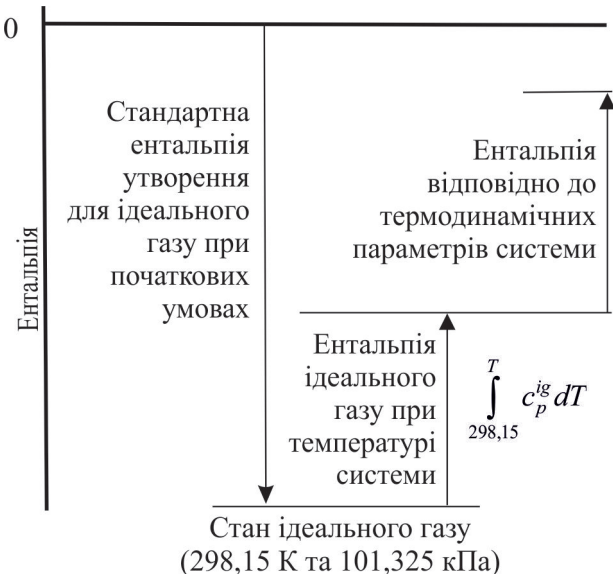


Рис. 3.4 Діаграма визначення ентальпії

¹ Лат. fugitivus [1].

умовах (298,15 К і 101,325 кПа та базовому стані: пара, рідина), при утворенні сполуки в умовах ідеального газу (IG);

- зміна ентальпії, яка пов'язана з приведенням сполуки від базових умов до температури системи в умовах IG, обчислюється як:

$$\int_{298,15}^T c_p^{IG} dT; \quad (3.13)$$

- зміна ентальпії, яка пов'язана з приведенням сполуки до тиску системи та стану реального газу.

Розрахунок енергетичних потенціалів виконується за наступними залежностями:

– для ентальпії

$$(H_m - H_m^{ig}) = - \int_{\infty}^V \left(p - \frac{RT}{V} \right) dV - RT \ln \left(\frac{V}{V^{ig}} \right) + T(S_m - S_m^{ig}) + RT(Z_m - 1); \quad (3.14)$$

– для ентропії

$$(S_m - S_m^{ig}) = - \int_{\infty}^V \left[\left(\frac{\partial p}{\partial T} \right) - \frac{R}{V} \right] dV + R \ln \left(\frac{V}{V^{ig}} \right); \quad (3.15)$$

– для енергії Гіббса

$$(G_b - G_b^{ig}) = - \int_{\infty}^V \left(p - \frac{RT}{V} \right) dV - RT \ln \left(\frac{V}{V^{ig}} \right) + RT(Z_m - 1). \quad (3.16)$$

Базова ентальпія ідеального газу визначається як

$$H_m^{ig} = \sum_i y_i \left[\Delta_f H_i^{ig} + \int_{T_0}^T c_{p,i}^{ig}(T) dT \right], \quad (3.17)$$

де $c_{p,i}^{ig}$ – теплоємність ідеального газу; $\Delta_f H_i^{ig}$ – стандартна ентальпія утворення для ідеального газу при початкових умовах (298,15 К і 101,325 кПа).

3.2 Математичні моделі підсистем енергетичного модулю

3.2.1 Математичні моделі основних елементів підсистеми термодинамічної обробки палива

3.2.1.1 Моделювання процесів в обладнанні блоків термодинамічної обробки палива

В першу чергу термодинамічна обробка палива потребує моделювання фізико-хімічних процесів в реакторах як головних блоках підсистеми.

Матеріальний баланс для i -го компоненту n -ї реакції в реакторі з j -вхідними матеріальними потоками та k -вихідними потоками в стаціонарному режимі виглядає як

$$\left(\sum_j n_{ij} \right)_{in} - \left(\sum_k n_{ik} \right)_{out} + \left(\sum_n \xi_n \right)_{in} = 0, \quad (3.18)$$

де n_{ij} – молярна витрата компоненту i в j -му вхідному потоці; n_{ik} – молярна витрата компонента i в k -му вихідному потоці; v_{in} – стехіометричний коефіцієнт компоненту i в реакції n ; ξ_n – ступінь повноти реакції n .

Останній член лівої частини рівняння являє собою загальну кількість компонента i , який отримується або споживається у всіх хімічних реакціях та може бути обчислений як

$$\left(\sum_n \xi_n \right)_{in} = n_{i,in} - n_{i,out} . \quad (3.19)$$

Баланс енергії для реактора

$$\left(\sum_j n_j H_j \right)_{in} - \left(\sum_k n_k H_k \right)_{out} + \sum_n \Delta_r H_n \xi_n \pm Q \pm W = 0, \quad (3.20)$$

де n_j – молярна витрата в j -му вхідному потоці; n_k – молярна витрата в k -му вихідному потоці; H_j – ентальпія j -го вхідного потоку; H_k – ентальпія k -го вихідного потоку; $\Delta_r H_n$ – ентальпія реакції n ; Q – потік теплоти, яка отримується або споживається в термохімічній системі; W – потужність, яка додається або відбирається від термохімічної системи.

Обрана в результаті аналізу початкових параметрів і процесів у термохімічній системі модель реактору передбачає розрахунок складу потоку за умов припущення фазової (3.11) та хімічної (3.19) рівноваги у вихідному потоці.

Умови хімічної рівноваги формулюються як рівність нулю ізобарно-ізотермічного потенціалу (вільної енергії Гіббса):

$$\Delta_r Gb = 0; \quad (3.21)$$

$$\Delta_r Gb = \Delta_r Gb^o + RT \ln \prod_i a_i^{v_i}, \quad (3.22)$$

де $\Delta_r Gb^o$ – стандартна вільна енергія Гіббса; a_i – активність компоненту i ; v_i – стехіометричний коефіцієнт компоненту i ; R – газова стала; T – температура.

Стандартна вільна енергія Гіббса хімічної реакції може бути розрахована для рівноважного стану як

$$\Delta_r Gb^o = -RT \ln K_e, \quad (3.23)$$

де $K_e = \prod_i a_i^{v_i}$ – константа рівноваги хімічної реакції.

Склад продукту розраховується за умов мінімізації вільної енергії Гіббса всієї суміші. Так, якщо енергія Гіббса для ідеальної суміші визначається як

$$Gb_{mix} = \sum_i x_i Gb_i + RT \sum_i x_i \ln x_i, \quad (3.24)$$

то умова мінімізації загальної енергії Гіббса для двокомпонентної суміші формулюється як умова рівності нулю похідної

$$\frac{\partial Gb_{mix}}{\partial x_1} = Gb_1 - Gb_2 + RT \ln \left(\frac{x_1}{1-x_1} \right). \quad (3.25)$$

Аналогічний підхід застосовується у випадках більш складних систем з декількома фазами та більшою кількістю компонентів.

Через складність фізико-хімічних процесів при побудові математичної моделі процесів у реакторі були зроблені певні допущення, які спрощують процедуру числового розв'язання:

- робоча зона всередині реактору є ізотермічною;
- час перебування реагентів достатній, щоб досягти рівноваги вільної енергії Гіббса під час реакції;
- розрахунки виконуються для усталеного режиму.

Другими за значимістю блоками підсистеми термохімічної обробки палива є теплообмінні апарати (ТА) та пристрої, які призначені для зміни тиску робочих середовищ.

3.2.1.2 Моделювання процесів в обладнанні блоку утилізації теплоти

Блок утилізації теплоти призначено для підводу теплоти вторинних енергоресурсів двигуна до споживачів підсистеми термохімічної обробки палива.

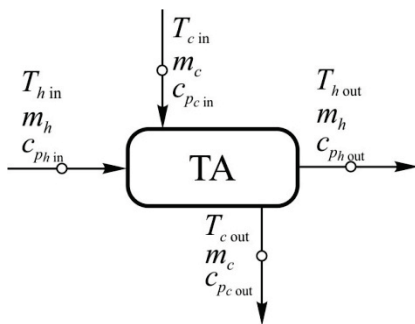


Рис. 3.5 Схема потоків робочих середовищ в ТА

Основними структурно-функціональними блоками є теплообмінні апарати. Зв'язок між блоками здійснюється матеріальними потоками робочих середовищ за допомогою трубопроводів і пристроїв підвищення тиску – насосів і компресорів.

Математична модель ТА (рис. 3.5) заснована на рівняннях матеріального балансу (3.26), енергетичного балансу (3.27)–(3.29) та фазових термодинамічних співвідношеннях (2.27)–(2.30).

Рівняння матеріального балансу ТА має вигляд

$$\sum_{i,j} m_{i,\text{in}}^j = \sum_{i,j} m_{i,\text{out}}^j = m_{\text{in}} = m_{\text{out}} = m, \quad (3.26)$$

де i означає потоки; j – компоненти; in, out – відносяться до параметрів вхідних та вихідних потоків відповідно.

Енергетичний баланс ТА може бути записано в загальному вигляді

$$q = m(H_{\text{out}} - H_{\text{in}}) + q_l, \quad (3.27)$$

$$H_{\text{in}} = \int_{298,15}^{T_{\text{in}}} c_{p_{\text{in}}} dT + \Delta v H_{\text{in}}, \quad (3.29)$$

$$H_{\text{out}} = \int_{298,15}^{T_{\text{out}}} c_{p_{\text{out}}} dT + \Delta v H_{\text{out}}, \quad (3.29)$$

де m – загальний масовий потік; q – тепловий потік; q_l – витрати теплоти; $c_{p_{\text{in}}}$ та $c_{p_{\text{out}}}$ – теплоємності вхідного та вихідного потоку відповідно; $\Delta v H_{\text{in}}$ та $\Delta v H_{\text{out}}$ – зміна ентальпій за рахунок переходу фаз¹ для вхідного та вихідного потоку відповідно.

Для сталого режиму в кожухотрубному теплообміннику (наприклад, стандарту ТЕМА²) теплове навантаження визначається як:

¹ Прихована теплота, яка поглинається або виділяється тілом при фазовому переході.

² Tubular Exchanger Manufacturers Association.

$$q = UAF\Delta T_{ln}, \quad (3.30)$$

де U – коефіцієнт тепловіддачі; A – площа поверхні теплообміну; ΔT_{ln} – середній логарифмічний температурний напір; F – кореляційний коефіцієнт.

Середній температурний напір визначається наступним чином:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (3.31)$$

де $\Delta T_1 = \Delta T_{h_{in}} - \Delta T_{c_{in}}$ та $\Delta T_2 = \Delta T_{h_{out}} - \Delta T_{c_{out}}$ – якщо ТА виконано за прямотоковою схемою;

$\Delta T_1 = \Delta T_{h_{in}} - \Delta T_{c_{out}}$ та $\Delta T_2 = \Delta T_{h_{out}} - \Delta T_{c_{in}}$ – якщо ТА виконано за протитоковою схемою.

Кореляційний коефіцієнт

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{(1-S)}{(1-RS)}}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}}, \quad (3.32)$$

$$\text{де } R = \frac{T_{h_{in}} - T_{h_{out}}}{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}; \quad S = \frac{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}}.$$

Процедура оптимізації процесів термохімічних перетворень потребує налаштування моделі теплообмінного апарату з урахуванням існуючих обмежень та вимог. Розглянемо деякі з варіантів налаштування моделі ТА.

1. Забезпечення заданого значення температури гарячого потоку на виході $T_{h_{out}}$ при наступних обмеженнях:

– мінімальної температури холодного потоку на вході (наприклад, $T_{c_{in}}^{\min} = T^A$, де T^A – температура навколишнього середовища);

– максимальної температури холодного потоку на виході (наприклад, $T_{c_{out}}^{\max} = T_{c_{out}}^D$, де $T_{c_{out}}^D$ – температура кипіння в умовах холодного потоку на виході);

– мінімальної температури гарячого потоку на виході (наприклад, температура $T_{h_{out}}^{\min} = T_{h_{out}}^D$, де $T_{h_{out}}^D$ – температура точки роси в умовах на виході гарячого потоку);

– максимальної температури гарячого потоку на вході (наприклад, температура $T_{h_{in}}^{\max} = T_{h_{in}}^{SW}$, де $T_{h_{in}}^{SW}$ – температура насиченої пари в умовах на вході гарячого потоку).

Забезпечення заданого фіксованого значення $T_{h_{out}}$ потребує варіювання наступних параметрів: витрат холодного та/або¹ гарячого середовищ; різниці температур $\Delta T_c = T_{c_{out}} - T_{c_{in}}$ та $\Delta T_h = T_{h_{out}} - T_{h_{in}}$ по холодній та/або гарячій сторонах. Математичний опис вказаного налаштування ТА надано у вигляді системи:

¹ $\wedge$ – кон'юнкція, $\vee$ – диз'юнкція.

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{h_{out}} = f(\Delta T_c, m_c, \Delta T_h, m_h) = \text{const}; \\ T_{c_{out}} < T_{c_{out}}^{\max}; T_{c_{in}} > T_{c_{in}}^{\min}; T_{h_{out}} > T_{h_{out}}^{\min}; T_{h_{in}} < T_{h_{in}}^{\max}; \\ m_c = \text{var} \wedge \Delta T_c = \text{var}; m_c = \text{var} \vee \Delta T_c = \text{var}; \\ m_h = \text{var} \wedge \Delta T_h = \text{var}; m_h = \text{var} \vee \Delta T_h = \text{var}. \end{array} \right. \quad (3.33)$$

2. Забезпечення фіксованого значення зниження температури гарячого потоку $\Delta T_h = T_{h_{in}} - T_{h_{out}}$ при тих самих обмеженнях:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_h = f(\Delta T_c, m_c, \Delta T_h, m_h) = \text{const}; \\ T_{c_{out}} < T_{c_{out}}^{\max}; T_{c_{in}} > T_{c_{in}}^{\min}; T_{h_{out}} > T_{h_{out}}^{\min}; T_{h_{in}} < T_{h_{in}}^{\max}; \\ m_c = \text{var} \wedge \Delta T_c = \text{var}; m_c = \text{var} \vee \Delta T_c = \text{var}; \\ m_h = \text{var} \wedge \Delta T_h = \text{var}; m_h = \text{var} \vee \Delta T_h = \text{var}. \end{array} \right. \quad (3.34)$$

3. Забезпечення фіксованого значення різниці температур гарячого потоку на виході $T_{h_{out}}$ та холодного потоку на вході $T_{c_{in}}$:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{h_{out}} - T_{c_{in}} = f(\Delta T_c, m_c, \Delta T_h, m_h) = \text{const}; \\ T_{c_{out}} < T_{c_{out}}^{\max}; T_{c_{in}} > T_{c_{in}}^{\min}; T_{h_{out}} > T_{h_{out}}^{\min}; T_{h_{in}} < T_{h_{in}}^{\max}; \\ m_c = \text{var} \wedge \Delta T_c = \text{var}; m_c = \text{var} \vee \Delta T_c = \text{var}; \\ m_h = \text{var} \wedge \Delta T_h = \text{var}; m_h = \text{var} \vee \Delta T_h = \text{var}. \end{array} \right. \quad (3.35)$$

4. Забезпечення фіксованого ступеню переохолодження гарячого потоку на виході $T_{h_{out}}^D - T_{h_{out}}$, де $T_{h_{out}}^D$ – температура точки роси в умовах гарячого потоку на виході

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{h_{out}}^D - T_{h_{out}} = f(\Delta T_c, m_c, \Delta T_h, m_h) = \text{const}; \\ T_{c_{out}} < T_{c_{out}}^{\max}; T_{c_{in}} > T_{c_{in}}^{\min}; T_{h_{out}} > T_{h_{out}}^{\min}; T_{h_{in}} < T_{h_{in}}^{\max}; \\ m_c = \text{var} \wedge \Delta T_c = \text{var}; m_c = \text{var} \vee \Delta T_c = \text{var}; \\ m_h = \text{var} \wedge \Delta T_h = \text{var}; m_h = \text{var} \vee \Delta T_h = \text{var}. \end{array} \right. \quad (3.36)$$

5. Забезпечення фіксованого ступеню перегріву холодного потоку на виході $T_{c_{out}} - T_{c_{out}}^S$, де $T_{c_{out}}^S$ – температура кипіння в умовах холодного потоку на виході:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{h_{out}} - T_{c_{out}}^S = f(\Delta T_c, m_c, \Delta T_h, m_h) = \text{const}; \\ T_{c_{out}} < T_{c_{out}}^{\max}; T_{c_{in}} > T_{c_{in}}^{\min}; T_{h_{out}} > T_{h_{out}}^{\min}; T_{h_{in}} < T_{h_{in}}^{\max}; \\ m_c = \text{var} \wedge \Delta T_c = \text{var}; m_c = \text{var} \vee \Delta T_c = \text{var}; \\ m_h = \text{var} \wedge \Delta T_h = \text{var}; m_h = \text{var} \vee \Delta T_h = \text{var}. \end{array} \right. \quad (3.37)$$

Аналогічно можуть бути розглянуті й інші варіанти налаштування моделі.

Гідрравлічний опір теплообмінного апарату¹ в залежності від рівня деталізації визначається або за результатами гідрравлічного розрахунку з урахуванням конфігурації та геометрії апарату [11], або за допомогою співвідношення

$$Q = k\sqrt{\rho}\sqrt{p_{\text{in}} - p_{\text{out}}}, \quad (3.38)$$

де Q – об’ємна витрата, ρ – густина, p_{in} , p_{out} – тиск на вході та виході ТА відповідно.

Моделювання процесів у блоці термохімічної обробки палива неможливе без математичного опису роботи пристроїв, які призначені для зміни тиску робочих середовищ – насосів і компресорів. Найбільший інтерес представляють енергетичні характеристики, в першу чергу витрати енергії на підвищення тиску потоку рідини (для насосів) або газу (для компресорів). Енергетична ефективність процесу підвищення тиску Δp за умов забезпечення заданої витрати робочого середовища Q оцінюється для роторних насосів як

$$\eta_p = \frac{\Delta p Q}{\omega T_r}, \quad (3.39)$$

де $\Delta p = p_{\text{out}} - p_{\text{in}}$; p_{in} – тиск на вході до насосу; p_{out} – тиск на виході з насосу; ω – кутова швидкість; T_r – крутний момент.

Питання моделювання процесів у системі термохімічної обробки палива потребує використання коректного математичного опису гідрравлічних особливостей при протіканні рідини в трубопроводах.

Втрата тиску в трубі розраховується за наступною залежністю:

$$\frac{dp}{dL} = \rho_m g \sin \Theta + \left(\frac{dp}{dL} \right)_{f_r} + \rho_m w \frac{dw}{dL}, \quad (3.40)$$

де p – тиск; L – довжина труби; ρ_m – густина робочого середовища; Θ – кут нахилу труби; f_r – коефіцієнт тертя, w – швидкість руху.

Для двофазних робочих середовищ розрахунок втрат тиску в трубопроводах і локальних гідрравлічних опорів суттєво ускладнюється.

В такому випадку можливе використання так званого методу HTFS [12], згідно з яким втрати тиску для двофазної течії розраховуються як

$$\Delta p = \Delta p_l + C_c \sqrt{(\Delta p_l + \Delta p_g)} + \Delta p_g, \quad (3.41)$$

де Δp_l – втрати тиску для розрахунку рідкої фази; Δp_g – втрати тиску для розрахунку газової фази; C_c – кореляційний коефіцієнт.

3.2.2 Математична модель енергетичної підсистеми та її основних елементів

Продукти конверсії базової вуглеводневої сировини, що отримані з підсистеми термохімічної обробки палива, використовуються в якості палива теплового двигуна (або групи двигунів), який забезпечує вироблення механічної енергії на вихідному валу. В залежності від

¹ Гідрравлічний опір термохімічного реактору визначається аналогічно.

схеми енергетичної установки можливе подальше перетворення отриманої механічної енергії в електричну.

Ефективна потужність енергетичної підсистеми з електричною передачею потужності визначається як

$$N_{eE} = N_{HE} \eta_{gen} (1 - \bar{N}_{add}), \quad (3.42)$$

де N_{HE} – ефективна потужність теплового двигуна; η_{gen} – ККД електричного генератора; $\bar{N}_{add}$ – величина, яка враховує витрати потужності на привід насосів і компресорів систем підведення базового палива, термодинамічної утилізації та іншого необхідного допоміжного обладнання енергетичної підсистеми.

Головними структурними складовими енергетичної підсистеми є теплові двигуни. Згідно з проведеним раніше аналізом складу енергетичних комплексів існуючих та перспективних високотехнологічних суден інтерес становлять газотурбінні двигуни простого та регенеративного циклів і двопаливні 4-тактні середньообертові дизельні двигуни.

В даному дослідженні розглянуто енергокомплекс на базі суднових газотурбінних двигунів.

Модель газотурбінного двигуна є складовою частиною енергетичної підсистеми та енергетичного модулю (див. рис. 3.3). Вона призначена для забезпечення взаємозв'язку комплексу граничних параметрів ГТД як елемента енергетичного модулю $Z_{GT} = Z_{GT}(G_i, P_i, \Delta H_i, N_{GT})$ та сукупності конструктивних параметрів двигуна

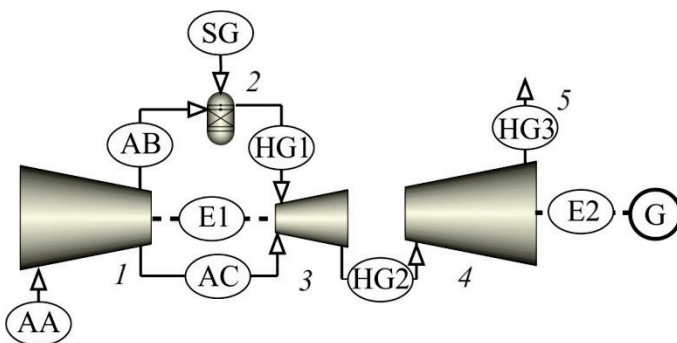


Рис. 3.6 Складові математичної моделі ГТД простого циклу:

блоки: 1 – компресор; 2 – камера згоряння (КЗ);
3 – турбіна газогенератора; 4 – вільна силова турбіна;
5 – газовідвідний тракт;

потоки: матеріальні та теплові: AA – потік повітря на вході в компресор; AB – потік повітря до КЗ; AC – потік повітря на охолодження; SG – потік синтез-газу до КЗ;
HG1, HG2, HG3 – потоки газоповітряної суміші;
енергетичні: E1 – механічний зв'язок у газогенераторі (потужність, яка підводиться від турбіни 3 до компресору 1); E2 – потужність, яка підводиться до споживача

$Z_{ГТД}^K = Z_{ГТД}^C(ГХ, ХП)$, де N_{GT} – механічна потужність ГТД; ГХ – комплекс геометричних характеристик ГТД; ХП – комплекс характеристик палива.

В основу моделі ГТД покладено співвідношення укрупненого розрахунку двигуна простого циклу [13, 14] з урахуванням втрати повного тиску в усіх елементах газоповітряного тракту і відборів повітря на охолодження лопаток турбін (рис. 3.6).

В математичній моделі процесів підвищення тиску величина адіабатичного ККД кожного компресора визначена в залежності від міри підвищення тиску π_k та адіабатичного ККД елементарного ступеню компресору η_{a_k} :

$$\eta_k = (\pi_k^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1) / (\pi_k^{\frac{k_a-1}{k_a} \eta_a} - 1), \quad (3.43)$$

де $k_a = \frac{c_{p_a}}{c_{p_a} - R_a}$ – показник адіабати, визначений у відповідному температурному інтервалі;

c_p – середня масова ізобарна теплоємність повітря; R – газова стала для процесу стискання.

Дійсна величина підвищення температури повітря при стисканні в компресорі та температура за компресором визначається як

$$\Delta T_K = T_1 \cdot \left(\pi_{K_i}^{\frac{k_b-1}{k_b}} - 1 \right) / \eta_K; \quad T_2 = T_1 + \Delta T_K, \quad (3.44)$$

де T_1 та T_2 – температура повітря на вході та за компресором відповідно.

Попередня оцінка витрати повітря на охолодження лопаткового апарату високотемпературних частин ГТД проводиться за параметрами базових ГТД. За відсутністю таких даних виконується розрахунок за методикою [15].

Дійсний температурний перепад на турбіну приводу компресору та відповідна ступінь зниження тиску:

$$\Delta T_t = \frac{c_{p_{пв}}}{\beta_t c_{p_r} \eta_m} \cdot \Delta T_{K_i}; \quad \pi_T = \left(\frac{T_3 \eta_T}{T_3 \eta_T - \Delta T_T} \right)^{\frac{k_r}{k_r-1}}, \quad (3.45)$$

де η_T – внутрішній адіабатичний ККД турбіни компресору.

Температурний перепад у вільній силовій турбіні

$$\Delta T_{ст} = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_r-1}{k_r}}} \right) \cdot \eta_T, \quad (3.46)$$

де η_T – адіабатичний ККД вільної силової турбіни.

Ефективний ККД ГТД

$$\eta_{e_{GT}} = \frac{N_{GT}}{G_{fuel} \cdot H_U}. \quad (3.47)$$

Математичну модель процесів у камері згоряння детально розглянуто в гл. 5.

Процедури верифікації та оптимізації процесів в обладнанні енергетичного модулю з термохімічним перетворенням енергії потребують налаштування моделі теплового двигуна з урахуванням існуючих обмежень та вимог. Так, при дослідженні ефективності використання термохімічної обробки палива шляхом регенерації скидної теплоти найчастіше розглядаються характеристики вже існуючих або перспективних ГТД. Ключові характеристики, такі як потужність двигуна, температура за камерою згоряння, температура газів на виході з двигуна, ступінь регенерації (для ГТД регенеративного циклу) та багато інших приймаються за базові. Модель ГТД, який працює в складі енергомодуля з термохімічною обробкою палива, необхідно налаштувати на ці базові характеристики. Тому математичні моделі структурно-функціональних блоків і груп блоків (таких як, наприклад, газотурбінний двигун) містять алгоритми розрахунку, в тому числі налаштування на задані характеристики.

Розглянемо випадок верифікації серійного газотурбінного двигуна простого циклу за наступними головними характеристиками:

- потужність двигуна N_{GT} є фіксованим значенням N_{GT}^{fix} ;
- максимальна температура за камерою згоряння T_3 не повинна перевищувати значення T_3^{fix} .

При моделюванні процесів в енергетичному модулі розрахункові значення цільової функції $Y = f(x)$ повинні відповідати умовам заданого допуску на збіжність ΔY^{tol} . У нашому випадку:

$$\Delta N_{GT} \leq \Delta N_{GT}^{tol}; \quad \Delta T_3 \leq \Delta T_3^{tol}, \quad (3.48)$$

де $\Delta N_{GT} = |N_{GT} - N_{GT}^{fix}|$ та $\Delta T_3 = |T_3 - T_3^{fix}|$ – абсолютні похибки.

Аналіз цих процесів виявив, що за інших рівних умов для цільової функції N_{GT} головною вхідною змінною є масова витрата палива, тобто $N_{GT} = f(G_{fuel})$. Аналогічно, для цільової функції T_3 головна вхідна змінна – масова витрата повітря, тобто $T_3 = f(G_{air})$. Коректне завдання початкових параметрів вхідних змінних значно скорочує час розрахунку та забезпечує потрібну збіжність за меншу кількість ітерацій.

В якості методу збіжності можливо використання методу Вегстайна¹ [16], згідно якому для обчислювання змінної використовуються результати двох останніх ітерацій:

$$G_{fuelk} = G_{fuelk-1} - \frac{f(G_{fuelk-1})(G_{fuelk-1} - G_{fuelk-2})}{f(G_{fuelk-1}) - f(G_{fuelk-2})}, \quad (3.49)$$

$$G_{airk} = G_{airk-1} - \frac{f(G_{airk-1})(G_{airk-1} - G_{airk-2})}{f(G_{airk-1}) - f(G_{airk-2})}. \quad (3.50)$$

На рис. 3.7 наданий алгоритм налаштування моделі ГТД на фіксовані значення цільових функцій $N_{GT} = f(G_{fuel})$ та $T_3 = f(G_{air})$.

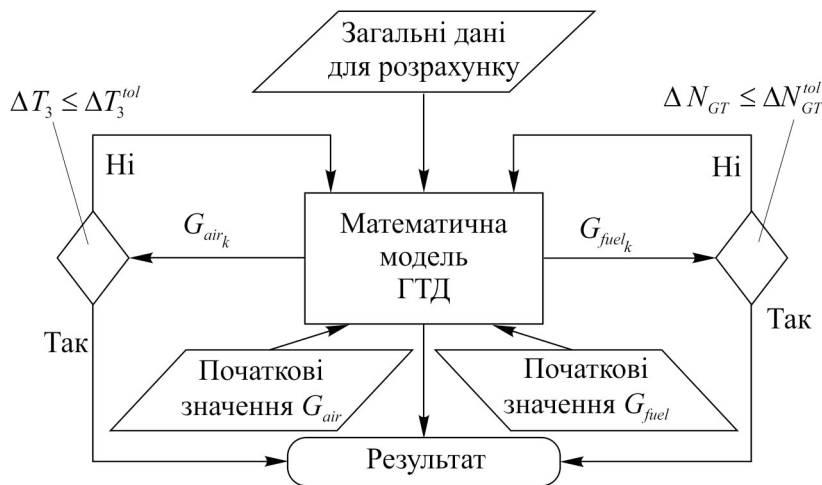


Рис. 3.7 Алгоритм налаштування моделі ГТД при її верифікації за цільовими функціями $N_{GT} = f(G_{fuel})$ та $T_3 = f(G_{air})$

Висновки

1. Проаналізовано сучасні тенденції аналізу та синтезу складних технічних систем. Виявлена перспективність використання об'єктно-орієнтованих підходів і математичного моделювання для дослідження процесів в об'єктах та комплексах складних технічних систем.

¹ Метод є двокроковим. Для початку обчислень потрібно задати 2 початкових наближення.

2. Запропоновано концептуальну математичну модель енергетичного модуля з термохімічною обробкою палива, яка дозволяє представити енергетичний модуль у вигляді сукупності двох основних підсистем – енергетичної та термохімічної обробки палива. Підсистеми, в свою чергу, складаються зі структурно-функціональних блоків, що поєднані між собою зв'язками у вигляді матеріальних, енергетичних та теплових потоків. Модель враховує систему обмежень допустимих значень параметрів блоків, груп блоків та потоків енергоносіїв.

3. Математичний опис процесів фізико-хімічних перетворень та розрахунок основних параметрів матеріальних, енергетичних і теплових потоків базується на балансових рівняннях, які замикаються додатковими закономірностями, що враховують особливості конкретного процесу. Визначення термодинамічних характеристик матеріальних потоків та параметрів робочих середовищ робочих тіл циклів спирається на закономірності фазової рівноваги. Такий підхід дозволяє моделювати взаємний вплив показників структурно-функціональних блоків та визначати оптимальні значення параметрів енергомодулю.

4. Обґрунтовано підходи до створення алгоритмів налаштування математичних моделей структурно-функціональних блоків з метою оптимізації процесів термохімічних перетворень та верифікації розроблених моделей за показникам базового обладнання.

Література

1. Дистель, Р. (2002). *Теория графов*. Новосибирск: Ин-т математики, 336 с.
2. Gaspar, H., Ross, A., Rhodes, D., Erikstad, S. (2012). Handling Complexity Aspects in Conceptual Ship Design. *Int'l Maritime Design Conference*, Glasgow, UK.
3. Erikstad, S., Solem, S., Fagerholt, K. (2011). A Ship Design and Deployment Model for Non-Transport Vessels. *Ship Technology Research*, Vol. 58, No 3, pp. 132–141.
4. Ткач, М.Р. (2005). Эффективность энерготехнологических газотурбинных энергетических установок на базе альтернативных топлив для специализированных судов. *Газотурбинные технологии*, № 3, с. 1–3.
5. Головащенко, А.Ф., Тимошевский, Б.Г., Ткач, М.Р. (2004) Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив. *Судовое и энергетическое газотурбостроение*. Николаев: НПКГ «Зоря»–«Машпроект», НО ИАУ, т.1, с. 281–285.
6. Ткач, М.Р. (2005). Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания на базе альтернативных топлив для специализированных судов. *Сб. науч. тр. УГМТУ*, №2 (401), с. 62–70.
7. Caballero, J., Navarro, M., Femenia, R., Grossmann, I. (2014). Integration of different models in the design of chemical processes: Application to the design of a power plant. *Applied Energy*, Vol. 124, p. 256–273.
8. Haydary, J. (2018). *Chemical Process Design and Simulation: Aspen Plus and Aspen Hysys Applications*. John Wiley & Sons, p. 448.
9. Попырин, Л.С. (1978). *Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок*. М.: Энергия, 415 с.
10. Гамм, А. З., Макаров, А. А., Санеев, Б. Г. и др. (1986). *Теоретические основы системных исследований в энергетике*. Новосибирск: Наука, 334 с.
11. Kamal, I.M. Al-Malah. (2016). *Aspen Plus: Chemical Engineering Applications*. Hoboken, New Jersey : John Wiley & Sons Inc, p. 656.
12. Smith, R.A. et al. (1981). Two Phase Pressure Drop. *HTFS Design Report* 28.
13. Сорока, Я.Х. (1982). *Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей*. Л.: Судостроение, 112 с.
14. Романовський, Г.Ф., Ващенко, М.В., Сербін, С.І. (2003). Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів. Миколаїв: УДМТУ, 304 с.
15. Локай, В.И., Максимова, М.К., Струнkin, В.А. (1979). *Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчет*. М.: Машиностроение, 447 с.
16. Verbuck, V.M., Milman, D.I. (1977). Veckstein's method as a modification of the transversal method. *USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics*, Vol. 17, Issue 2, p. 215–216.

Глава 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

4.1 Оцінка енергетичного потенціалу вторинних енергоресурсів теплових двигунів енергомодулів плавучих об'єктів нафтогазовидобутку та суден-газовозів

Згідно вимогам ІМО [1] ефективність та екологічність судна або об'єкту океанотехніки потребують підвищення результативності використання енергії палива та застосування альтернативних енергоносіїв з низьким вмістом вуглецю у паливі. Це формує запит практики, спрямований на адаптацію енергозберігаючих технологій в суднову енергетику, розробку перспективних схем транспортних енергомодулів, а також дослідження процесів у судновому енергетичному обладнанні. Утилізація вторинних енергоресурсів теплових двигунів дозволяє підвищити ефективність використання енергії палива в судновий пропульсивній установці. Аналіз шляхів підвищення енергоефективності виявив перспективність термохімічних технологій. До цих технологій відносяться технології термохімічної обробки палива, що передбачають конверсію вуглеводневих та альтернативних палив, технології перетворення енергії в металогідридних утилізаційних установках, технології плазмохімічної підготовки робочих тіл енергетичного модуля [2–8] та деякі інші.

Як було вказане раніше, утилізація вторинних енергоресурсів шляхом застосування термохімічних технологій надає можливість ефективного використання різних типів теплових двигунів у складі суднових енергетичних модулів [9–15].

Ефективність та екологічність судна або плавучого об'єкту нафтогазовидобутку, які оснащені енергетичним модулем з використанням термохімічних технологій, залежать, в першу чергу, від ступеня взаємодії його структурних складових – енергетичної підсистеми та підсистеми, в якій реалізовані термохімічні технології.

Головною складовою енергетичної підсистеми є група блоків, які утворюють тепловий двигун. Найчастіше застосування термохімічних технологій пов'язане з оснащенням базового двигуна підсистемою термохімічної обробки палива. Така обробка палива шляхом парової конверсії потребує підведення теплоти від зовнішнього джерела для здійснення ендотермічних реакцій парового риформінгу та декомпозиції базового палива (детальніше див. гл. 2, п. 2.2). При термохімічній утилізації таким джерелом є теплота вторинних енергоресурсів головного двигуна.

Основні фактори, які впливають на ефективність термохімічної обробки палива за рахунок утилізації теплоти вторинних енергоресурсів, умовно можливо віднести до двох взаємозалежних груп:

1. Фактори, які залежать від характеристик та параметрів теплового двигуна та визначають умови проведення процесу термохімічної обробки базового палива.

2. Фактори, які визначаються характеристиками базового палива та залежать від умов проведення процесу його термохімічної обробки.

До першої групи відносяться наступні параметри:

- температурний потенціал потоків енергоносіїв скидної теплоти двигуна;
- масова витрата вторинних енергоресурсів;
- обмеження, які пов'язані з параметрами системи подачі паливного газу до двигуна.

Головними чинниками другої групи є, в першу чергу, залежності зміни коефіцієнта збільшення теплоти згоряння базового палива H_U^B від температури реакції T_{THR} в діапазоні доступних температур згідно з рівнянням (2.23). Крім того, необхідно враховувати вплив тиску процесу конверсії p_{THR} та відношення s/bf (водяна пара/базове паливо) при організації процесу термохімічної обробки палива, тому необхідно розглянути вказаний критерій в умовах високого тиску в реакторі у вигляді (2.26).

Для визначення перспективності термохімічної обробки палива за рахунок утилізації скидної теплоти потрібна попередня оцінка енергетичного потенціалу вторинних енергоресурсів (1 група факторів) з подальшим зіставленням отриманих параметрів з факторами, які визначаються характеристиками базового палива (2 група).

Аналіз складу та характеристик енергетичних модулів таких високотехнологічних суден, як плавучі об'єкти нафтогазовидобутку та газозови LNG (див. п. 1.3, 1.4), показує, що перевага віддається схемам на базі двопаливних середньообертових 4-тактних дизельних двигунів (DF/D4S) і газотурбінних двигунів простого циклу (DF/GTE). Частина газозовів LNG оснащена двопаливними малообертовими 2-тактними дизельними двигунами (DF/D2S)

На рис. 4.1 надане зіставлення теплових потенціалів скидної теплоти серійних середньообертових дизельних двигунів і газотурбінних двигунів, які можуть застосовуватися в складі енергокомплексів високотехнологічних суден.

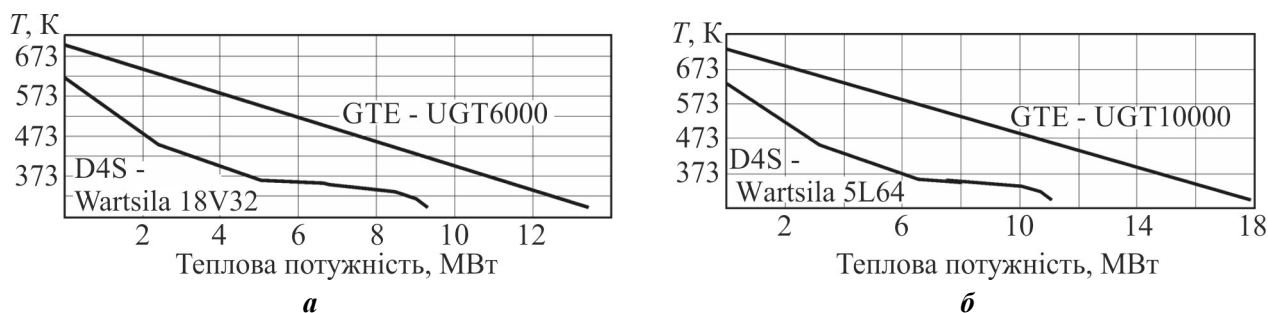


Рис. 4.1 Залежність між температурою теплоносіїв та тепловою потужністю скидної теплоти для DF/D4S та DF/GTE:

a – потужність $\approx 6,5$ MWt; b – $\approx 10,5$ MWt

Якщо для газотурбінних двигунів скидна теплота практично пов'язана лише з одним джерелом – потоком відпрацьованих газів, то для дизельних двигунів таких джерел декілька, що суттєво ускладнює технологію утилізації вторинних енергоресурсів. Аналіз температурних потенціалів виявляє для дизельних двигунів пріоритетність використання скидної теплоти відпрацьованих газів. На рис. 4.2 зіставлені температури відпрацьованих газів енергомодулів конфігурацій:

- DF/D4S/E та DF/GTE/E, що встановлені на плавучих об'єктах нафтогазовидобутку;
- DF/D2S/D та DF/D4S/E, що встановлені на судах-газовозах.

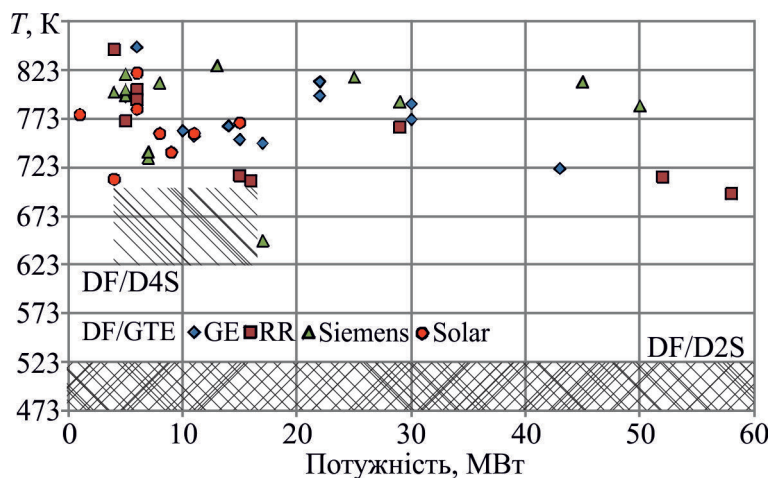


Рис. 4.2 Співставлення температури відпрацьованих газів DF/D2S, DF/D4S та DF/GTE

Для попередньої оцінки ефективності застосування термохімічної обробки палива можливо використання залежностей (2.17)–(2.22), які дозволяють у першому наближенні визначити збільшення теплоти згоряння базового палива у вигляді (2.16) для наявного діапазону температур.

Витрати теплоти відпрацьованих газів, які необхідні для здійснення конверсії палива, визначаються тепловим балансом термохімічного реактора:

$$\frac{\bar{H}_U H_U^B C_N Ne}{3600} = \Delta T G_G c_P, \quad (4.1)$$

де C_N – питома витрата базового палива; Ne – потужність на вихідному валу двигуна; G_G – витрата відпрацьованих газів; c_P – середня масова ізобарна теплоємність відпрацьованих газів у відповідному температурному діапазоні; $\Delta T = f(G_G, c_P, \bar{H}_U)$ – перепад температури відпрацьованих газів, що необхідний для здійснення конверсії палива.

Максимальна допустима температура ендотермічної реакції конверсії палива T_{THR} визначається як:

$$T_{THR} = T_4 - \Delta T, \quad (4.2)$$

де T_4 – температура відпрацьованих газів теплового двигуна.

Зіставлення результатів розрахунку за рівняннями (2.17)–(2.22), а також аналіз потенціалів скидної теплоти відпрацьованих газів енергетичних модулів на базі DF/D2S, DF/D4S та DF/GTE дозволяє зробити наступні висновки:

- температурний потенціал скидної теплоти енергомодулів DF/D2S/D (460–515 K в умовах ISO 3046/1–2002) не дозволяє ефективно здійснювати термохімічну обробку вуглеводневих палив¹;
- рівень температур вторинних енергоресурсів енергомодулів DF/D4S/E на базі сучасних СОД (620–720 K) надає можливість задовільній конверсії метанолу, помірній конверсії етанолу, але не дозволяє ефективно здійснювати конверсію інших вуглеводневих палив;

¹ Перспективним є застосування термохімічної технології перетворення енергії в металогідридних утилізаційних установках.

- для наявного температурного діапазону відпрацьованих газів енергомодулів DF/GTE/E на базі сучасних серійних ГТД (620–850 К) можлива помірна конверсія метану, природного та попутного газу, бутану, пропану, етану, а також ефективна конверсія метанолу, етанолу.

Необхідними є подальші теоретичні дослідження характеристик суднових енергетичних модулів із застосуванням термохімічних технологій різних структурно-функціональних схем.

4.2 Теоретичні дослідження параметрів суднових енергетичних модулів із використанням термохімічної обробки палива

4.2.1 Газотурбінні енергетичні модулі з підсистемами термохімічної обробки палива

Для оцінки перспективності використання газотурбінних двигунів у складі енергетичних модулів із термохімічними системами проведено математичне моделювання процесів термохімічної обробки базового палива за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів ГТД. Це надає можливість верифікації математичної моделі ГТД за базовою конфігурацією газотурбінного двигуна з подальшою адаптацією моделі до обмежень, пов'язаних із взаємним впливом енергетичної і термохімічної підсистем.

Для аналізу й оцінки ефективності використання термохімічних технологій в енергомодулі DF/GTE/E на базі ГТД вітчизняного виробництва проведено тепловий проектувальний розрахунок циклу газотурбінного агрегату.

В якості базового двигуна був обраний сучасний ГТД UGT 25000¹ номінальною потужністю на клеммах електрогенератора 25 МВт (за стандартними умовами).

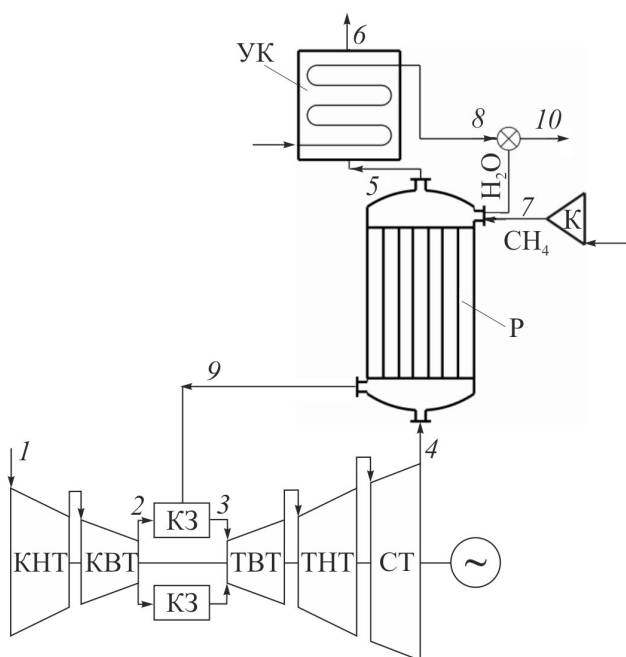
Вихідні дані для проведення розрахунків наведені нижче.

Температура навколишнього середовища, К	288
Тиск навколишнього середовища, МПа	0,1013
Механічний ККД роторів	0,995
Допустима температура лопаток турбіни, К	1080
Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	0,99
Адіабатичний ККД ступеня турбіни	0,88

Оцінка адекватності математичної моделі базового ГТД показала величину нев'язки теплового балансу не більше одного відсотка.

Схема енергомодуля DF/GTE/E та основні параметри потоків в циклі надані на рис. 4.3 [9]. Принцип роботи полягає в наступному. До камери згоряння двигуна подається синтез-газ, який надходить з термохімічного реактора. В реакторі за рахунок теплоти відпрацьованих газів ГТД відбувається підігрів та подальший парової риформінг параметанової суміші. За реактором температура відпрацьованих газів має потенціал, якого достатньо для отримання в утилізаційному котлі пари, необхідної для здійснення парового риформінгу базового палива в реакторі. В якості базового палива був обраний метан.

¹ ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект».



Позначення потоку	Температура середовища, К	Масова витрата, кг/с
1 (повітря)	288	86,910
2 (повітря)	690	86,910
3 (гази)	1450	90,000
4 (гази)	773	90,000
5 (гази)	738	90,000
6 (гази)	443	90,000
7 (метан)	415	1,454
8 (пара)	508	1,646
9 (синтез-газ)	700	3,100
10 (пара)	508	5,524

Рис. 4.3 Схема енергомодуля DF/GTE/E з термохімічною обробкою палива (ТХО) на базі UGT 25000:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; Р – реактор; УК – утилізаційний котел; К – компресор базового палива

Застосування термохімічної обробки палива шляхом парового риформінгу приводить до наступних змін у базовому циклі:

- збільшення втрат повного тиску на виході з двигуна за рахунок втрат повного тиску в реакторі;
- збільшення кількості робочого тіла за рахунок подачі пари та синтез-газу до камери згоряння;
- утилізація теплоти відпрацьованих газів.

Збільшення загальних втрат повного тиску в газоповітряному тракті за рахунок додаткових втрат тиску в термохімічному реакторі призводить до зменшення ККД двигуна від 0,6 до 0,8 % (абсолютних) та зменшення питомої потужності від 1,6 до 2,2 % (більші значення відповідають меншим значенням температури T_3).

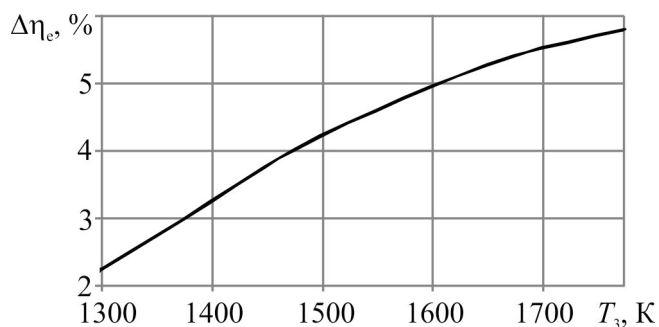
При розрахунку термохімічного реактора, який за схемою знаходиться відразу за ГТД, визначальним параметром є температура відпрацьованих газів двигуна.

Отримані результати свідчать про тенденцію зростання ККД при використанні термохімічної регенерації в порівнянні з базовим циклом. У розрахунку ККД не враховано зменшення внутрішніх втрат у камері згоряння, яке пов'язане з процесами окиснення попередньо розкладеного на компоненти базового вуглеводневого палива. Більш детально процеси в газотурбінній камері згоряння, що працює на продуктах термохімічної конверсії, розглянуто в главі 5.

Аналіз результатів розрахунку циклу виявляє приріст ККД (рис. 4.4) у порівнянні з циклом STIG¹. Слід припустити, що синтез-газ здатний більшою мірою стабілізувати горіння, ніж паро-паливна суміш, яку використовують в циклі STIG.

¹ Steam-Injected Gas Turbine.

Рис. 4.4 Залежності приросту ККД відносно циклу STIG від температури за камерою згоряння T_3



В результаті протікання ендотермічних реакцій в реакторі від відпрацьованих газів відбирається кількість теплоти, яка необхідна для підігріву метано-парової суміші та проведення цих реакцій. Для двигуна UGT 25000 при заданих параметрах частина регенованої теплоти $Q = f(\Delta T, G_G, c_P)$ становить 29 % від теплоти відхідних газів. У загальному тепловому балансі це дозволяє зменшити теплоту, яка вноситься в цикл базовим паливом, на 4,9 %.

Отримані методами математичного моделювання показники ефективності газотурбінного енергетичного модуля із системою термохімічної обробки метану показують, що при існуючому рівні температур газів за камерою згоряння парова конверсія метану за рахунок теплоти відпрацьованих газів недостатньо ефективна, і її можна порівняти за результатами з циклом STIG. Це збігається з результатами інших дослідників [18].

Безсумнівною перевагою термохімічної обробки палива є те, що синтез-газ здатний в більшій мірі стабілізувати горіння, ніж паро-паливна суміш, яку отримують в результаті циклу STIG. За даними розрахунків, приріст ККД становить від 2,0 до 5,6 % в залежності від температури T_3 , яка, у кінцевому підсумку, і визначає ступінь конверсії метану в термохімічному реакторі.

За результатами дослідження можливо зробити висновок, що розглянута схема енергомодуля конфігурації DF/GTE/E з термохімічною обробкою палива на базі серійного вітчизняного ГТД простого циклу може бути перспективною при використанні таких палив як метанол, етанол та попутний газ із високим вмістом важких вуглеводнів.

Помірна температура відпрацьованих газів ГТД істотно звужує діапазон застосування ТХО в судновій енергетиці. Перспективним може бути варіант з установкою термохімічного реактора між турбінами, як це розглянуто в [16, 17].

Такий варіант був досліджений при аналізі ефективності енергокомплексу потужністю 10–15 МВт для морської бурової платформи. В якості палива приймався попутний нафтовий газ (табл. 2.6, варіант Т1).

В якості базових параметрів прийняті характеристики ГТД Siemens SGT 400 (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 Параметри ГТД Siemens SGT 400

Параметри циклу	Значення
Кількість компресорів, n_k	1
Кількість турбін, n_t	2
Температура газів перед ТВД, T_3	1524 К
Міра підвищення тиску в циклі, π_k	16,8–18,9
Витрата відпрацьованих газів, G_{gas}	39,4–44,0 кг/с
Температура відпрацьованих газів, T_4	813–828 К
Потужність ГТД, N_e	12,9–14,3 МВт
Ефективний ККД	34,8–35,4 %

Моделювання проводилося при варіюванні відношення пара/попутний газ і наступних обмеженнях:

- фіксована потужність ГТД (13,5 МВт);
- фіксована температура газу перед турбіною ($T_3 = 1524$ К);
- параметри навколишнього середовища згідно ISO 19859: 2016;
- температура газу за парогенератором приймалася вище температури точки роси, згідно з рекомендаціями [18].

В якості критерію ефективності прийнято коефіцієнт корисної дії енергомодуля

$$\eta = (Ne - \sum N_{\text{add}}) / (C_N \cdot H_U^B), \quad (4.3)$$

де Ne – механічна потужність на вихідному валу двигуна, кВт; $\sum N_{\text{add}}$ – витрати потужності на привід насосів та іншого обладнання підсистеми термохімічної обробки палива, кВт; C_N – секундна витрата палива, кг/с; H_U^B – нижча теплота згоряння базового палива, кДж/кг.

В якості критерію ефективності термохімічної конверсії вуглеводнів, що містяться в попутному газі, прийнята ступінь конверсії відповідного вуглеводню (етан, пропан, бутан, пентан).

Ступінь конверсії визначалася згідно (2.16).

Розрахункова схема енергомодуля представлена на рис. 4.5. Математичне моделювання процесів дозволило порівняти ефективність різних схемних рішень. Виявлено, що найбільш ефективною є схема з двоступінчастим реактором – риформером парової конверсії попутного газу (ПГ).

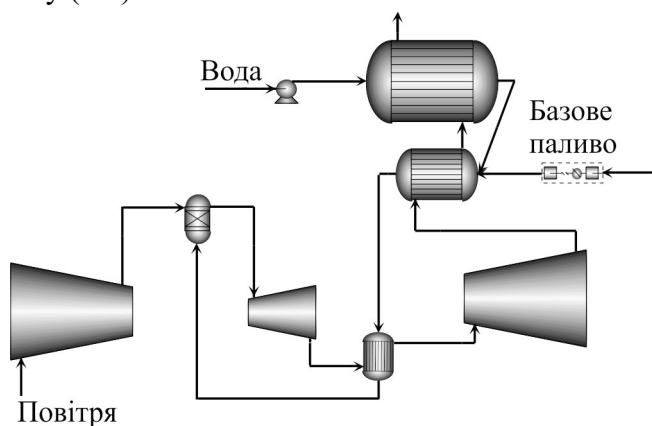
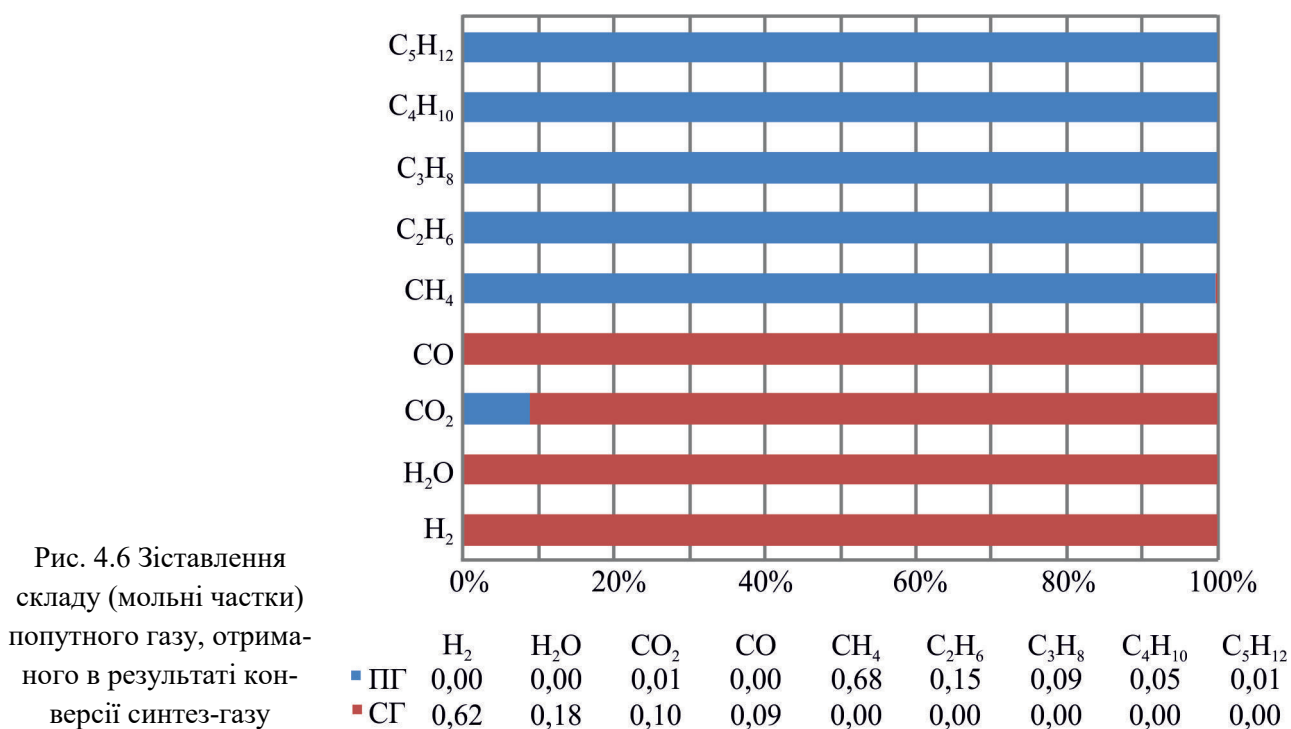


Рис. 4.5 Схема енергомодуля DF/GTE/E з термохімічною обробкою палива

При базових параметрах ГТД SGT 400 ККД установки лежить в діапазоні 46–50 % і залежить від складу попутного газу та допустимого відношення пара/попутний газ.

Аналіз отриманих результатів показує, що в результаті конверсії попутного газу при таких умовах вміст вуглецю в паливі знижено на 30 %. Розрахунок процесів термохімічної конверсії показав практично повну конверсію вуглеводнів (рис. 4.6).

З метою визначення впливу термохімічної обробки на викиди вуглекислого газу CO_2 , який утворюється при спалюванні палива, виконано розрахунок вмісту вуглецю в синтез-газі (CC) за методикою (2.25). Розрахунок показує суттєве зменшення (на 35 %) цього показника, який безпосередньо впливає на індекс енергетичної ефективності судна EEDI.



Подальші дослідження виявили перспективність застосування даної схеми при використанні таких палив, як природний газ, етан, пропан, бутан. У табл. 4.2 представлені результати розрахунку вмісту вуглецю в синтез-газі, який був отриманий при термохімічній обробці палива, в енергокомплексі на базі ГТД Siemens SGT 400.

Таблиця 4.2 Вміст вуглецю в синтез-газі при термохімічній обробці палива в енергокомплексі на базі ГТД Siemens SGT 400

Компонент	Базове паливо			
	LNG (Heavy)	Етан	Пропан	Бутан
	Мольні частки			
CO	0,00655	0,0014	0,0111	0,0119
CO ₂	0,13345	0,1474	0,1864	0,2037
CH ₄	0,36930	0,6637	0,5400	0,5316
H ₂	0,48840	0,1875	0,2625	0,2528
N ₂	0,00224	—	—	—
Вміст вуглецю в синтез-газі				
	0,488	0,5621	0,5079	0,4964
Зменшення вмісту вуглецю, %				
	34,9	29,6	37,8	39,9

Застосування газотурбінних енергомодулів із термохімічною обробкою палива для високотехнологічних суден дозволяє забезпечити необхідну енергетичну їх ефективність згідно перспективних вимог ІМО.

У процесі визначення перспективних схем суднових енергомодулів слід врахувати те, що газотурбінні двигуни енергетичних установок мобільних об'єктів відрізняються від ГТД стаціонарних енергетичних установок більш жорсткими вимогами не тільки до масогабаритних параметрів, а ще й до характеристик надійності. Це тягне за собою відносне зниження ККД двигуна та обмеження за температурою газу перед турбіною. Одним зі шляхів вирішення

проблеми створення високоефективного суднового газотурбінного енергомодуля може бути використання ГТД складної теплової схеми.

У практиці проектування енергетичних модулів на базі ГТД складних теплових схем найбільшого поширення набув спосіб регенерації теплоти відхідних газів шляхом введення в схему теплообмінника-регенератора для підігріву повітря перед камерою згоряння [19]. Регенерація теплоти відпрацьованих газів у теплообміннику-регенераторі дозволяє при помірних температурах газу перед турбіною $T_3 = 1300\text{--}1400\text{ К}$ та мірі підвищення тиску $\pi_k = 6\text{--}10$ забезпечити значення ККД ГТД не менш $40\text{--}41\text{ \%}$ [20], а при більш високих значеннях T_3 – до $45\text{ \%}$.

Аналіз взаємозв'язків термодинамічних параметрів газотурбінного енергомодуля конфігурації DF/GTR/E з термохімічною обробкою палива був виконаний з використанням розробленої моделі. В її основу покладено залежності укрупненого розрахунку ГТД [21] з урахуванням втрат повного тиску всіх елементів газоповітряного тракту та відборів повітря на охолодження лопаток турбін. Зміну нижчої теплотворної здатності палива в результаті конверсії враховано коефіцієнтом збільшення теплоти згоряння базового палива, який, у першому наближенні, розглянуто у вигляді (2.16).

Як і в попередньому дослідженні, витрати теплоти відпрацьованих газів, які необхідні для здійснення конверсії палива, визначені рівнянням теплового балансу термохімічного реактора (4.2)

Згідно підходів, які були сформовані в гл. 3, регенеративний ГТД розглянуто як групу блоків. Позначивши основні блоки ГТД як ТС (турбокомпресор), R (регенератор) та додавши до них блок підсистеми термохімічної обробки палива (TCR – термохімічний реактор), отримуємо дві можливі конструктивні схеми енергомодуля з послідовним розміщенням елементів [10]:

- I – TC–R–TCR;
- II – TC–TCR–R.

Перший варіант енергомодуля DF/GTR/Е передбачає традиційну схему регенеративного ГТД і встановлення за ним блока TCR (рис. 4.7, *a*).

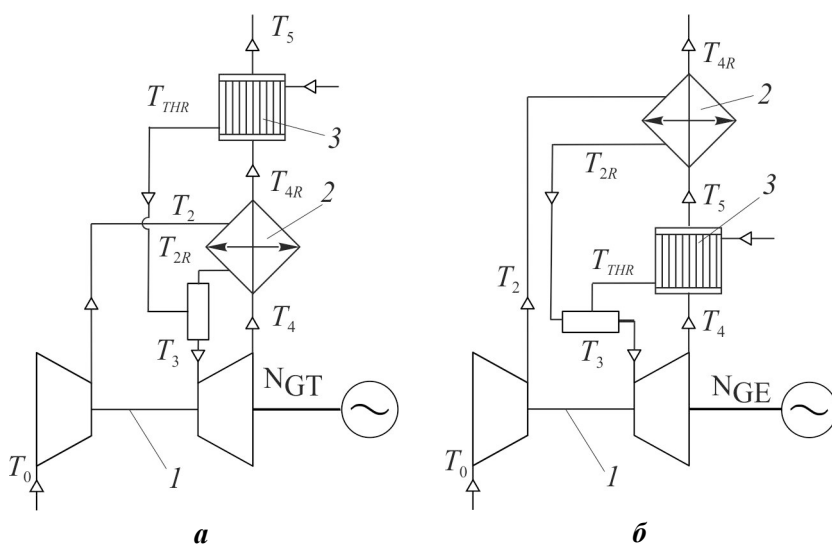


Рис. 4.7 Варіанти схемних рішень енергомодуля DF/GTR/E з термохімічною обробкою палива:
a – схема TC–R–TCR; ***б*** – схема TC–TCR–R; 1 – блок TC; 2 – блок R; 3 – блок TCR

За такою схемою парогазова суміш (яка має досить високу температуру) після реактора подається до камери згоряння, як в циклі STIG. Газопарова суміш розширюється в турбіні,

проходить крізь регенератор, підігріваючи циклове повітря, потім потрапляє в термохімічний реактор, віддаючи теплоту при ендотермічних реакціях (D), (SR) і далі надходить до утилізаційного парогенератору (на схемі не показаний).

Альтернативний варіант енергомодуля DF/GTR/E за схемою TC–TCR–R передбачає послідовне розміщення за турбокомпресорним блоком термохімічного реактора та регенератора (рис. 4.7, б).

Для кожного варіанта енергомодуля DF/GTR/E визначені залежності питомої витрати палива та максимальної допустимої температури процесу конверсії від міри підвищення тиску турбокомпресора π_k та середньомасової температури газів на виході з камери згоряння T_3 .

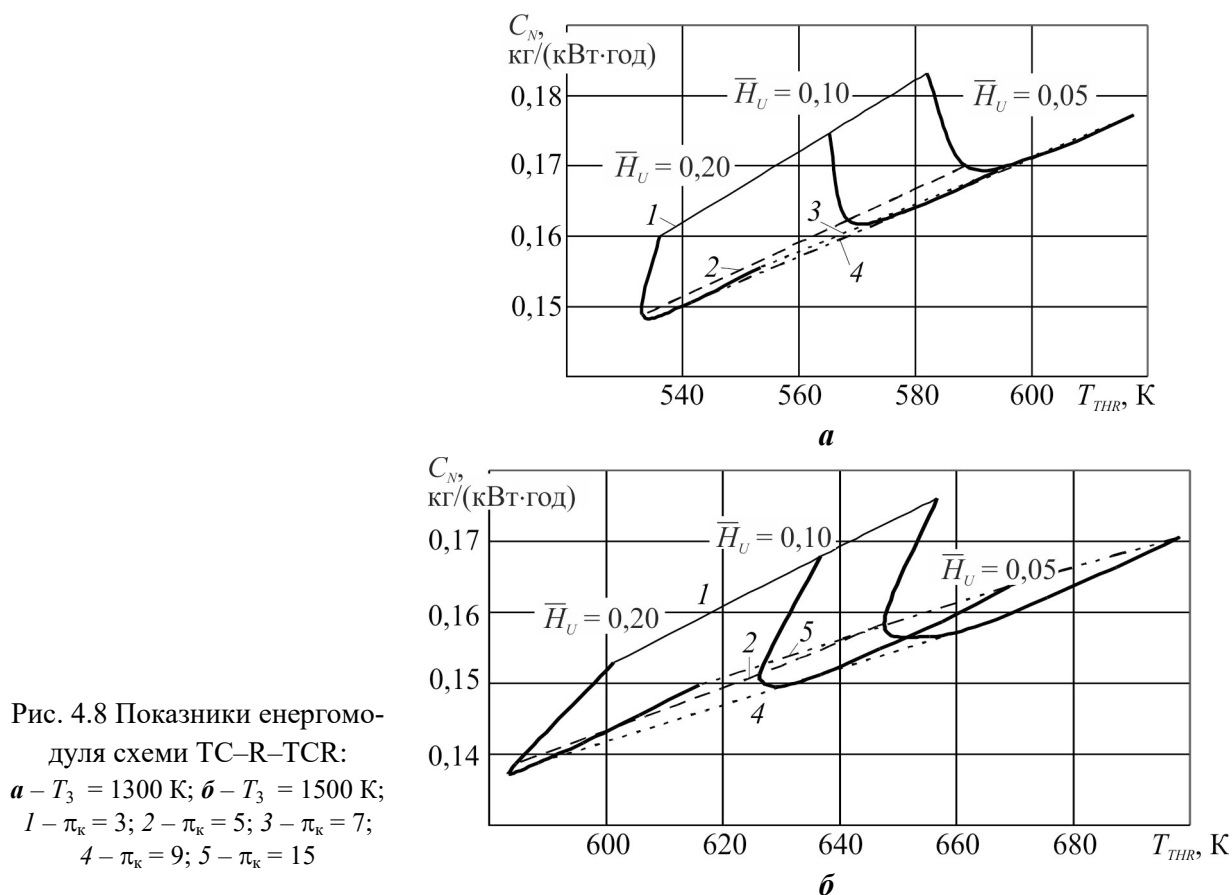
Максимальна допустима температура реакції конверсії палива T_{THR} визначена відповідно для схем TC–R–TCR і TC–TCR–R як:

$$T_{THR} = T_{4R} - \Delta T \quad \text{і} \quad T_{THR} = T_4 - \Delta T, \quad (4.4)$$

де T_{4R} – температура газу за регенератором; T_4 – температура газу за ГТД.

Дослідження ефективності енергомодулів різних конструктивних схем виконане на базі ГТД вітчизняного виробництва UGT16000 потужністю 16 МВт [22]. Ступінь термодинамічної регенерації прийнята близькою до гранично можливої $R = 0,85$ [20, 21]. В якості базового палива розглядався метан.

Як випливає з результатів розрахунку, для енергомодуля схеми TC–R–TCR при $T_3 = 1300$ К допустима температура процесу конверсії палива не перевищує 530 К (при $\bar{H}_U = 0,2$) (рис. 4.8, а).



При збільшенні T_3 до 1500 К температура конверсії підвищиться до 580 К при той самій ступені конверсії базового палива. Такі значення температур конверсії істотно обмежують вибір базового палива, яке може бути використане в енергомодулі. Так, діапазон температур задовільної конверсії¹ для метану складає 870–1070 К, а етанолу – не менш 670–770 К, що практично унеможливує використання цих палив в енергомодулі такої схеми. У той же час допустимо застосування метанолу, конверсія якого характеризується діапазоном температур 570–620 К та диметилового ефіру з подібним температурним діапазоном ефективної конверсії.

Для конструктивної схеми II допустима температура процесу конверсії суттєво вище (рис. 4.9). Її величина досягає значення близько 850 К при $T_3 = 1300$ К, збільшуючись до 980–1000 К при $T_3 = 1500$ К ($\bar{H}_U = 0,2$). Це дозволяє використовувати в такій схемі метан та інші вуглеводневі палива, а також етанол.

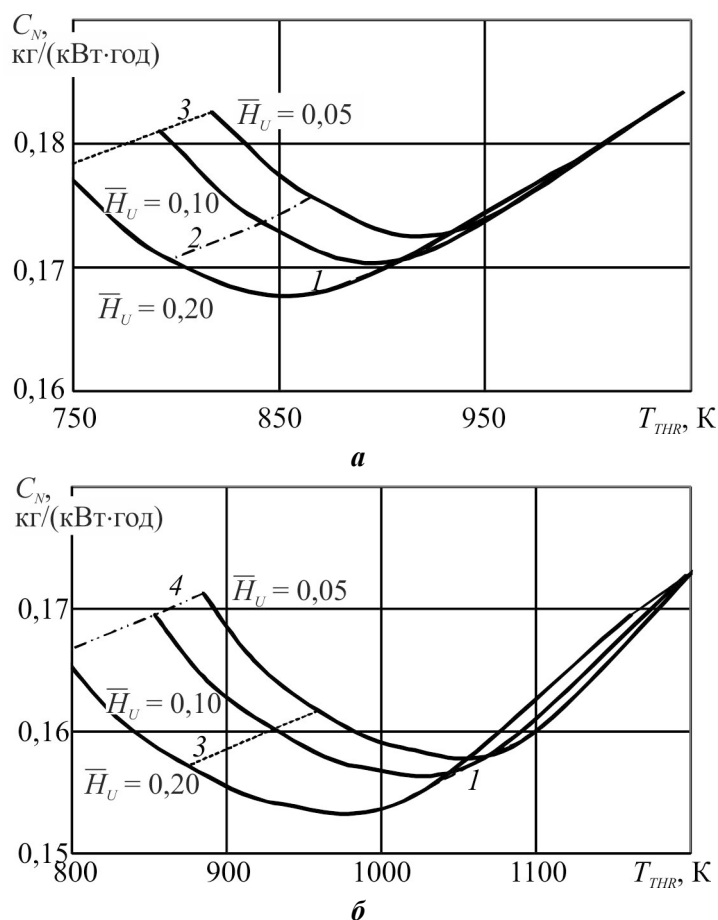


Рис. 4.9 Показники енергомодуля схеми TC–TCR–R:

a – $T_3 = 1300$ К; *б* – $T_3 = 1500$ К; 1 – $\pi_k = 5$; 2 – $\pi_k = 7$; 3 – $\pi_k = 9$; 4 – $\pi_k = 13$

Слід зазначити, що істотне підвищення (на 10–12 %) величини питомої витрати палива в енергомодулі за схемою TC–TCR–R пов'язано зі зниженням коефіцієнта корисної дії регенеративного ГТД внаслідок зменшення величини підігріву повітря в регенераторі (рис. 4.10).

Отримані результати дозволяють зробити наступні висновки:

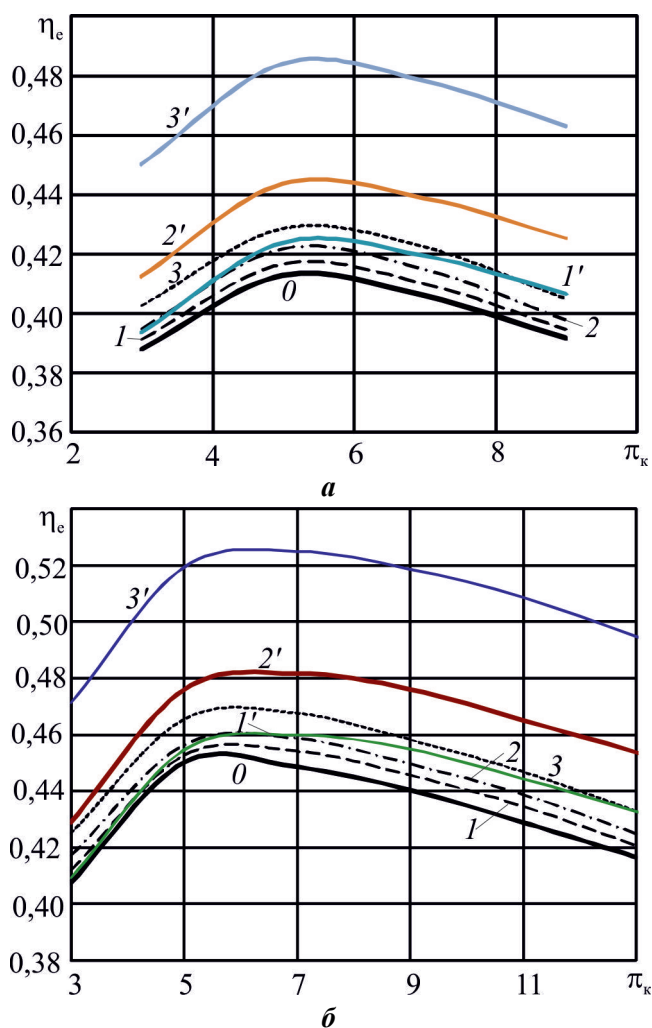
– схема газотурбінного енергомодуля з послідовно розміщеними за турбокомпресорним блоком термохімічним реактором та регенератором дозволяє розширити діапазон температур

¹ Діапазони температур визначені за умов використання констант рівноваги основних реакцій за тиском 0,1 МПа.

конверсії палива до 980–1000 К, але характеризується гіршими показниками енергетичної ефективності;

– схема газотурбінного енергомодуля з розміщеними послідовно за турбокомпресорним блоком регенератором та термохімічним реактором характеризується відносно низькою потенційною температурою для проведення реакції (530–580 К) та істотно обмежує можливості вибору палив.

Рис. 4.10 Коефіцієнт корисної дії енергомодуля:
 $a - T_3 = 1300 \text{ К}; \delta - T_3 = 1500 \text{ К}; \theta - \bar{H}_U = 0$;
 за схемою TC–TCR–R: 1 – $\bar{H}_U = 0,05$; 2 – $\bar{H}_U = 0,1$; 3 – $\bar{H}_U = 0,2$;
 за схемою TC–R–TCR: 1' – $\bar{H}_U = 0,05$; 2' – $\bar{H}_U = 0,1$; 3' – $\bar{H}_U = 0,2$;



Найбільш привабливим варіантом базового палива для такої схеми енергомодуля є метанол. Незважаючи на те, що метанол є паливом з низьким вмістом вуглецю, невелика нижча теплотворна здатність стримує ефективність його застосування в якості палива для суднових енергетичних модулів. Парова конверсія дозволяє отримати газове паливо з кращими енергетичними та екологічними характеристиками в порівнянні з базовим.

У гл. 2 наведено результати оцінки впливу тиску процесу на ефективність конверсії метанолу. Згідно з отриманими результатами зростання тиску приводить до зміщення області ефективності конверсії в зону більш високих температур. Аналіз параметрів регенеративних ГТД дозволяє висунути припущення, що завдяки низькій мірі підвищення тиску в таких двигунах вплив тиску на ефективність конверсії метанолу буде незначним.

Детальне дослідження параметрів енергомодуля DF/GTR/E структурної схеми TC–R–TCR виконано на базі регенеративного ГТД виробництва «Зоря»–«Машпроект» типу UGT3200RG [23]. Двигун призначений для приводу генератора і може використовуватися

в складі суднового пропульсивного комплексу з електрорухом, що відповідає конфігурації модуля. Ступінь регенерації прийнята за прототипом та близькою до гранично можливої, оскільки подальше збільшення супроводжується значним зростанням поверхні теплообміну. Температура газу перед турбіною також прийнята за прототипом. Схема являє собою регенеративний газотурбінний двигун з підсистемою термохімічної обробки палива.

В основу математичної моделі енергомодуля DF/GTR/E структурної схеми TC–R–TCR покладено залежності укрупненого розрахунку регенеративного ГТД [21] з урахуванням втрат повного тиску всіх елементів газоповітряного тракту та відборів повітря на охолодження лопаток турбіни. Для визначення гідравлічних опорів проведено моделювання процесів у теплообмінних апаратах при заданих параметрах. Модель камери згоряння заснована на допущенні комбінованої хімічної та фазової рівноваги, при цьому для визначення компонентного складу виконується мінімізація вільної енергії Гіббса для продуктів реакції [24, 25]. Витрати теплоти відпрацьованих газів, які необхідні для здійснення конверсії палива, визначаються тепловим балансом термохімічного реактора (4.2). Модель термохімічного реактора є двохкомпонентною та містить два послідовно встановлені блоки.

Моделювання проводилося для зазначених у табл. 4.3 параметрів базового турбокомпресорного блоку при наступних обмеженнях:

- фіксована потужність ГТД (3400 кВт);
- фіксована температура газу перед турбіною ($T_3 = 1270$ K);
- параметри навколишнього середовища відповідно до ISO 19859:2016.

Таблиця 4.3 Параметри базового регенеративного ГТД [26]

Параметр	Значення
Кількість компресорів	1
Кількість турбін	1
Потужність, МВт,	3,4
Витрата повітря, кг/с	16
Міра підвищення тиску	7
Ступінь регенерації	0,85
Температура газу за регенератором, К	600

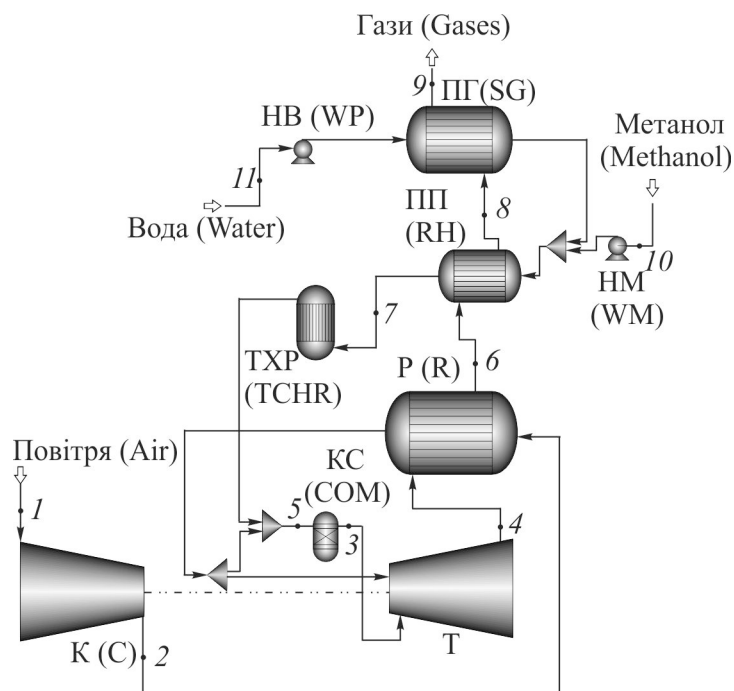
В якості критерію ефективності прийнято коефіцієнт корисної дії енергомодуля, який визначається за рівнянням (4.3).

Розрахункова схема енергомодуля DF/GTR/E структурної схеми TC–R–TCR надана на рис. 4.11. Параметри робочих середовищ в контрольних точках схеми представлені в табл. 4.4.

Вибір раціональних параметрів циклу проводився за вказаним критерієм ефективності при варіюванні наступних величин:

- масове відношення вода / метанол в діапазоні 0,2–1,0 (верхня границя діапазону обмежена температурою газів за ГТД);
- температура газу за регенератором в діапазоні 580–620 K (діапазон визначався мінімальною ефективною температурою в термохімічному реакторі та заданим ступенем регенерації).

Рис. 4.11 Розрахункова схема енергомодуля на базі регенеративного ГТД з підсистемою термохімічної обробки метанолу: К – компресор; Т – турбіна; КЗ – камера згоряння; ТХР – реактор; Р – регенератор; ПП – пароперегрівач; ПГ – парогенератор; НВ – насос подачі води; НМ – насос подачі метанолу



Таблиця 4.4 Параметри робочих середовищ енергомодуля DF/GTR/E структурної схеми TC-R-TCR

Точка контролю	Температура середовища, К	Тиск середовища, МПа	Масова витрата, кг/с
1	288	0,101	16,00
2	546	0,709	16,00
3	1251	0,672	12,17
4	787	0,114	17,09
5	753	0,702	12,17
6	604	0,109	17,09
7	584	1,000	1,09
8	588	0,105	17,09
9	451	0,101	17,09
10	288	0,101	0,40
11	288	0,101	0,69

Моделювання процесів в енергомодулі показало, що зростання ККД складає 4 % відносно параметрів базового двигуна, який працює на метанолі. Виявлено, що оптимальне мольне відношення вода / метанол для даних параметрів схеми становить 3 (рис. 4.12).

Дослідження дозволило знайти значення температур, які визначають робочі процеси циклу (рис. 4.13).

Проведено розрахунок вмісту вуглецю в отриманому синтез-газі (за сухими компонентами CH_4 , CO_2 , CO) за формулою (2.25).

Відповідно до отриманих результатів, вміст вуглецю в паливі склав приблизно 0,892 т CO_2 /т метанолу. В цілому, термохімічна регенерація скидної теплоти шляхом парової конверсії метанолу в судновому енергомодулі DF/GTR/E структурної схеми TC-R-TCR дозволила знизити показник EEDI в 1,54 рази.

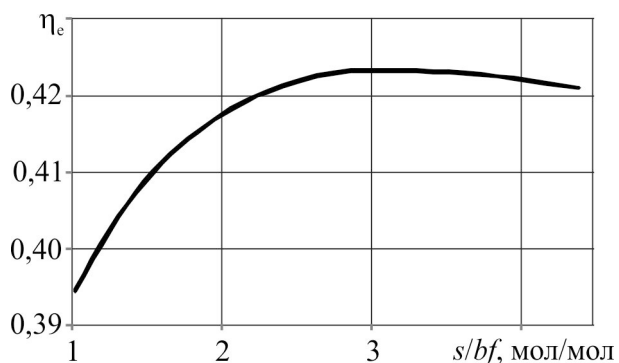


Рис. 4.12 Вплив відношення вода/метанол на ККД енергомодуля за умов фіксованих параметрів турбокомпресора та потужності двигуна

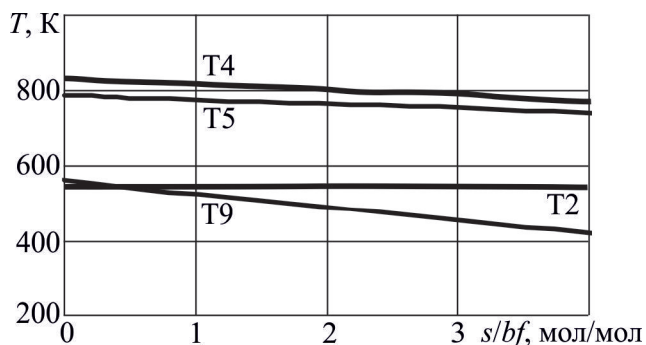


Рис. 4.13 Вплив відношення вода/метанол на температури регенеративного циклу за умови фіксованої потужності двигуна

Проведене дослідження дозволило виявити резерви підвищення ефективності використання метанолу як палива для теплових двигунів суднових енергетичних модулів.

Визначено вплив тиску на температурний діапазон ефективної конверсії метанолу та встановлено, що параметри регенеративного газотурбінного двигуна відповідають цьому діапазону.

Дослідження впливу тиску на процес конверсії базових палив, результати яких надані у гл. 2¹ дозволили встановити, що зростання тиску процесу приводить до зростання температури, яка необхідна для ефективної конверсії.

У той же час для організації робочих процесів в камері згоряння газотурбінного двигуна тиск подачі палива в форсунку має перевищувати тиск повітря за компресором. Це визначило необхідність дослідження впливу енергетичних витрат на стискання синтез-газу перед подачею в камеру згоряння та порівняння ефективності конверсії при різних тисках в реакторі.

Принципово можлива реалізація двох конструктивних схем підсистеми термохімічної обробки палива.

Перша конструктивна схема передбачає проведення в термохімічному реакторі парової конверсії базового палива при тисках, близьких до атмосферного, з подальшою дегідратацією отриманого синтез-газу. Для організації процесу горіння в камері згоряння ГТД осушений синтез-газ повинен бути стиснутий компресором до номінального тиску подачі палива в форсунку (вище тиску за компресором ГТД). Переваги – зміщення діапазону ефективної конверсії в область відносно низьких температур; осушений синтез-газ має значно менший вміст негорючих компонентів, що істотно спрощує процеси сумішоутворення і спалювання в камері згоряння. Недоліки – втрата теплового потенціалу парогазової суміші при дегідратації синтез-газу, значні енерговитрати на привід компресора подачі газу.

На рис. 4.14, *a* показана схема енергомодуля DF/GTE/E² з термохімічним реактором низького тиску (TCR LP).

В наступній конструктивній схемі підсистеми термохімічної обробки палива запропоновано проведення конверсії при тисках, відповідних тиску подачі палива в форсунку. Переваги – використання теплового потенціалу парогазової суміші, яка після реактора має досить високу температуру та подається в камеру згоряння як в циклі STIG. Недоліки – зміщення

¹ Результати збігаються з результатами досліджень інших авторів

² Енергомодуль на базі ГТД простого циклу

діапазону ефективної конверсії в область відносно високих температур. На рис. 4.14, **б** показана схема енергомодуля DF/GTR/E¹ з термохімічним реактором високого тиску (TCR HP).

З метою вибору найбільш ефективної конструктивної схеми підсистеми термохімічної обробки палива проведено відповідне теоретичне дослідження.

В якості базових параметрів прийнято характеристики ГТД UGT2500 та UGT3200RG виробництва «Зоря»–«Машпроект», призначені для приводу генераторів. Основні характеристики базових двигунів при роботі на природному газі наведені в табл. 4.5 [26].

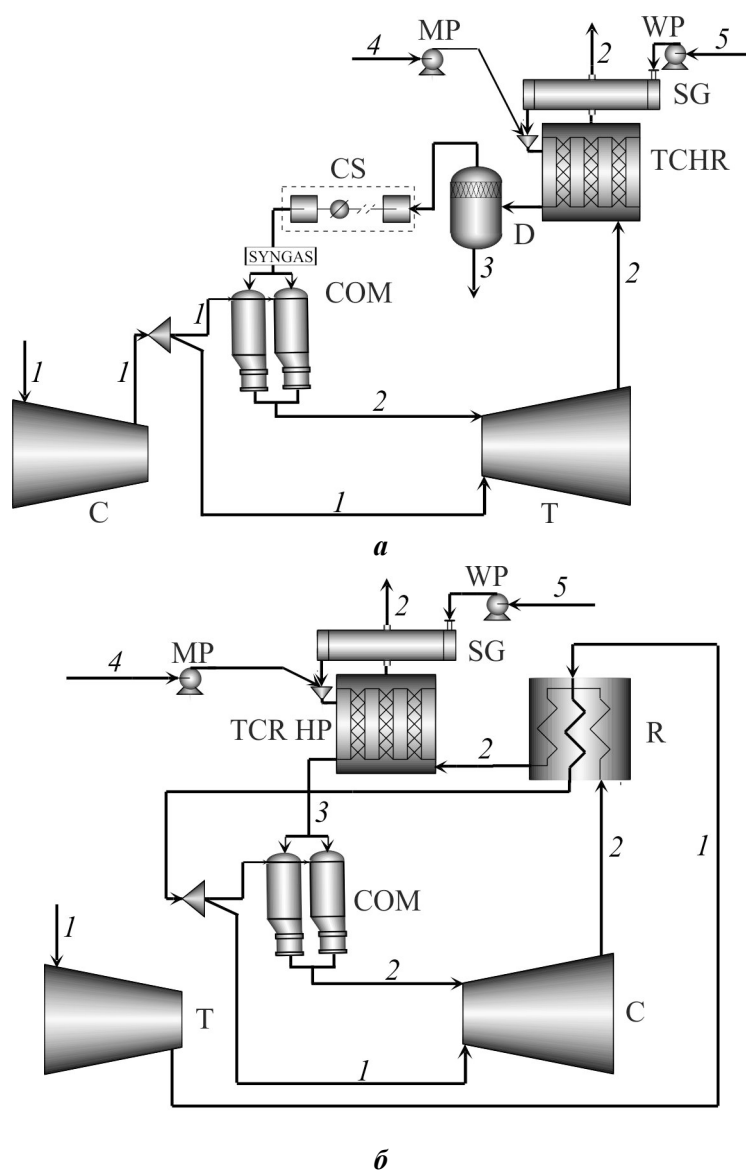


Рис. 4.14 Схеми енергомодулів DF/GTE/E з термохімічним реактором TCR LP (**а**) та DF/GTR/E з термохімічним реактором TCR HP (**б**):

С – компресор; Т – турбіна; COM – камера згоряння; TCR – реактор; R – регенератор; SG – парогенератор; WP – насос подачі води; MP – насос подачі метанолу; D – дегідратор; CS – компресор синтез-газу; 1 – повітря; 2 – газ; 3 – синтез-газ; 4 – метанол; 5 – вода

Таблиця 4.5 Основні характеристики ГТД UGT 2500 та UGT 3200RG

Параметр	UGT 2500	UGT 3200RG
Потужність, МВт	2,85	3,40
Витрата повітря, кг/с	14,9	16
Міра підвищення тиску	12	7
Ступінь регенерації	–	0,85
Температура газу за регенератором, К	1224	

¹ Енергомодуль на базі ГТД регенеративного циклу.

Математична модель турбокомпресорного блоку базується на залежностях укрупненого розрахунку ГТД [21] з урахуванням втрат повного тиску в усіх елементах газоповітряного тракту і відбору повітря на охолодження лопаток турбіни. Модель камери згоряння передбачає допущення про комбіновану хімічну та фазову рівновагу. Компонентний склад продуктів реакцій визначається за умов мінімізації вільної енергії Гіббса. Ефективність конверсії метанолу визначається потенціалом теплоти відхідних газів і розраховується з урахуванням теплового балансу термохімічного реактора. Як і в попередньому розрахунку, модель реактора виконана двохкомпонентною.

Моделювання проводилося для зазначених у табл. 4.5 параметрів базових турбокомпресорних блоків при наступних обмеженнях:

- фіксована витрата палива;
- фіксована температура газу перед турбіною;
- параметри навколишнього середовища відповідають ISO 19859–2016.

Як критерій ефективності прийнято відношення потужності енергомодуля з підсистемою ТХО до потужності базового двигуна, що визначається як

$$C_{ef} = (N_e - \sum N_{add}) / N_{e\text{ base}}, \quad (4.5)$$

де N_e – механічна потужність на вихідному валу газотурбінного двигуна енергомодуля, кВт; $\sum N_{add}$ – сумарні затрати потужності на привід насосів подачі води, метанолу та компресор синтез-газу, кВт; $N_{e\text{ base}}$ – механічна потужність на вихідному валу базового газотурбінного двигуна за умови фіксованої подачі метанолу, яка відповідає 100 % навантаженню, кВт.

Результати моделювання дозволили порівняти енергетичні витрати на стискання осушеного синтез-газу (схема, рис. 4.14, *а*) та вплив тиску в реакторі p_{THR} на ефективність конверсії метанолу (схема, рис. 4.14, *б*). На рис. 4.15 показано зміну вихідної потужності енергомодуля (за відрахуванням витрат енергії на привід насосів та компресорів) для різних конструктивних схем підсистеми термохімічної обробки палива.

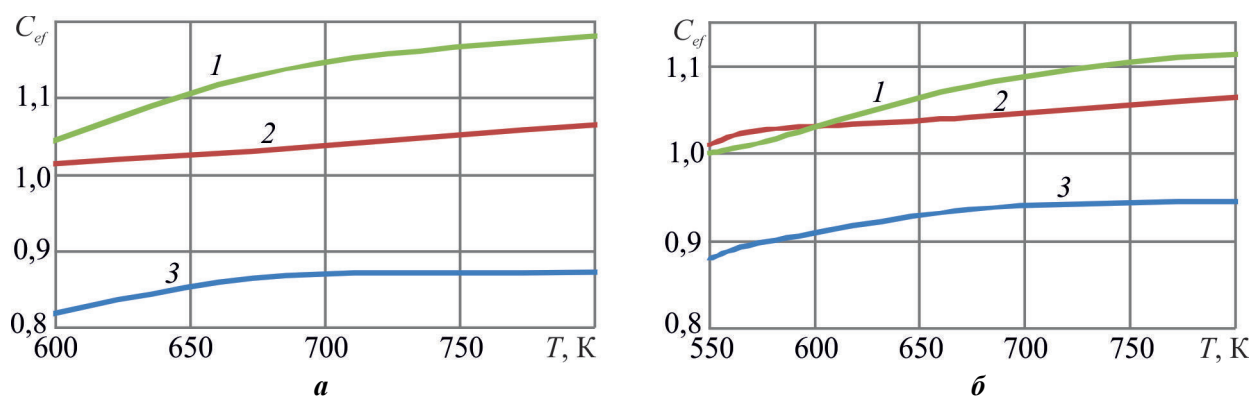


Рис. 4.15 Зміна корисної потужності енергомодулів DF/GTE/E на базі UGT 2500 (*а*) та DF/GTR/E на базі UGT 3200RG (*б*):

- 1 – $p_{THR} = 0,2$ МПа, без урахування витрат енергії на привід компресору синтез-газу;
2 – $p_{THR} = 2$ МПа для UGT 2500 $p_{THR} = 1$ МПа для UGT3200RG; 3 – $p_{THR} = 0,2$ МПа

За результатами досліджень виявлено, що схема на рис. 4.14, *а* є неефективною, тому що витрати енергії на стиснення осушеного синтез-газу перевищують зростання енергоефективності за рахунок парової конверсії метанолу. В результаті ККД установки рис. 4.14, *а* нижче, ніж у базовому ГТД без термохімічної обробки палива. У схемі рис. 4.14, *б* парогазова суміш після реактора, яка має досить високу температуру, подається в камеру згоряння, як в циклі

STIG. Застосування такої схеми підвищує енергоефективність установки в порівнянні з базовою на 3–5 %, а для більш високих температур конверсії або каталітичних реакторів – до 10–11 %.

Аналіз ефективності регенеративних газотурбінних двигунів у складі енергомодулів з термохімічною обробкою палива встановив і проблему, яка може стримувати використання такого ГТД у складі мобільних енергетичних комплексів.

Традиційна реалізація регенеративної схеми ГТД призводить до порушення прямотечійності газоповітряного тракту, появи нерівномірностей потоків робочих середовищ, що викликають зростання втрат повного тиску та потенційні їх витоки. Досягнення високих значень ступеня регенерації пов'язано зі зниженням температурних напорів у теплообміннику і приводить до істотного збільшення площі поверхні теплообміну. Застосування компактних регенераторів пластинчастого типу стримується труднощами розв'язання питань міцності через великі температурні напруження. Значне підвищення маси регенеративної установки Rolls-Royce WR 21 свідчить на користь цього. Теплообмінники трубчастого типу вільні від цих проблем, але характеризуються недостатньою компактністю. Попередня проробка показала, що для ГТД із гладкотрубним регенератором «котельного» типу [20] відношення потужність/об'єм складає близько 5 кВт/м³. Дуже низька величина об'ємної енергонасиченості не відповідає вимогам, що пред'являються до суднових енергомодулів.

Застосування регенератора з проміжним теплоносієм (ПТН) – комплексу з двох теплообмінників трубчастого типу (з можливістю оребрення), передача енергії між якими здійснюється ПТН дозволяє мінімізувати габарити теплообмінників, знизити втрати повного тиску, але ускладнює схему [28, 29]. Перенесення тепла раціонально здійснювати проміжним рідинно-металевим теплоносієм [30, 31].

Відомі рекомендації щодо вибору параметрів регенератора ГТД із проміжним теплоносієм. Так, для визначення оптимальних умов роботи теплообмінників з ПТН запропоновано наступне співвідношення площ поверхонь теплообміну [29]:

$$\frac{0,75}{k_{t1} / k_{t2}} < \frac{F_1}{F_2} < \frac{2,00}{k_{t1} / k_{t2}}, \quad (4.6)$$

де F_1, F_2 та k_{t1}, k_{t2} – площі поверхонь та коефіцієнти теплопередачі по «холодній» та «гарячій» сторонах.

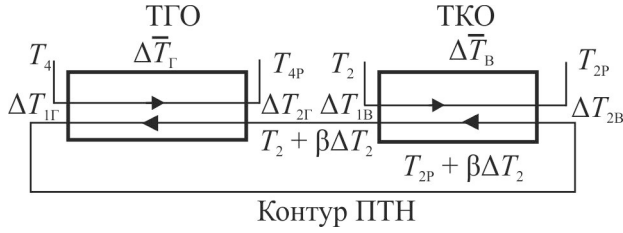
При допущенні про постійність коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінному апараті, який складається з двох теплообмінників з площами поверхонь F_1 і F_2 , рекомендовано співвідношення їх площ [32]

$$\frac{F_1}{F_2} = \sqrt{\frac{k_{t2}}{k_{t1}}}. \quad (4.7)$$

В реальних умовах проектування регенеративного ГТД із заданим ККД такі підходи можуть бути не завжди коректними, оскільки не враховують взаємозв'язок гідравлічних втрат в теплообмінниках та ефективності ГТД.

Моделювання надало можливість встановити вплив параметрів контуру проміжного теплоносія на габарити регенеративного ГТД заданої ефективності [33–35].

На рис. 4.16 приведена розрахункова схема теплообмінних апаратів регенеративного ГТД з контуром переносу теплоти проміжним теплоносієм (ПТН) між теплообмінником газовідводу (ТГВ) та теплообмінником компресора (ТКО).



Температура ПТН в ТГО	
на вході	на виході
$T_2 + (T_{4P} - T_2)\beta$	$T_{2P} + (T_4 - T_{2P})\beta$
Температура ПТН в ТКО	
на вході	на виході
$T_{2P} + (T_4 - T_{2P})\beta$	$T_2 + (T_{4P} - T_2)\beta$

Рис. 4.16 Розрахункова схема регенератора з ПТН

Для оцінки впливу параметрів ПТН на масогабаритні показники регенератора¹ проаналізовано зміни відносного температурного напору β . Параметр β може бути визначений із співвідношення

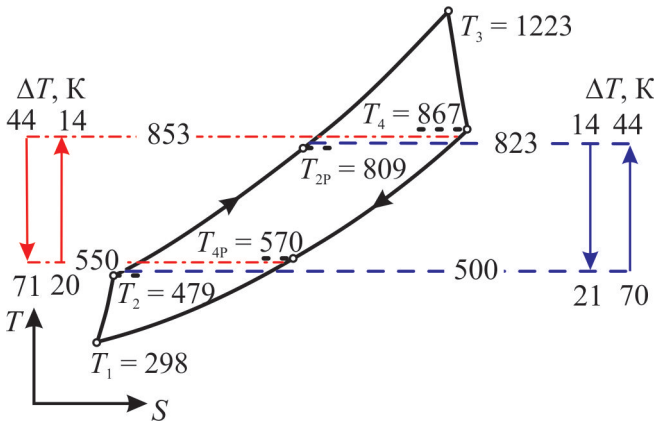
$$\Delta \bar{T}_B = \frac{\beta \cdot \Delta \bar{T}_Г}{(1 - \beta)}, \quad (4.8)$$

де $\Delta \bar{T}_Г = \frac{\Delta T_{1Г} - \Delta T_{2Г}}{\ln \frac{\Delta T_{1Г}}{\Delta T_{2Г}}}$ та $\Delta \bar{T}_B = \frac{\Delta T_{1В} - \Delta T_{2В}}{\ln \frac{\Delta T_{1В}}{\Delta T_{2В}}}$ – середньологарифмічні температурні напори

по газовій та повітряній сторонах відповідно (рис. 4.17).

З рівняння теплового балансу в теплообміннику

$$Q_Г = Q_В k_Г \cdot F_Г \cdot \Delta \bar{T}_Г = k_В \cdot F_В \cdot \Delta \bar{T}_В. \quad (4.9)$$


 Рис. 4.17 Графічне представлення відносного температурного напору ПТН в T - S координатах²

Припустивши, що $k_В$ та $k_Г$ – лінійні функції виду $k_Г = k_1 - a_1 \cdot \beta$; $k_В = k_2 + a_2 \cdot \beta$, досліджуємо функцію

$$f(k_1, a_1, k_2, a_2, \beta) = \left(\frac{1}{\beta(k_2 + a_2\beta)} + \frac{1}{(1 - \beta) \cdot (k_1 - a_1\beta)} \right). \quad (4.10)$$

У випадку постійності коефіцієнтів теплопередачі введемо комплекси

$$A = \frac{Q_Г}{(\Delta T_4 - \Delta T_2) \cdot k_В} \cdot \ln \left(\frac{\Delta T_4}{\Delta T_2} \right), \quad \bar{k} = \frac{k_В}{(\Delta T_4 - \Delta T_2) \cdot k_Г} \quad (4.11)$$

¹ Дослідження виконувались у співавторстві з проф. М.Р. Ткачом.

² Для параметрів ГТД, які зазначені в табл. 4.7.

і будемо досліджувати вплив відносного температурного напору β на величину сумарної площі теплообмінників

$$F = F_T + F_B = A \cdot \left(\frac{\bar{k}}{(1-\beta)} + \frac{1}{\beta} \right). \quad (4.12)$$

У діапазоні $0 < \beta < 1$ мінімум функції F визначається аналітичними залежностями $\left(\begin{array}{c} -\frac{\sqrt{k}-1}{k-1} \\ \frac{1}{\sqrt{k}+1} \end{array} \right)$. Це відповідає відомим умовам мінімуму сумарної площі теплообмінника в [32].

Згідно отриманим залежностям необхідність досягнення постійної ефективності ГТД (що відповідає постійному гідравлічному опору теплообмінників) призводить до збільшення сумарної площі теплообмінників при значеннях відносного температурного напору β , які відрізняються від оптимального (рис. 4.18).

З метою перевірки наведених допущень виконано математичне моделювання процесів у регенеративному ГТД (рис. 4.19) з двосекційним ТГВ, розміщеним на вихлопі ГТД, та дво-секційним ТКО з переносом теплоти рідинно-металевим теплоносієм. Прокачування проміжного теплоносія здійснюється послідовно через кожен теплообмінник циркуляційним насосом. В якості базового двигуна приймався ГТД четвертого покоління розробки «Зоря»–«Машпроект» потужністю 16 МВт [36].

Рис. 4.18 Залежність відносної площі теплообмінного апарату від відносного температурного напору ПТН

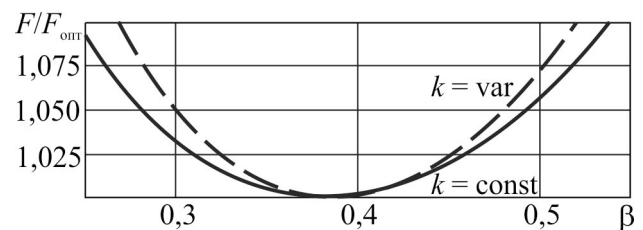
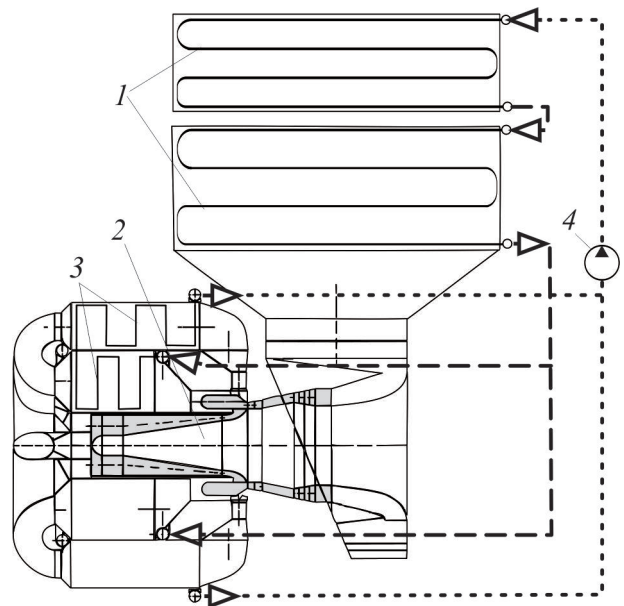


Рис. 4.19 Конструктивна схема регенеративного ГТД потужністю 16 МВт з проміжним теплоносієм:

- 1 – секції теплообмінника газівдводу; 2 – ГТД;
- 3 – секції теплообмінника компресора;
- 4 – циркуляційний насос ПТН



Діапазон значень ступеня регенерації R прийнятий 0,8–0,85, оскільки подальше його збільшення супроводжується значним зростанням теплообмінної поверхні.

Температура газів перед турбіною обмежувалася 1173–1373 К відповідно до рекомендацій [20], виходячи з вимог щодо забезпечення надійності мобільних енергокомплексів.

При виборі міри підвищення тиску в циклі оцінювалась ефективність регенератора. В якості критерію приймалась відносна теплова потужність регенератора

$$\bar{N} = N_T / N_e, \quad (4.13)$$

де N_T – теплова потужність регенератора.

Результати розрахунків дозволили виявити суттєвий взаємозв'язок параметрів регенеративного ГТД (рис. 4.20) та визначити раціональний діапазон варіювання міри підвищення тиску (табл. 4.6).

Забезпечення заданих постійних значень коефіцієнтів відновлення повного тиску в теплообмінниках газівідводу і компресора ($v_T = 0,975$; $v_B = 0,970$) вимагає зміни величини швидкості в розрахункових перерізах ТГВ і ТКО. Це приводить до змінювання коефіцієнтів теплопередачі при трансформації відносного температурного напору. Вплив відносного температурного напору на коефіцієнти теплопередачі у верхній та нижній секції теплообмінників газівідводу і компресора показано на рис. 4.21. В повітряній та газовій секції теплообмінника спостерігається стійкий турбулентний стан потоку ($Re \geq 10^4$).

Вплив відносного температурного напору в діапазоні 0,25–0,8 на площу поверхонь теплообміну ТГВ і ТКО показано на рис. 4.22.

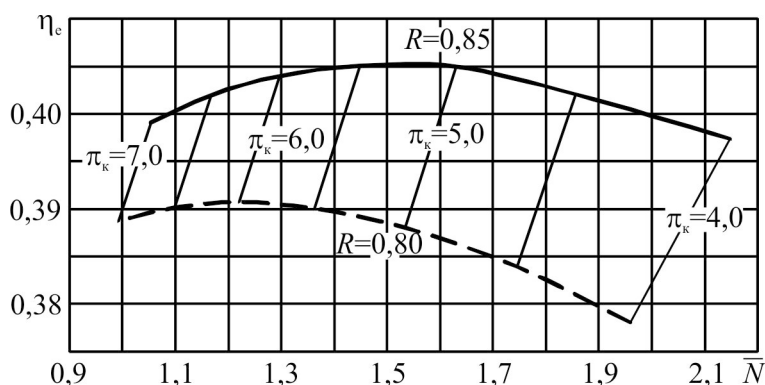


Рис. 4.20 Взаємозв'язок ККД ГТД та відносної теплової потужності регенератора

Таблиця 4.6 Характеристики регенеративного ГТД з ПТН

Параметри циклу	Значення
Ступінь регенерації, R	0,85
Кількість компресорів, n_k	1
Кількість турбін, n_t	2
Температура газів перед ТВД, T_3	1223 К
Міра підвищення тиску в циклі, π_k	4,8–5,0
Витрата повітря через компресор ГТД, G_k	~ 80 кг/с
Потужність ГТД, N_e	~ 16000 кВт
Ефективний ККД	~ 0,4

Отримані результати збігаються з рекомендаціями [29, 32]. Слід врахувати, що відповідно до даних [32] сумарна площа теплообмінника може бути зменшена ще на ~30 %, але це призведе до зміни коефіцієнтів відновлення повного тиску v в теплообмінниках газівідводу і компресора. В результаті ефективний ККД газотурбінної установки η в діапазоні значень $\beta = 0,2$ – $0,5$ зменшиться на 1–1,5 % (рис. 4.23).

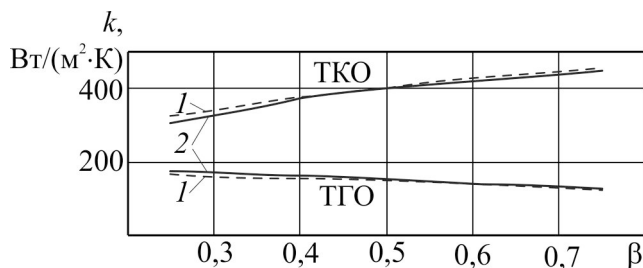


Рис. 4.21 Залежність коефіцієнтів теплопередачі секцій ТГВ і ТКО від β :

1, 2 – верхня та нижня секція відповідно

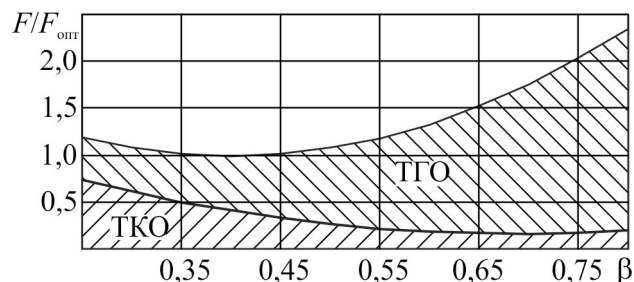
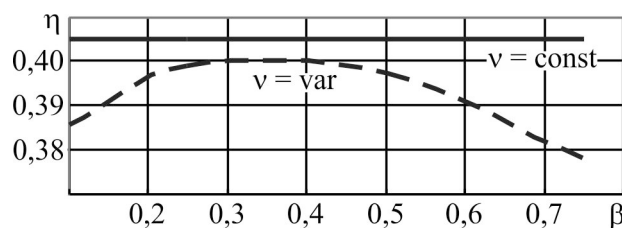


Рис. 4.22 Залежність відносних площин теплообмінників ТГВ і ТКО від відносного температурного напору ПТН

Рис. 4.23 Вплив коефіцієнтів відновлення повного тиску в ТГВ та ТКО на ефективність регенеративного ГТД



За результатами математичного моделювання для регенеративного ГТД ($R = 0,85$, $\pi_k = 5$) з проміжним теплоносієм відношення потужність/об'єм склало ~ 45 кВт/м³. Це відповідає характеристикам середньообертових дизельних двигунів такого ж діапазону потужності.

Для енергомодуля на базі регенеративного ГТД з підсистемою термохімічної обробки палива схема з проміжним теплоносієм дає можливість розмістити термохімічний реактор за межами газовипускного тракту ГТД та зменшити втрати повного тиску в елементах (рис. 4.24) [35].

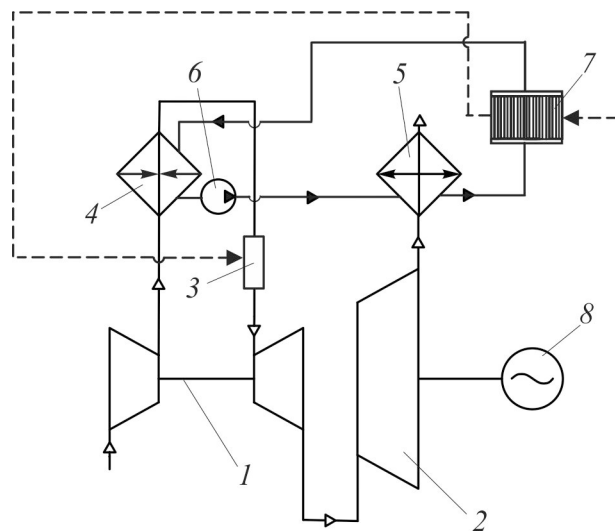


Рис. 4.24 Схема енергомодуля з контуром ПТН:

1 – силова турбіна; 2 – турбокомпресорний блок;
3 – камера згоряння; 4 – ТКО; 5 – циркуляційний насос ПТН; 6 – ТГВ; 7 – термохімічний реактор;
8 – генератор

Іншим перспективним варіантом є комплекс, що складається з газотурбінного двигуна з термохімічною обробкою палива та двигуна внутрішнього згоряння, який працює на продуктах конверсії [37, 38]. Використання в такому комплексі проміжного теплоносія дозволяє реалізувати принцип послідовного або паралельного відбору скидної теплоти.

Запропоновану концепцію реалізує енергокомплекс (рис. 4.25) на базі регенеративного газотурбінного двигуна з підсистемою термохімічної обробки палива та двигуна внутрішнього згоряння, що працює на продуктах конверсії базового палива.

Контур проміжного теплоносія (ПТН) пов'язує теплообмінники газовідводу ГТД (ТГВ ГТД) та ДВЗ (ТГВ ДВЗ) зі споживачами теплоти – теплообмінником компресора ГТД (ТКО) і термохімічним реактором (ТХР). Пара для парової конверсії базового палива виробляється в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) турбонаддувного агрегату (ТНА). Застосування в запропонованій схемі контуру ПТН дає можливість розмістити ТХР поза газовипускним трактом ГТД, зменшивши при цьому втрати повного тиску та забезпечивши задані значення коефіцієнтів відновлення повного тиску ТГВ та ТКО.

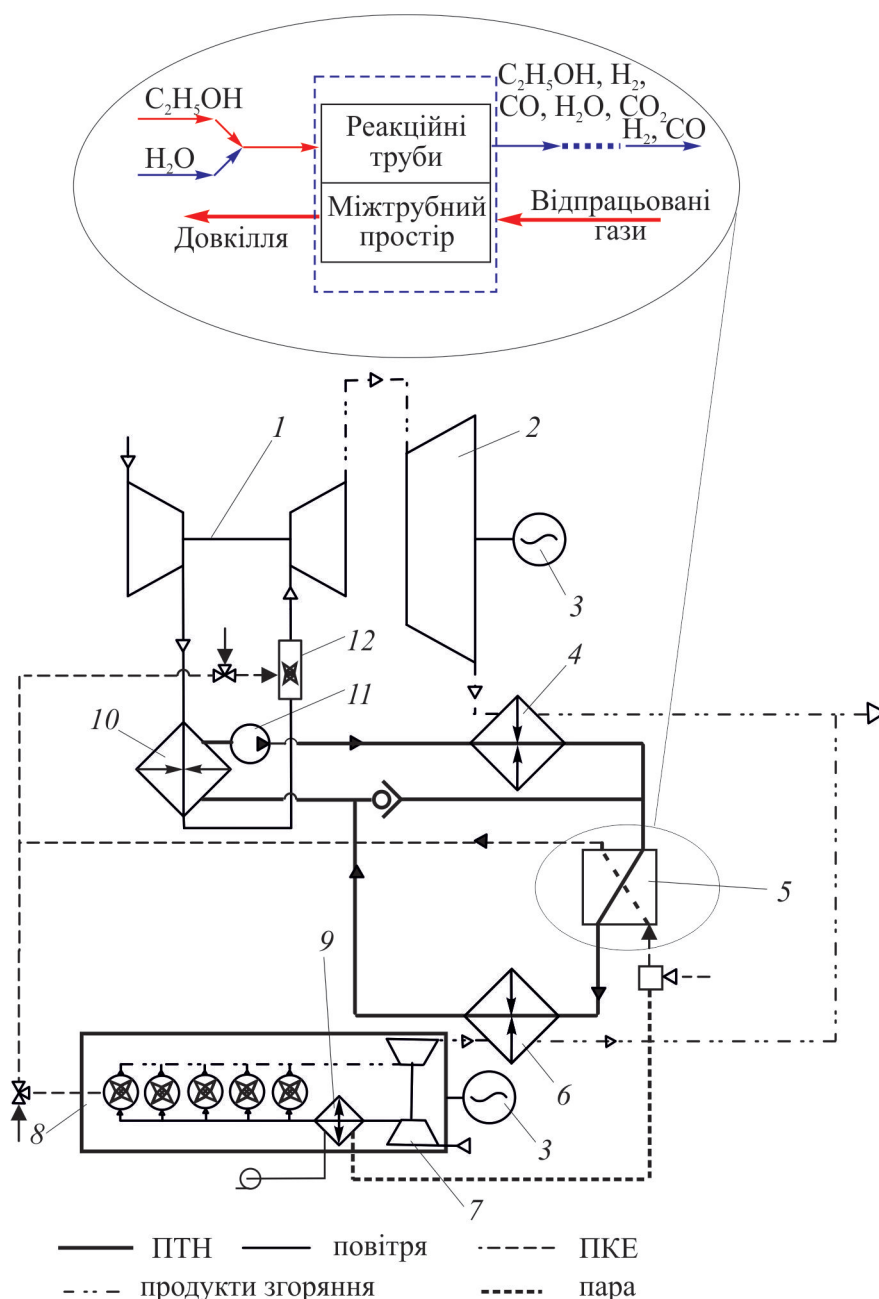


Рис. 4.25 Схема комбінованого енергомодуля на базі регенеративного ГТД з підсистемою термохімічної обробки палива та ДВЗ з контуром ПТН:

- 1 – турбокомпресорний блок;
- 2 – силова турбіна;
- 3 – генератор; 4 – ТГВ ГТД;
- 5 – ТХР; 6 – ТГВ ДВЗ; 7 – ТНА;
- 8 – ДВЗ; 9 – ОНВ; 10 – ТКО;
- 11 – циркуляційний насос ПТН;
- 12 – камера згоряння

Подальший розгляд процесів в енергоустановках з проміжним теплоносієм є перспективним, але виходить за рамки тематики даного дослідження.

4.2.2 Комбіновані дизель-газотурбінні енергетичні комплекси з підсистемами термохімічної обробки палива

Аналіз потенціалу вторинних енергоресурсів ГТД (п. 4.1) показує, що теплова потужність відпрацьованих газів перевищує потреби в тепловій потужності теплообмінних апаратів підсистеми термохімічної обробки палива. Таким чином, підсистема ТХО газотурбінного енергомодуля конфігурації DF/GTE/E може забезпечувати й термохімічну обробку палива дизельного двигуна іншого енергомодуля DF/D4S/E.

Розглянуто комбіновану дизель-газотурбінну установку конфігурації (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з термохімічною обробкою палива і регенерацією теплоти відпрацьованих газів ГТД. На рис. 4.26 приведена схема установки з використанням в якості базового палива етанолу [39].

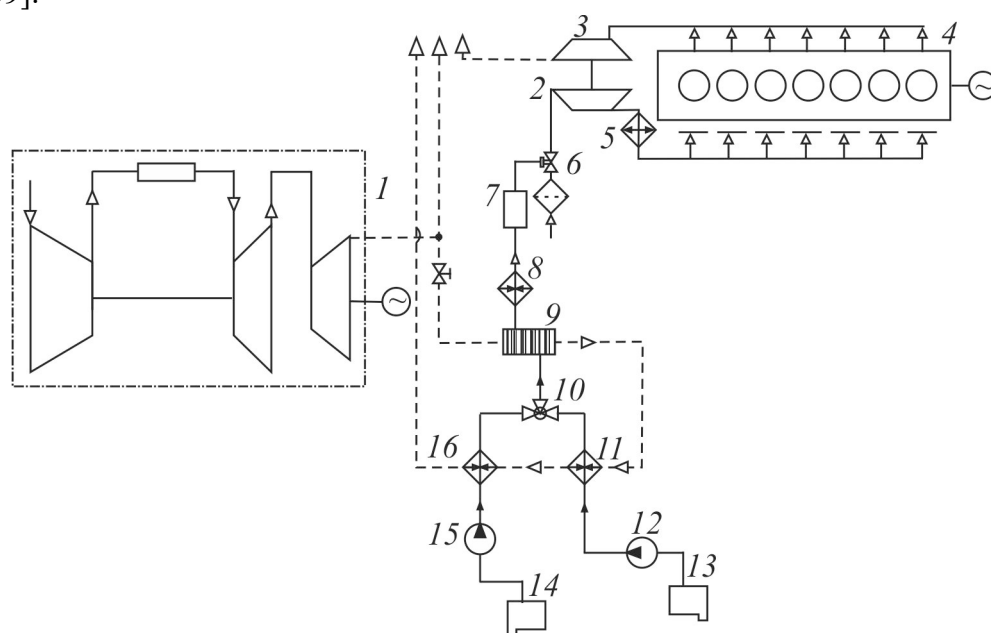


Рис. 4.26 Схема комбінованої дизель-газотурбінної установки конфігурації (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E):

1 – ГТД; 2 – компресор турбонагнітачу ДВЗ; 3 – турбіна турбонагнітачу ДВЗ; 4 – ДВЗ; 5 – охолоджувач наддувального повітря ДВЗ; 6 – електромагнітний клапан; 7 – нейтралізатор; 8 – охолоджувач синтез-газу; 9 – термохімічний реактор; 10 – змішувач; 11 – випарник води; 12 – насос подачі води; 13 – резервуар води; 14 – резервуар етанолу; 15 – насос подачі етанолу; 16 – випарник етанолу

Вода і етанол в необхідних пропорціях подаються насосами 12, 15 з резервуарів 13, 14 у випарники 11, 16. В випарниках під дією теплоти відпрацьованих газів ГТД 1 відбувається послідовно нагрів, випаровування та перегрів до температури початку реакції парової конверсії. Потоки пари, що утворюються при випаровуванні етанолу та води, змішуються в змішувачі 10 та надходять до реактора 9. Під дією теплоти відпрацьованих газів ГТД, які протікають в міжтрубному просторі реактора TCR, відбувається реакція конверсії з утворенням синтез-газу. Синтез-газ надходить в теплообмінник 8, в якому охолоджується до необхідної температури. Після охолоджувача синтез-газ надходить в нейтралізатор CO_2 7, звідки впроскується через електромагнітний клапан 6 на вхід у компресор ТНА 2 та далі разом з повітрям подається безпосередньо в циліндри ДВЗ 4.

На першому етапі проведено аналіз взаємозв'язків термодинамічних параметрів газотурбінного двигуна, показників системи термохімічної обробки палива та характеристик ДВЗ, який працює на продуктах конверсії вуглеводневого палива.

При проведенні розрахунків прийнято:

- теплота відхідних газів, яка необхідна для здійснення конверсії палива, визначається рівнянням (4.1);
- максимальна допустима температура ендотермічних реакцій конверсії етанолу визначається рівнянням (4.2).

Відносно низький тиск подачі газоподібного палива до СОД (0,5–0,6 МПа) дозволив використовувати залежності (2.17)–(2.21) для визначення діапазону ефективних параметрів підсистеми термохімічної обробки.

Розглядалися установки на базі газотурбінного двигуна UGT 2500 (див. табл. 4.5) та середньообертових двигунів Wartsila 18V32, 5L64, 18V46. Базові палива при моделюванні – етанол, бутан, пропан, етан. За критерій ефективності комбінованої установки обрана питома витрата базового палива C_N , кг/(кВт·год).

З отриманих залежностей (рис. 4.27) видно, що при температурі відпрацьованих газів, яка відповідає номінальному режиму роботи UGT 2500, можлива ефективна конверсія етанолу та бутану (зниження питомої витрати палива 20 та 18 % відповідно). Менш ефективна термохімічна регенерація теплоти відхідних газів ГТД при конверсії пропану і бутану (16 і 12 % відповідно) [3, 39].

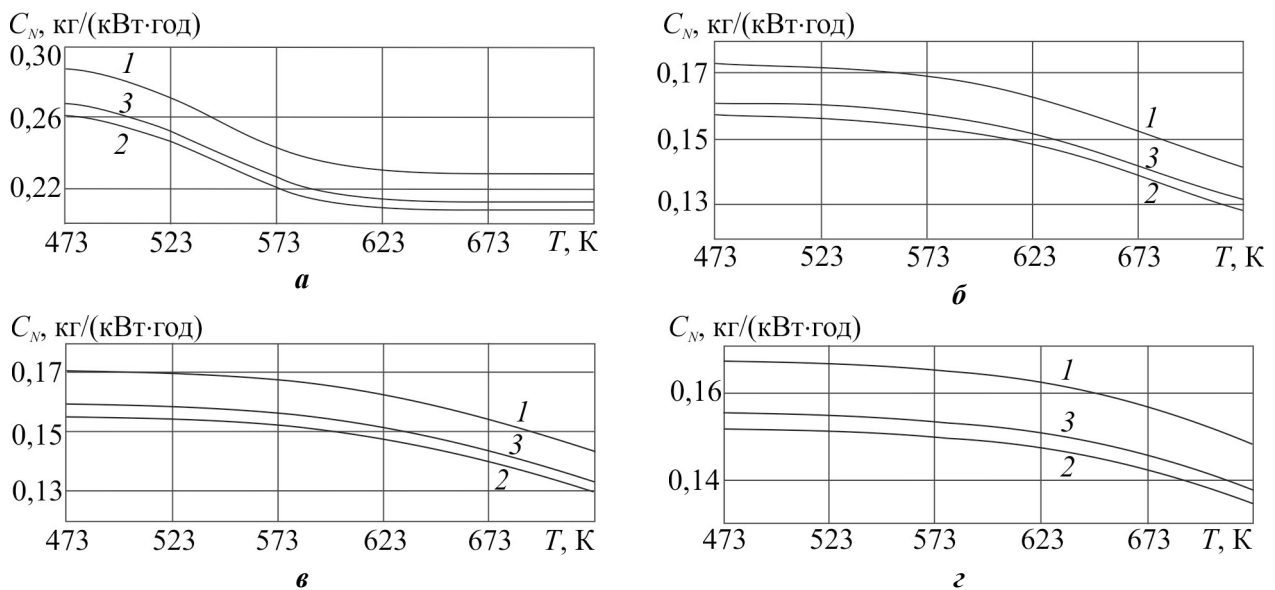


Рис.4.27 Питома витрата палива ДВЗ в залежності від температури відпрацьованих газів ГТД для базового палива:

а – етанол; *б* – бутан; *в* – пропан; *г* – етан; 1 – Wartsila 18V32; 2 – Wartsila 5L64; 3 – Wartsila 18V46

Розрахунки показують, що теплового потенціалу відпрацьованих газів UGT 2500 достатньо для отримання об'єму синтез-газу, що необхідний для роботи найбільш потужного ДВЗ – Wartsila 18V46. Зменшення питомої витрати палива для ДВЗ Wartsila 18V46 становить 20 % (для біоетанолу). Відношення потужностей дизельного та газотурбінного енергомодулів при цьому дорівнює $N_e^{DF/D4S} / N_e^{DF/GTE} \approx 6$.

Другий етап досліджень передбачав детальне моделювання процесів у комбінованій дизель-газотурбінній установці конфігурації (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з підсистемою термохімічної обробки палива для газозову LNG. Аналіз складу енергетичних комплексів таких суден проведено в гл. 1.

За базовий варіант обрана енергетична установка потужністю 40–50 МВт газозову LNG класу Q-тах місткістю 266 тис. м³. При моделюванні процесів випаровування вантажу застосовувалися методики та алгоритми, сформульовані в [40, 41].

Розглянуто характеристики комбінованої установки (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з TXO сумарною потужністю 45 МВт у складі ГТД Siemens SGT 400 (табл. 4.1) і трьох СОД Wartsila 5L64 потужністю $\sum N_e^{D4S} = 3 \times 10,7$ МВт (рис. 4.28).

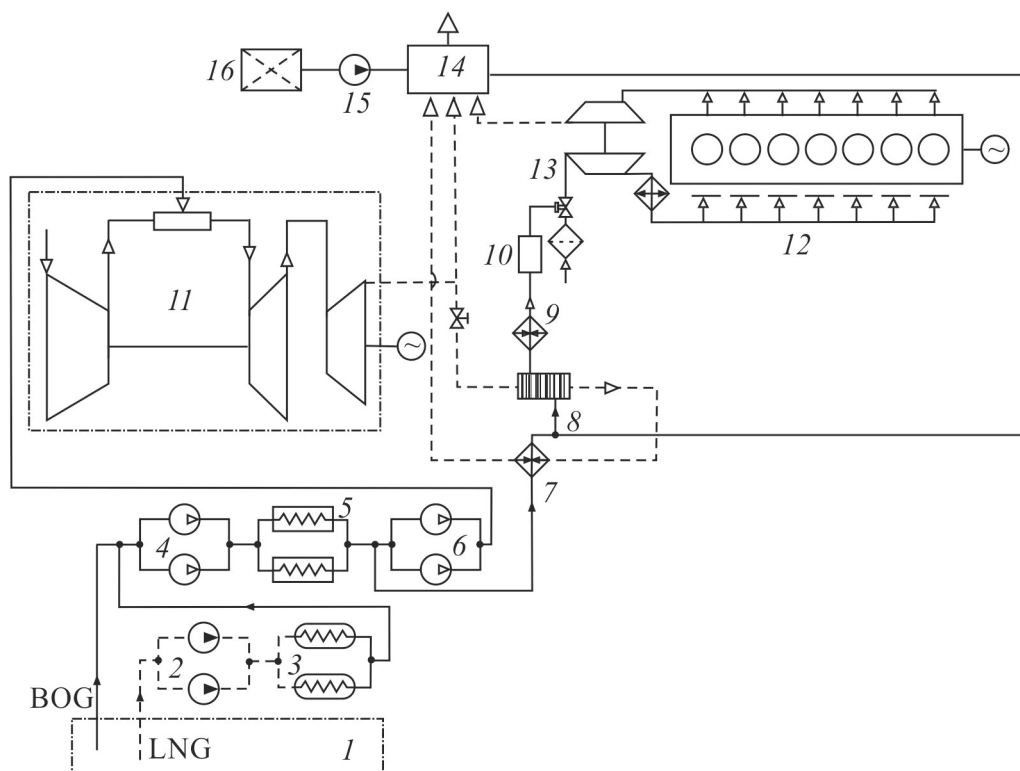


Рис. 4.28 Схема комбінованої установки (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з TXO судна-газовозу LNG:

1 – танк LNG; 2 – насоси LNG; 3 – випарники LNG; 4 – компресори низького тиску; 5 – підігрівачі; 6 – компресори високого тиску; 7 – утилізаційний підігрівач; 8 – термохімічний реактор; 9 – охолоджувач синтез-газу; 10 – нейтралізатор; 11 – ГТД; 12 – ДВЗ; 13 – турбоагнітчастю ДВЗ; 14 – утилізаційний парогенератор; 15 – насос подачі води; 16 – водяний танк

У зв'язку з різноманіттям і складністю процесів у такому енергокомплексі при моделюванні реалізовано модульний підхід (SM), коли рівняння для кожної групи блоків розв'язувалися за допомогою індивідуальних алгоритмів (див. п. 3.1). Процеси в ГТД, ДВЗ та підсистемі термохімічної обробки визначалися окремо з подальшим зрощуванням отриманих результатів та поєднанням моделей груп блоків зв'язками у вигляді матеріальних, енергетичних та теплових потоків для моделювання загальної схеми енергокомплексу [3, 4, 13, 42].

Математична модель газотурбінного двигуна створена за допомогою системи моделювання фізико-хімічних процесів Aspen Plus [25]. Розрахункова схема ГТД представлена на рис. 4.29. Модель враховує основні фізичні співвідношення: матеріальний і тепловий баланси; фазову рівновагу; процеси тепло- і масопередачі. В моделі враховано втрати повного тиску всіх елементів газоповітряного тракту, відбір повітря на охолодження лопаток турбіни та втрати повного тиску в елементах підсистеми термохімічної обробки палива.

Розрахункова схема комбінованого трисекційного термохімічного реактора показана на рис. 4.30. Базове паливо та вода попередньо підігріваються газами в теплообмінному апараті

Т1 до пароутворення, далі пара перегрівається в теплообміннику Т2. Налаштування теплообмінних апаратів Т1 та Т2 виконувалось відповідно до підходів, які сформовані в гл. 3 (див. закономірності (3.13)–(3.17)). Термохімічний реактор розглядається як рівноважний реактор, параметри якого визначаються умовами мінімізації вільної енергії Гіббса.

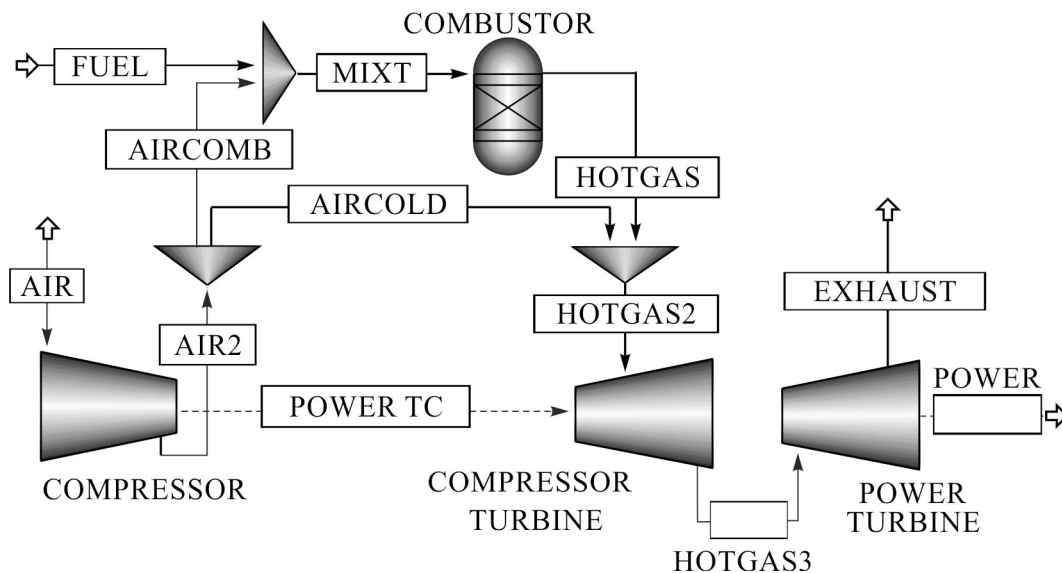


Рис. 4.29 Розрахункова схема газотурбінного двигуна (Aspen Plus)

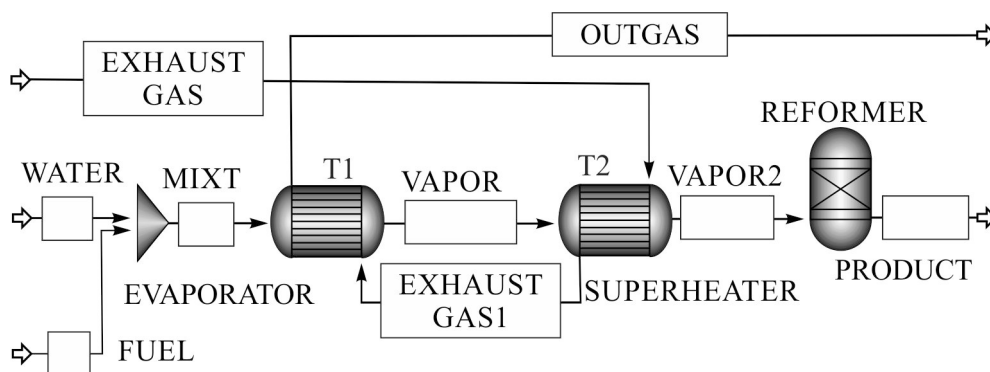


Рис. 4.30 Розрахункова схема термохімічного реактора (Aspen Plus)

Представлена на рис. 4.31 схема розрахункової моделі двигуна внутрішнього згоряння містить наступні структурно-функціональні складові: матеріальні потоки – паливо, повітря, гази; блоки – змішувачі потоків, пристрої зміни тиску, теплообмінні апарати, реактор. Турбіна використовується для моделювання процесів розширення в циліндрах; компресор – для моделювання процесів стиснення робочого тіла, процеси згоряння моделюються в спеціальному реакторі.

Верифікація моделі ДВЗ виконувалась за проектною документацією до двигуна, яка надана на офіційному сайті Wartsila¹.

Проаналізована енергоефективність енергетичної установки (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХО. В якості критерію ефективності використання енергії палива обрано ККД установки:

¹ [https://www.wartsila.com/search-results?indexCatalogue=global&searchQuery=Project+Guides.+Updates+ Published&wordsMode=0](https://www.wartsila.com/search-results?indexCatalogue=global&searchQuery=Project+Guides.+Updates+Published&wordsMode=0).

$$\eta = \frac{\sum N_e^{comb} - \sum N_{add}}{m_{\sum f} \cdot H_U^B}, \quad (4.14)$$

де $\sum N_e^{comb}$ – сумарна потужність комбінованої установки; $m_{\sum f}$ – сумарна секундна витрата палива двигунами установки; H_U^B – теплота згоряння базового палива; $\sum N_{add}$ – сумарні витрати потужності на привід насосів та іншого обладнання підсистеми ТХО;

$$\sum N_e^{comb} = i \cdot N_e^{GTE} + j \cdot N_e^{D4S}; \quad (4.15)$$

$$m_{\sum f} = m_{\sum fGTE} + m_{\sum fD4S}, \quad (4.16)$$

де i, j – кількість ГТД та ДВЗ, відповідно; N_e^{GTE} , N_e^{D4S} – потужність на вихідному валу кожного ГТД та ДВЗ, відповідно; $m_{\sum fGTE}$ та $m_{\sum fD4S}$ – секундна витрата палива ГТД та ДВЗ, відповідно.

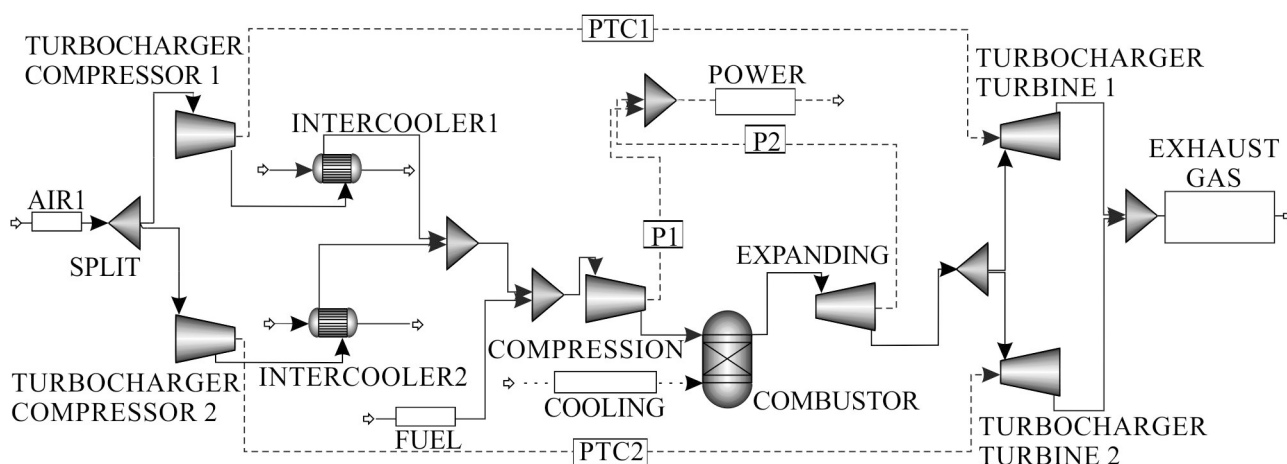


Рис. 4.31 Розрахункова схема ДВЗ (Aspen Plus)

Розглянуто три різних складів LNG¹ – Light, Medium та Heavy. Проаналізовано енерго-ефективність базової конфігурації (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) без ТХО та ефективність наступних схем з ТХО:

- варіант 1 – ГТД працює на базовому паливі, ДВЗ – на конвертованому синтез-газі;
- варіант 2 – ГТД та ДВЗ працюють на конвертованому синтез-газі.

Результати аналізу енергоефективності представлено в табл. 4.7. Більш ефективна робота установки на LNG типу Heavy пояснюється високим вмістом етану в газі. В діапазоні температур конверсії (500–530°C) приріст теплотворної здатності продуктів конверсії етану в три рази перевищує цей показник для метану².

Згідно з результатами моделювання випаровування вантажу, які підтверджуються даними [43], для вищевказаного газозвоза LNG типу Q-max в переході з повним завантаженням за добу випаровується до 180 т вантажу. Проведені розрахунки показують, що цього достатньо

¹ Склад LNG приймався відповідно до табл. 2.3 (гл. 2).

² Див. рис. 2.5 та рівняння (2.20), (2.21).

для забезпечення роботи комбінованої дизель-газотурбінної установки з ТХО сумарною потужністю 45 МВт.

Таблиця 4.7 Аналіз енергоефективності

Тип установки	Тип LNG		
	Light	Medium	Heavy
	КПД, %		
(DF/GTE/E)+(DF/D4S/E)	44,0		
(DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХО (варіант 1)	46,5	46,7	46,7
(DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХО (варіант 2)	48,2	48,5	48,9

Дослідження процесів в енергетичній установці (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХО показує, що при роботі двигунів на продуктах конверсії випару LNG ККД установки збільшується на 4–5 % і становить 48–49 %. Можливі також й альтернативні варіанти складу подібної енергетичної установки (рис. 4.32) [44].

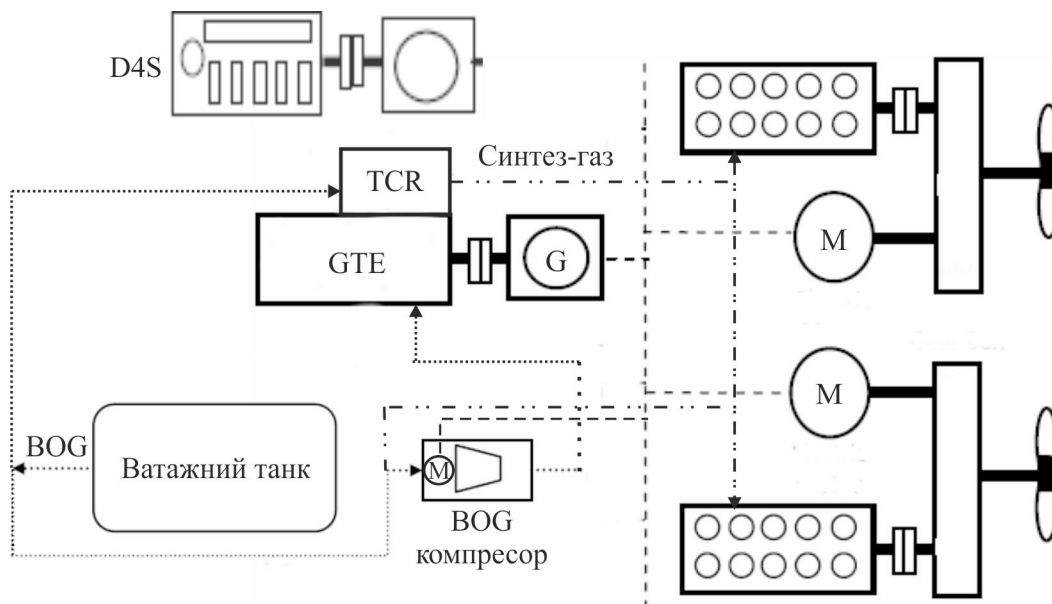


Рис. 4.32 Альтернативна схема комбінованої енергетичної установки (DF/GTE/E)+(DF/D4S/M) з ТХО для газозову LNG

Комбіновані дизель-газотурбінні енергокомплекси з термохімічною обробкою палива перспективні також на плавучих об'єктах інфраструктури офшорних нафтових родовищ, де можливо застосування попутного газу в якості палива [45,46].

Попутний газ характеризується широким компонентним складом та вмістом важких вуглеводнів (див. табл. 2.6). Це викликає обмеження на використання такого палива в ДВЗ (метанове число $MN > 46,8$; вміст метану $> 70 \%$; вміст водню $< 30 \%$)¹.

Проведено розрахунки метанового числа для попутних газів різного складу. Розрахунки проводилися за допомогою он-лайн калькулятора Wartsila, а також із використанням методів

¹ <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/gas-solutions/methane-number-calculator>.

Інституту газових досліджень (GRI) [47]. Результати розрахунків¹ MN і теплотворної здатності H_U представлено в табл. 4.8.

Таблиця 4.8 Результати визначення метанового числа і теплотворної здатності для попутного газу різного складу

Параметр	Попутний газ				
	T1	T2	T3	T4	T5
Wartsila он-лайн калькулятор WMN	<46,8	<46,8	<46,8	<46,8	<46,8
Методи GRI [7]:					
GRI LCR MN	27,5	47,3	42,6	21,5	26,1
GRI H/C MN	64,4	53,4	61,2	53,3	67,9
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	46,3	38,6	44,0	42,9	47,9

На рис. 4.33 представлено дві конструктивні схеми енергомодуля, перспективного до використання на плавучих об'єктах інфраструктури офшорних родовищ. Він складається з газотурбінного двигуна простого циклу та 2-х двопаливних СОД. Всі двигуни працюють на продуктах парової конверсії попутного газу. Теплота відпрацьованих газів ГТД утилізується в термохімічному реакторі та парогенераторі підсистеми термохімічної обробки палива.

В схемі з єдиним реактором (рис. 4.33, *а*) конверсія попутного газу проводиться за тиском, який відповідає тиску подачі паливного газу в ДВЗ (0,6 МПа). Такий помірний тиск процесу передбачає зміщення діапазону ефективної конверсії в область відносно низьких температур, які відповідають температурі відпрацьованих газів ГТД. Отриманий в реакторі синтез-газ направляється в дегідратор. Осушений синтез-газ має значно менший вміст негорючих компонентів, що істотно спрощує процеси сумішоутворення і згоряння. Надалі осушений синтез-газ розподіляється на два потоки. Перший потік прямує до ДВЗ, а другий – дотискається компресором до тиску подачі паливного газу в ГТД (1,5 МПа). Вода, отримана в процесі дегідrataції, повертається в цикл. Відзначимо, що недоліком схеми є те, що стосовно ГТД при дегідrataції синтез-газу має місце втрата теплового потенціалу парогазової суміші.

У другому варіанті (схема на рис. 4.33, *б*) передбачено два реактори – високого (1,5 МПа) та низького тиску (0,6 МПа). Парогазова суміш після реактора високого тиску має достатньо високу температуру і подається в камеру згоряння, як в циклі STIG. Синтез-газ після реактора низького тиску проходить процес дегідrataції й далі подається до ДВЗ.

Доцільний діапазон застосування розглянутих схем комплексно оцінено за ефективністю використання хімічної енергії попутного газу та ефективністю термохімічної конверсії вуглеводнів, що входять до його складу.

В якості критерію оцінки ефективності використання енергії палива обрано ККД установки, який розраховується згідно (4.14).

Потужність установки $\sum N_e^{comb}$ і теплота згоряння попутного газу H_U^B розглядаються як постійні величини. У цьому випадку критерій ефективності є функцією від секундної витрати палива m_f :

$$\eta = f(m_f). \quad (4.17)$$

¹ Компонентний склад попутного газу і джерела інформації надано в табл. 2.6.

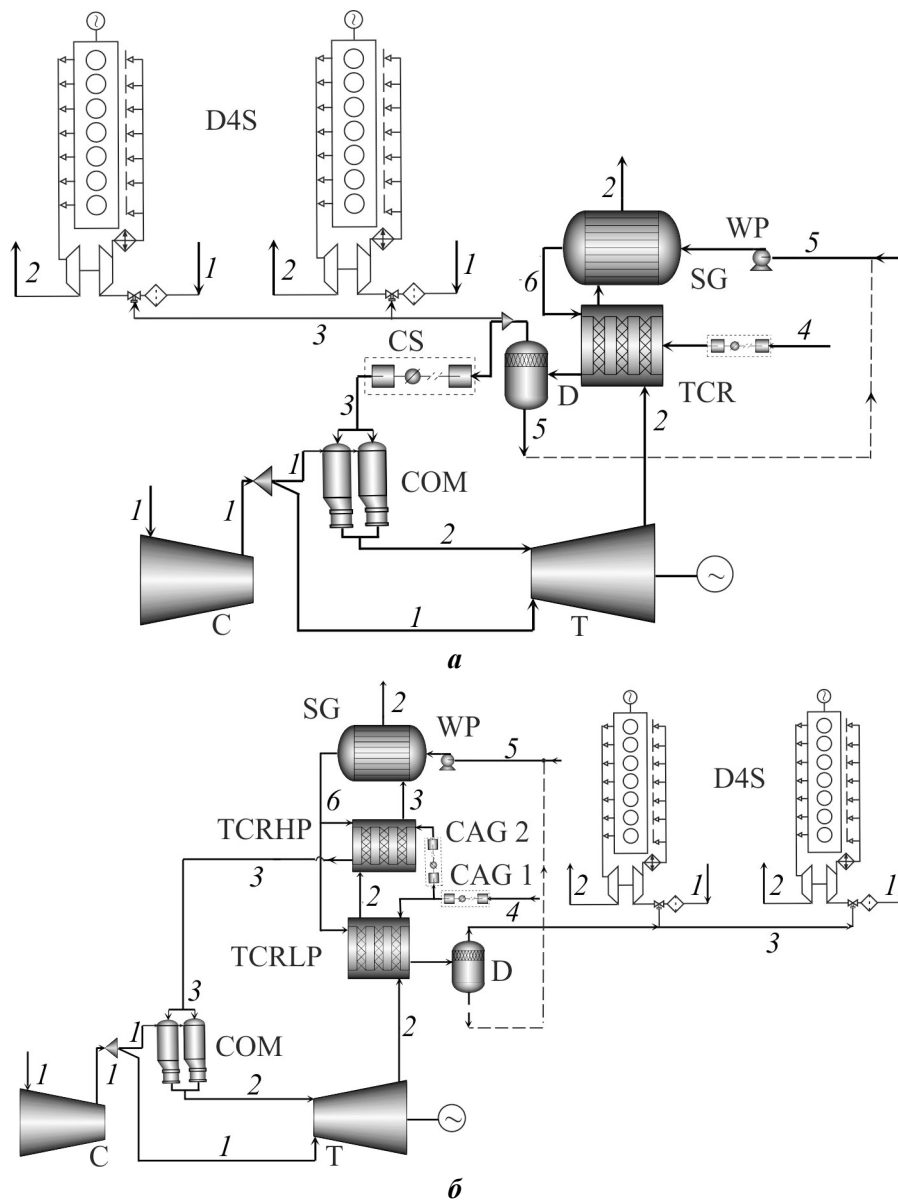


Рис. 4.33 Розрахункові схеми комбінованого дизель-газотурбінного енергокомплексу з одним блоком реактора (а) та з двоконтурним реактором (б):

1 – повітря; 2 – газ; 3 – синтез-газ; 4 – попутний газ; 5 – вода (пара); С – компресор; CAG – живильний компресор газу; COM – камера згоряння; CS – компресор синтез-газу; D – дегідратор; SG – парогенератор; Т – газова турбіна; TCR, TCRLP, TCRHP – термохімічні реактори; WP – водний насос

В якості критеріїв оцінки ефективності термохімічної конверсії вуглеводнів, які містяться в попутному газі, прийнято два параметри:

- ступінь конверсії (2.24) відповідного вуглеводню (етан, пропан, бутан, пентан);
- метанове число дегідрованого синтез-газу, яке визначено параметрами WMN та GRI LCR MN.

Для знаходження WMN використано он-лайн калькулятор метанового числа Wartsila.

Для обчислення GRI LCR MN розглянута залежність [47]:

$$\begin{aligned} \text{GRI LCR MN} = & 1,445 \cdot (137,78 \cdot x_1 + 29,948 \cdot x_2 - 18,193 \cdot x_3 - \\ & - 167,062 \cdot x_4 + 181,233 \cdot x_5 + 26,994 \cdot x_6) - 103,42, \end{aligned} \quad (4.18)$$

де x – мольна частка відповідного компоненту: $\text{CH}_4 = x_1$; $\text{C}_2\text{H}_4 = x_2$; $\text{C}_3\text{H}_8 = x_3$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = x_4$; $\text{CO}_2 = x_5$; $\text{N}_2 = x_6$.

В основу математичної моделі газотурбінного двигуна покладено залежності його укрупненого розрахунку з урахуванням втрат повного тиску. Модель камери згоряння заснована на комбінованій хімічній та фазовій рівновазі. Визначення компонентного складу продуктів парової конверсії відбувається за рахунок мінімізації вільної енергії Гіббса. Витрати теплоти відхідних газів, необхідні для здійснення конверсії палива, визначено через рівняння теплового балансу термохімічного реактора (4.1).

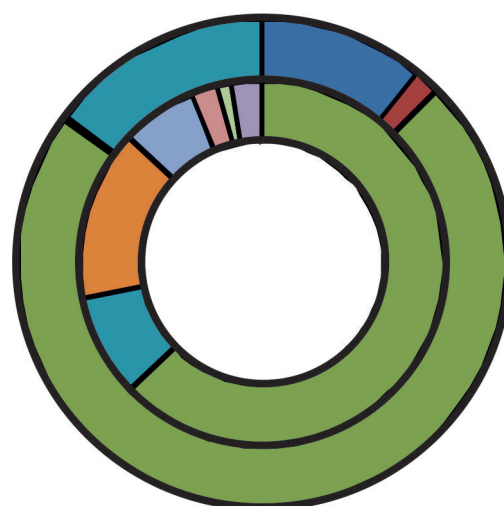
Моделювання процесів у ГТД проводилося для параметрів базового ГТД при наступних обмеженнях:

- фіксована потужність ГТД (2,7 МВт);
- фіксована температура газу перед турбіною ($T_3 = 1223 \text{ K}$);
- параметри навколишнього середовища згідно ISO 3046-1: 2002.

Стосовно до ДВЗ Wartsila 6L50DF при фіксованих потужності 5,7 МВт і питомій витраті палива 7,41 МДж/(кВт·год) на режимі 100 % навантаження визначалася зміна секундної витрати палива в перерахунку на теплотворну здатність попутного газу (див. табл. 4.8), що подається в установку.

Виявлено, що схема рис. 4.33, *a* має низькі показники ефективності. Витрати енергії на стиснення осушеного синтез-газу до тиску подачі в ГТД перевищують підвищення ККД за рахунок парової конверсії попутного газу. В результаті ефективність схеми рис. 4.33, *a* навіть нижче, ніж у базовому варіанті без ТХО. Аналіз складу продуктів термохімічної конверсії показав повне перетворення вуглеводнів (рис. 4.34).

Результати моделювання процесів в установці за схемою рис. 4.33, *b* доказали її ефективність. За рахунок парової конверсії попутного газу та використання потенціалу парогазової суміші масова витрата попутного газу, що використовується в якості палива ГТД, знизилась на 19–20 % (рис. 4.35). Це обумовлює зростання ККД газотурбінного блоку на 6,8 %.



■ H_2 ■ H_2O ■ C_2H_4 ■ CO ■ CO_2 ■ C_2H_6
■ C_3H_8 ■ н-бутан ■ н-пентан ■ H_2S

Рис. 4.34 Хімічний склад (мольні частки) базового попутного газу (внутрішнє кільце) та синтез-газу (зовнішнє кільце)

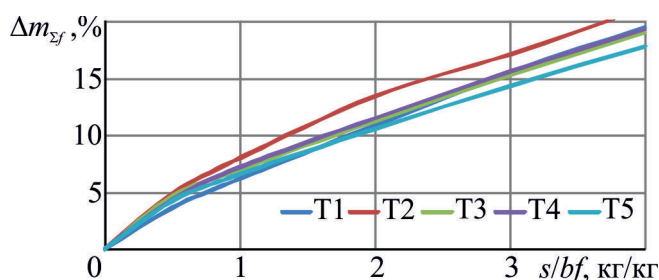


Рис. 4.35 Зменшення масової витрати паливного газу різного складу залежно від співвідношення пара / газ (масові долі)

За рахунок термохімічної обробки палива загальний ККД установки підвищився на 3 % в порівнянні з базовим варіантом та склав 45,6 %. Ця величина порівняна із заявленими в Wartsila GasReformer показниками (див. п. 1.3).

Визначено склад синтез-газів, отриманих в результаті конверсії різних попутних газів (табл. 4.9).

Таблиця 4.9 Параметри синтез-газів, які застосовуються в ДВЗ

Параметр	Попутний газ				
	T1	T2	T3	T4	T5
Хімічний склад синтез-газу, який застосовується в якості палива для ДВЗ, (% , мол.)					
Водень (H ₂)	12,7	10,7	11,7	11,4	12,9
Водяна пара (H ₂ O)	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7
Метан (CH ₄)	74,0	71,3	73,4	73,7	74,6
Оксид вуглецю (CO)	0,2	0,2	0,1	0,2	0,1
Діоксид вуглецю (CO ₂)	10,6	14,6	10,3	10,4	10,7
Азот (N ₂)	0,8	1,5	2,8	2,6	—
Wartsila он-лайн калькулятор WMN	78	82	77	78	87
GRI LCR, рівняння (4.18)	78	84	76,7	77,6	79,3
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	35,7	28,1	30,5	34,7	36,2

Аналіз ефективності термохімічної обробки попутного газу різного складу показав, що отримані параметри відповідають вимогам Wartsila щодо кількості метану та хімічного складу паливного газу.

За результатами моделювання визначено основні параметри модуля підсистеми термохімічної обробки попутного газу з окремими термохімічними реакторами високого та низького тиску (табл. 4.10).

Таблиця 4.10 Проектна специфікація блоку термохімічної обробки попутного газу з окремими термохімічними реакторами високого та низького тиску для енергетичного модуля потужністю 14,1 МВт

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
Тиск:		
реактор високого тиску	МПа	1,4
реактор низького тиску		0,6
Температура синтез-газу:		
реактор високого тиску – вхід/вихід	К	714/680
реактор низького тиску – вхід/вихід		675/660
Питома масова витрата на 1 МВт корисної потужності:		
живильного газу	кг/(МВт-год)	165–170
сумарна потреба пари:		300–350
з рециркуляційною котловою водою		120–140
з живильною водою		180–210
Витрати електроенергії на компресори та насоси	кВт	25–30

Таким чином, для виявлення умов ефективного застосування термохімічних технологій в судновій енергетиці запропоновано: новітні установки на базі ГТД простого і регенеративного циклів, у тому числі з проміжним теплоносієм, а також перспективні комбіновані дизель-газотурбінні установки.

Запропоновані енергокомплекси з термохімічною утилізацією можна рекомендувати до застосування на суднах-газовозах, поромах, круїзних лайнерах, судах Ro-Rax, морських бутових платформах та інших плавучих об'єктах нафтогазовидобутку.

З використанням розробленої математичної моделі проаналізовано ефективність модернізації енергетичної установки одного з найбільш сучасних та інноваційних проектів – газозову LNG «Christophe de Margerie» льодового класу Arc7.

Враховане те, що згідно з резолюціями International Maritime Organization (IMO) для кожного нового судна валовою місткістю 400 і більше тонн обчислюється конструктивний індекс EEDI (2.2). Нормативні вимоги до емісії CO₂ вводяться поетапно в період з 2013 по 2025 рр. та посилюються на кожному етапі¹ [48].

Базова установка конфігурації DF/D4S/E сумарною потужністю 64,35 МВт складається з шести ДВЗ фірми Wartsila: 12V50DF×4 + 9L50DF×2. Вихідна потужність двигунів 12V50DF – 11,7 МВт і 9L50DF – 8,775 МВт. Проведені розрахунки показали, що при використанні нафтових палив показник EEDI дорівнює 12,89 г/(т·миль), а при використанні випару вантажу EEDI = 10,4 г/(т·миль).

Запропонована альтернативна установка (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з ТХО сумарною потужністю 65,55 МВт складається з ГТД Siemens SGT 400 потужністю 12,9 МВт та п'яти ДВЗ фірми Wartsila: 12V50DF×3 + 9L50DF×2.

Розрахунки за розробленою математичною моделлю показують, що незважаючи на застосування в установці ГТД зі значно меншим, ніж в ДВЗ, ККД загальна ефективність установки практично не змінилась і становить ≈ 49 % (на фланцях двигунів). Це пояснюється тим, що застосування термохімічної обробки палива дозволяє знизити питомі витрати палива в двигунах на 7 %. Так, питома витрата палива C_N для ДВЗ складає 0,137 кг/(кВт·год), а для ГТД – 0,189 кг/(кВт·год). Слід відзначити, що з урахуванням досить низьких температур в арктичному регіоні для всіх варіантів використання ГТД слід очікувати більш високих значень його ККД.

Незважаючи на те, що годинна витрата палива для базової та запропонованої установки практично однакова та становить 9,5 т/год, застосування ТХО дозволяє істотно поліпшити індекс EEDI за рахунок зменшення вмісту вуглецю в паливі. Згідно з проведеними розрахунками для запропонованої установки величина EEDI складає 6,18 г/(т·миль).

Порівняння розрахункових індексів EEDI для різних схем установок приведено на рис. 4.36.

Аналіз отриманих результатів показує, що навіть більш ефективний випадок роботи базової енергетичної установки на випару вантажу (BOG) не забезпечує енергетичну ефективність судна, яка відповідає вимогам Етапу 1 [1] (для новітніх суден, побудованих після 2017 р.). У той же час використання запропонованої установки з ТХО забезпечує енергетичну ефективність LNG-газовоза навіть на рівні найжорсткіших вимог Етапу 3 щодо викидів діоксиду вуглецю.

Необхідно враховувати, що отриманий в результаті конверсії синтез-газ має високий вміст водню та негорючих (баластних) компонентів, що може викликати певні проблеми з організацією ефективного робочого процесу в камері згоряння ГТД. Згідно з результатами

¹ Етап 0 (01.01.2013 – 31.12.2014); Етап 1 (01.01.2015 – 31.12.2019); Етап 2 (01.01.2020 – 31.12.2024); Етап 3 (з 01.01.2025).

моделювання, продукти конверсії містять більше 50 % водню, 30–40 % водяної пари і 10–20 % CO₂ (за об'ємом).

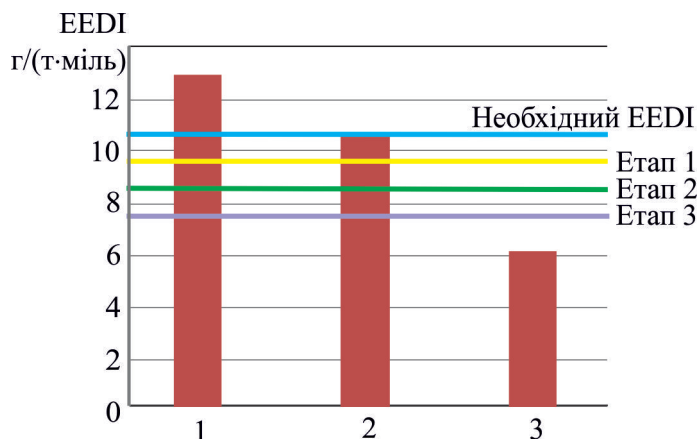


Рис. 4.36 Зіставлення розрахункових значень індексу EEDI для різних варіантів енергетичної установки LNG-газовозу «Christophe de Margerie»:

- 1 – конструктивна схема DF/D4S/E, паливо HFO;
- 2 – конструктивна схема DF/D4S/E, паливо BOG;
- 3 – конструктивна схема (DF/GTE/E)+(DF/D4S/E) з TXO, паливо BOG

Дослідження процесів в камерах згоряння суднових газотурбінних модулів при роботі на продуктах термохімічної обробки палива детально розглянуто в гл. 5.

Висновки

1. Доведена ефективність використання на високотехнологічних суднах та плавучих об'єктах нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою базового палива та утилізацією теплоти відпрацьованих газів ГТД.
2. Встановлено, що застосування в складі енергетичних установок високотехнологічних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою палива дозволяє на 20–30 % знизити питомі витрати палива у порівнянні з традиційними схемами.
3. Доведено, що застосування в енергетичних модулях високотехнологічних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку термохімічних технологій дозволяє поліпшити індекс енергетичної ефективності суден EEDI на 35–40 % та забезпечити перспективні вимоги до енергетичних установок.
4. Визначено, що застосування проміжного теплоносія в приводному регенеративному ГТД енергетичної системи високотехнологічного судна збільшує його енергонасиченість до 5–9 разів (за об'ємом) у порівнянні з традиційними установками.
5. Доведено, що застосування запропонованих термохімічних технологій більш ніж в 1,5 рази зменшує викиди діоксиду вуглецю при експлуатації суднової енергетичної установки високотехнологічного судна або плавучого об'єкту нафтогазовидобутку.

Література

1. IMO (2014). Guidelines on the method of calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships. MEPC.245(66). MEPC 66/21/Add.1 p: 1. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/>

Documents/Air%20pollution/MEPC.308%2873%29.pdf.

2. Poran, A., Tartakovsky, L. (2015). Energy efficiency of a direct injection internal combustion engine with high-pressure methanol steam reforming. *Energy*, Vol. 88, pp. 506–514.
3. Cherednichenko, O., Serbin, S. (2018). Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion

System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, Vol. 17, Issue 1, pp 122–130.

4. Cherednichenko, O. (2015). Analysis of efficiency of diesel-gas turbine power plant with thermo-chemical heat recovery. *MOTROL*, Vol.17, № 2, pp. 25–28.

5. Matveev I, Serbin S. (2012). Investigation of a reverse-vortex plasma assisted combustion system. *Proc. of the ASME 2012 Heat Transfer Summer Conf.*, Puerto Rico, USA, HT2012-58037, pp. 133–140, 2012.

6. Serbin S. (2006). Features of liquid-fuel plasma-chemical gasification for diesel engines. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, 2006, vol. 34, no. 6, pp. 2488–2496.

7. Serbin, S.I., Matveev, I.B., Goncharova, N.A.(2014). Plasma Assisted Reforming of Natural Gas for GTL. Part I. *IEEE Trans. Plasma Sci.*, Vol. 42, no. 12, pp. 3896–3900.

8. Cherednichenko, O., Tkach, M. (2017). Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal-Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers. *Trudy NTU "KhPI" - Bulletin of NTU "KhPI"*, Vol. 10(1232), pp. 85–91. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12.

9. Чередниченко, А.К., Ощип, О.В. (2013). Показатели газотурбинной установки с термохимической регенерацией тепла. *MOTROL*, Vol. 15, № 2, p. 165–170.

10. Чередниченко, А.К., Ткач, М.Р. (2009). Эффективность газотурбинной установки с термодинамической и термохимической регенерацией тепла отходящих газов. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7 (64), с. 19–22.

11. Чередниченко, А.К., Ткач, М.Р. (2011). К выбору параметров промежуточного теплоносителя регенеративного газотурбинного двигателя. *Вестник двигателестроения*, № 2, с. 101–105.

12. Cherednichenko, O., Serbin, S. (2019). Application of thermo-chemical technologies for converging of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *POLISH MARITIME RESEARCH*, Vol. 26; No 3 (103), pp. 181–187.

13. Чередниченко, А.К. (2016). Моделирование энергокомплексов с термохимической регенерацией тепла для судов газозовозов. *Вестник двигателестроения*, № 2, с. 36–41. doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.09.

14. Cherednichenko, O., Tkach, M., Timoshevskiy, B., Havrysh, V., Dotsenko, S. (2019). Improving the Efficiency of a Gas-Fueled

Ship Power Plant by Using a Waste Heat Recovery Metal-Hydride System. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, No 59 (131), pp. 9–15.

15. Cherednichenko, O., Tkach, M., Dotsenko, S. (2019). The Usage of a Waste Heat Recovery Metal-Hydride Unit of Continuous Operation in the Maritime Energy. *2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*, Kremenchuk, Ukraine, pp. 510–513.

16. Кучеренко, О.С., Пожидаева, Е.Н. (2012). Оценка эффективности применения термохимической регенерации в ГТУ. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7 (94), с. 76–80.

17. Pan, F., Zheng, H., Luo, P., & Yang, R.L. (2015). Configuration Discussions of the Chemically Recuperated Gas Turbine Powering a Ship. *Proceedings of the International Conference on Advances in Mechanical Engineering and Industrial Informatics*.

18. Kalinichenko, A., Havrysh, V., Hruban, V. (2018). Heat Recovery Systems for Agricultural Vehicles: Utilization Ways and Their Efficiency. *Agriculture*, 2018. № 8(12), 199; P. 1–18. DOI: 10.3390/agriculture8120199.

19. Meherwan, P., Boyce. (2006). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Elsevier Inc., 936 p.

20. Романов, В.В. и др. (2009). Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, No 4 (40), с. 16–19.

21. Романовський, Г.Ф., Ващенко, М.В., Сербин, С.І. (2003). *Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів*. Миколаїв: УДМТУ, 2003, 304 с.

22. *Gas Turbine World*. (2010). Handbook, Vol. 24, p. 208.

23. Matveev, I.; Waschilenko, N.; Serbin, S.; Goncharova, N. (2013). Integrated Plasma Coal Gasification Power Plant. *IEEE Transactions on Plasma Science*, vol. 41, No. 12, pp. 3195–3200. doi: 10.1109/TPS.2013.2289908.

24. *ANSYS Chemkin Theory Manual 17.0*. (2015). Reaction Design: San Diego. Available at: https://www.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf.

25. Gagliano, A., Nocera, F., Bruno, M., Cardillo, G. (2017). Development of an equilibrium-based model of gasification of biomass by Aspen Plus. *Energy Procedia* 111, Vol. 10, pp. 1010–1019.

26. Романовський, Г.Ф., Сербін, С.І., Патлайчук, В.М. (2005). *Сучасні газотурбінні аг-*

регати: навч. посібник. У 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв: НУК, 344 с.

27. Чередниченко, А.К. (2019). Применение термохимической утилизации в энергетических установках высокотехнологичных судов. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7, с. 58–64.

28. Тихонов, А.М. (1977). *Регенерация тепла в авиационных ГТД*. М.: Машиностроение, 108 с.

29. Кейс, В. М., Лондон, А. Л. (1962). *Компактные теплообменники: пер. с англ.* М.: Госэнергоиздат, 158 с.

30. Karl-Uwe Schneider (1992). U. S. Patent No 5287695, F02B/43 Power plant system. RWE Energie Aktiengesellschaft.—appl. № 979521; Nov 23, data of patent Feb 22, 1994.

31. Тимошевський, Б. Г., Ткач, М. Р., Чередніченко, О. К. (2011). Патент України 93458. Київ: Державне патентне відомство України. МПК 6 F02C 6/20 Газотурбінна установка; заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – № а200912664; заявл. 07.12.2009; опубл. 10.02.2011, бюл. № 3.

32. Грязнов, Н.Д. (1985). *Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок*. М.: Машиностроение, 360 с.

33. Чередниченко, А.К., Ткач, М.Р., Ващенко, Н.В. (2010). Повышение эффективности мобильных газотурбинных установок сложных циклов применением промежуточного теплоносителя. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 7(74), С. 41–44.

34. Чередниченко, А.К., Ткач, М.Р. (2011). К выбору параметров промежуточного теплоносителя регенеративного газотурбинного цикла. *Вестник двигателестроения*, № 2, С. 101–105.

35. Чередниченко, А.К. (2011). Энергетические и массогабаритные показатели газотурбинных установок с промежуточным жидкометаллическим теплоносителем. *Збірник наукових праць НУК*, №5, с. 76–83.

36. *Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции* (2004). Николаев: НПКГ «Зоря»–«Машпроект», 20 с.

37. Ткач, М.Р., Чередниченко, А.К., Тимошевський, Б.Г., Ващенко, Н.В. (2011). Газотурбинные установки сложных циклов с промежуточным теплоносителем. *Газотурбинные технологии*, №10 (101), с. 38–40.

38. Ткач, М.Р., Чередниченко, А.К., Тимошевський, Б.Г., Ващенко, Н.В. (2012).

Анализ влияния параметров промежуточного теплоносителя на характеристики регенеративного ГТД. *Газотурбинные технологии*, №1 (102), с. 34–36.

39. Чередниченко, А.К. (2014). Оценка эффективности термохимической регенерации тепла в дизель-газотурбинной энергетической установке. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*, №2(11), с. 89–96.

40. Dimopoulos, G. G., Christos, A., Frangopoulos, A. (2008). Thermoeconomic Simulation of Marine Energy Systems for a Liquefied Natural Gas Carrier. *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 11, No. 4, pp. 195–201.

41. Dimopoulos, G., Christos, A., Frangopoulos, A. (2008). Dynamic Model for Liquefied Natural Gas Evaporation During Marine Transportation", *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 11, No. 3, pp. 123–131.

42. Чередниченко, А.К. (2015). Исследование эффективности дизель-газотурбинной энергетической установки с термохимической регенерацией тепла. *MOTROL*, Vol. 17, №2, p. 25–28.

43. Cwilewicz, R., Górski, Z. (2011). Proposal of ecological propulsion plant for LNG carriers supplying liquefied natural gas to Świnoujście terminal. *Journal of Polish Cimac, Energetic aspects*, Vol. 6, No. 1, pp. 25–31.

44. Чередниченко, А.К. (2017). Повышение эффективности энергетических установок судов-газовозов применением термохимических технологий. *Двигатели внутреннего сгорания*, № 1, с. 46–51.

45. Cherednichenko O., Serbin, S., Dzida, M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for converging of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *POLISH MARITIME RESEARCH*, No 3 (103), Vol. 26; pp. 181–187.

46. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M. (2019). Investigation of the combustion processes in the gas turbine module of an FPSO operating on associated gas conversion products. *POLISH MARITIME RESEARCH*, 4 (104), Vol. 26; pp. 149–156.

47. ISO/TR 22302:2014 (2014): Natural gas. Calculation of methane number.

48. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. (2016). Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/IMO-Train-the-Trainer-Course.aspx>

Глава 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ МОДУЛІВ ПРИ РОБОТІ НА ПРОДУКТАХ ТЕРМОХІМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА

5.1 Розробка математичної моделі газотурбінної камери згоряння, що працює на продуктах термохімічної конверсії

5.1.1 Обґрунтування вибору моделі турбулентності газових потоків

Імітаційні розрахунки робочих процесів у камерах згоряння ГТД, що працюють на продуктах термохімічної конверсії, проводяться з метою виявлення особливостей аеродинамічної структури реагуючих потоків в умовах турбулентної взаємодії, а також вибору раціональних геометричних параметрів пристроїв, що забезпечують необхідні екологічні параметри.

Використання методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) дозволяє проводити різноманітні розрахунки і надавати необхідну інформацію про структуру потоків в неізотермічних умовах, про розподіл концентрацій основних компонентів за перерізами камери згоряння з урахуванням складності конструктивних схем пристроїв.

При розробці моделей газотурбінної камери згоряння, що працює на продуктах термохімічної конверсії, обрані й обґрунтовані відповідні моделі турбулентності, а також модель змішування реагентів.

Ці математичні моделі приймають форму систем диференціальних і алгебраїчних рівнянь, розв'язання яких у найважливіших аспектах повністю узгоджується з характеристиками елементів пристрою, що моделюється, або процесу. Модель можна розглядати як ідеалізований опис фактично існуючих залежностей між конструктивними і робочими характеристиками хімічно реагуючої системи, з одного боку, і фундаментальними законами фізики і хімії – з іншого. Дослідження процесів хімічного реагування на рівні математичного моделювання є, таким чином, проміжною ланкою між дослідженнями, проведеними на рівнях інженерної практики і фундаментальної науки.

Розроблена модель хімічно реагуючих потоків заснована на розв'язанні систем рівнянь, що описують конвективний та дифузійний переноси для кожного з компонентів реагуючої суміші.

Через складність фізико-хімічних процесів при побудові математичної моделі були зроблені певні допущення, які спрощують процедуру числового розв'язання:

- потік в системі являє собою багатоконпонентну хімічно реагуючу суміш термодинамічно ідеальних газів, що входять до складу палива, окиснювача і продуктів згоряння;

- течія газу тривимірна, турбулентна, усталена в часі і дозвукова;
- об'ємною в'язкістю, в'язким нагрівом, променистим теплообміном і теплообміном через стінки нехтуємо.

Запропонована математична модель заснована на рівняннях нерозривності (5.1), збереження кількості руху (5.2), збереження енергії (5.3), переносу хімічних компонентів суміші (5.4) [1–4].

Рівняння збереження маси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m. \quad (5.1)$$

Рівняння збереження кількості руху і енергії:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_{st}) + \rho \vec{g} + \vec{F}; \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + S_h. \quad (5.3)$$

Рівняння збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i, \quad (5.4)$$

де ρ – масова густина потоку; $\vec{v}$ – вектор локальної швидкості потоку; S_m – джерельний член, який визначає масу, що привноситься в потік будь-яким способом; p – статичний тиск; $\rho \vec{g}$ – гравітаційна сила; $\vec{F}$ – зовнішні сили; E – внутрішня енергія; Y_i – масова концентрація хімічного компонента i ; S_h – джерельний член, що описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій; S_i – рівень додаткового утворення i -го компонента з дисперсної фази або інших джерел; $\vec{J}_i$ – масова дифузія i -го компонента; R_i – рівень утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції.

Замикання системи диференціальних рівнянь (5.1)–(5.4) відбувається шляхом додавання відповідних диференціальних рівнянь моделі турбулентності, напівемпіричних залежностей для тензора тиску, теплового і дифузійного потоків, а також рівняння стану суміші ідеальних газів. Залежність термодинамічних і теплофізичних властивостей газів від температури враховується за допомогою апроксимуючих формул.

Для стаціонарних задач прогнозування характеристик системи використано RNG різновид стандартної k – ε -моделі турбулентності. RNG-модель придатна для моделювання сильно закручених потоків і течій з великою кривизною ліній струму. Модель є напівемпіричною і являє собою сукупність диференціальних рівнянь переносу кінетичної енергії турбулентності k і питомої швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε .

У рівняннях RNG k – ε -моделі турбулентності в порівнянні зі стандартною моделлю присутні додаткові умови і співвідношення для обчислення турбулентної в'язкості, які дозволяють більш ефективно розраховувати гідродинамічні показники сильно закручених потоків.

У векторній формі транспортні рівняння RNG k – ε -моделі записуються у вигляді оператора Лапласа [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k; \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon; \quad (5.6)$$

$$\mu_{t0} = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon; \quad \mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right); \quad R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k}; \quad \eta = S k / \varepsilon; \quad (5.7)$$

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z};$$

і вектора швидкості потоку:

$$u = u(x, y, z, t)i + v(x, y, z, t)j + w(x, y, z, t)k.$$

У цих рівняннях: i, j, k – одиничні вектори в напрямку x, y, z ; t – час; ρ – масова густина суміші; k і ε – кінетична енергія турбулентності та питома швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності; μ_{eff} – ефективна в'язкість; G_k – генерація турбулентної кінетичної енергії в залежності від градієнтів усереднених швидкостей; G_b – генерація турбулентної кінетичної енергії в результаті дії сил плавучості; Y_M – внесок пульсаційного розширення для стислих потоків; α_k і α_ε – величини, зворотні значенням ефективного числа Прандтля для k і ε відповідно; S_k і S_ε – джерельні члени; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ – емпіричні константи моделі турбулентності; μ_{t0} – значення коефіцієнта турбулентної в'язкості, знайдене без урахування вихрових ефектів; Ω – характеристичний показник вихору, знайдений числовими методами; α_s – вихрова константа.

5.1.2 Вибір моделей хімічного реагування багатоконпонентної газової суміші

Для розрахунків процесів горіння продуктів термoxімічної конверсії в камері згоряння ГТД можуть використовуватися дві основні моделі: 1 – модель FR/ED (Finite-Rate/Eddy-Dissipation) – комбінація моделі, що враховує скінченність швидкості хімічних реакцій та розпад вихорів [3, 6]; 2 – модель EDC (Eddy-Dissipation-Concept) – розширена модель розпаду турбулентного вихору, яка містить низькорівневе моделювання хімічних процесів окиснення палива в умовах взаємодії факела з турбулентними збуреннями потоку [6].

В моделі Finite-Rate/Eddy-Dissipation крок моделювання приймається як менше значення індексів кінцевого масштабу і турбулентного розсіювання енергії. Початкове значення концентрації i -го хімічного компонента суміші в прямих і зворотних реакціях визначають наступним чином:

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} R_{i,r}; \quad k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT},$$

$$\text{де } k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r}.$$

Молярна концентрація компонентів, що утворилися або розклалися в реакції r , визначається за формулою:

$$R_{i,j} = \Gamma(v_{i,r}'' - v_{i,r}') \cdot (k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{n_{j,r}'} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{v_{j,r}''}).$$

Модель EDC (Eddy-Dissipation-Concept) містить детальні механізми горіння в турбулентних течіях. Модель допускає, що реакції проходять в невеликих турбулентних структурах, званих дрібномасштабними реакторами. Швидкості реакцій визначаються з рівняння Арреніуса й інтегруються числовим методом.

Характерний розмір дрібномасштабного реактора і час, протягом якого відбувається реакція в реакторі, визначають за формулами:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{v\varepsilon}{k} \right)^{3/4}; \quad C_\xi = 2,1377; \quad \tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2}; \quad C_\tau = 0,4082,$$

де * вказує на дрібномасштабність структури; $C_\xi = 2,1377$ – константа об'ємної величини.

Величина ξ^* залежить від кінематичної в'язкості, кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε .

У даній моделі використовуються реактори постійного тиску, початкові умови для яких визначаються концентрацією компонентів і температурою реагування.

Швидкості реакцій визначаються за рівняннями Арреніуса і знаходяться числовим методом за допомогою ISAT алгоритму [3]. Тоді молярна швидкість утворення/розкладання i -го компонента в реакції визначається:

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i),$$

де Y_i^* – масова частка i -го реагенту в реакторі після закінчення часу τ^* .

Час протікання реакції в реакторі:

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{v}{\varepsilon} \right)^{1/2},$$

де $C_\tau = 0,4082$ – константа часу.

При проведенні розрахунків вибираються константи швидкостей хімічних реакцій для механізму окиснення пального, що дозволяє отримувати задовільну відповідність розрахунків з експериментальними даними для подібного роду пристроїв.

Використовувана в даній роботі математична модель емісії оксидів азоту являє собою систему рівнянь масового перенесу, які враховують конвекцію, дифузію, а також утворення і розкладання NO та споріднених сполук, і отримана на основі закону збереження маси [7–9]. Вплив часу перебування реагентів у реакційному об'ємі на механізм утворення NO_x враховано в конвективних членах визначальних рівнянь, записаних в Ейлеровій системі відліку. Для термічних і швидких оксидів азоту необхідно розв'язувати рівняння перенесу для NO, записане в векторній формі, засноване на рівнянні збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{\text{NO}}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_{\text{NO}}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}},$$

де ρ – густина оксиду азоту; Y_{NO} – масова концентрація NO; D – коефіцієнт дифузії; S_{NO} – джерельний член, який визначається в залежності від механізму утворення NO_x .

5.1.3 Вибір кінетичного механізму горіння продуктів термохімічної конверсії

Дослідження сучасних камер згоряння газотурбінних двигунів показують, що пальники, розроблені відповідно до принципів часткового попереднього змішування, мають тенденцію нестабільної поведінки при роботі з синтез-газом – паливом багатим на CO і H₂, тоді як камери дифузійного типу показують більш стабільні результати.

Якщо паливо містить такі компоненти, як CO, H₂ і CH₄, то при числовому моделюванні процесів горіння необхідний обґрунтований вибір найбільш придатних кінетичних схем для визначення основних характеристик полум'я при розумних обчислювальних зусиллях.

Докладні розширені хімічні механізми, що описують згоряння вуглеводневого палива, були порівняно недавно розроблені для горіння сумішей CO/H₂. Додатково також розроблені спрощені або так звані глобальні механізми для CFD моделювання, які головним чином і застосовуються при розрахунках процесів окиснення вуглеводневих палив або синтез-газів. Наприклад, Бохні шляхом систематичного зменшення кількості реакцій розробив шестиступеневий кінетичний механізм, а Славінська запропонувала двоступеневий глобальний механізм для сумішей CO/H₂ [10].

Для детального аналізу робочих процесів у камері згоряння, що працює на продуктах термохімічної конверсії, був застосований спрощений 35-реакційний механізм Reduced (табл. 5.1), отриманий шляхом зменшення відомої багатореакційної кінетичної схеми GRI-Mech [11].

Основні хімічні компоненти механізму Reduced: CH₄; O₂; CO₂; CO; H₂O; H; OH; O; H₂; HO₂; CH₃; HCO; CH₃O; CH₂O; H₂O₂; N₂.

Таблиця 5.1 Реакції механізму Reduced

H+O ₂ → OH+O;	OH+O → H+O ₂ ;	O+H ₂ → OH+H;
OH+H → O+H ₂ ;	OH+H ₂ → H ₂ O+H;	H ₂ O+H → OH+H ₂ ;
OH+OH → H ₂ O+O;	H ₂ O+O → OH+OH;	H+O ₂ +M → HO ₂ +M;
HO ₂ +H → OH+OH;	HO ₂ +H → H ₂ +O ₂ ;	HO ₂ +OH → H ₂ O+O ₂ ;
CO+OH → CO ₂ +H;	CO ₂ +H → CO+OH;	CH ₄ (+M) → CH ₃ +H(+M);
CH ₃ +H(+M) → CH ₄ (+M);	CH ₄ +H → CH ₃ +H ₂ ;	CH ₃ +H ₂ → CH ₄ +H;
CH ₄ +OH → CH ₃ +H ₂ O;	CH ₃ +H ₂ O → CH ₄ +OH;	CH ₃ +O → CH ₂ O+H;
CH ₂ O+H → HCO+H ₂ ;	CH ₂ O+OH → HCO+H ₂ O;	HCO+H → CO+H ₂ ;
HCO+M → CO+H+M;	CH ₃ +O ₂ → CH ₃ O+O;	CH ₃ O+H → CH ₂ O+H ₂ ;
CH ₃ O+M → CH ₂ O+H+M;	HO ₂ +HO ₂ → H ₂ O ₂ +O ₂ ;	H ₂ O ₂ +M → OH+OH+M;
OH+OH+M → H ₂ O ₂ +M;	H ₂ O ₂ +OH → H ₂ O+HO ₂ ;	H ₂ O+HO ₂ → H ₂ O ₂ +OH;
H+OH+M → H ₂ O+M;	H+H+M → H ₂ +M;	

Оскільки кінетичні механізми спалювання синтез-газу містять велику кількість реакцій (більше 10), то відповідно для своєї числової реалізації вимагають використання моделей горіння, які були б у змозі прогнозувати особливості хімічного реагування в камері, не вимагаючи при цьому підвищених обчислювальних ресурсів. Такою моделлю є модель Eddy-Dissipation-Concept, що враховує взаємодію кінетики і турбулентності потоків [12, 13].

5.2 Перевірка адекватності розробленої моделі хімічно реагуючих потоків

Відзначимо, що універсальна математична модель континуального типу, заснована на розв'язанні рівнянь збереження та переносу в багатокомпонентній хімічно реагуючій системі, була раніше успішно застосована в Національному університеті кораблебудування для прогнозування характеристик низькоемісійних камер згоряння ГТД, що працюють на природному газі [3, 10]. При використанні числового моделювання отримано результати, які свідчать про достовірний розподіл полів температур і швидкостей в камерах згоряння ГТД різних конструктивних схем. Однак практично всі розрахунки були виконані з використанням моделі горіння Finite-Rate/Eddy-Dissipation, яка дозволяє моделювати тільки глобальні кінетичні схеми з числом реакцій, що не перевищують трьох. Це обмеження не дозволяє використовувати цю модель для розрахунків газотурбінних камер згоряння, що працюють на продуктах термохімічної конверсії. Це зумовило необхідність верифікації більш складних кінетичних схем, які передбачається використовувати для розрахунків процесів окиснення газоподібних палив різного складу в рамках моделі горіння Eddy-Dissipation-Concept.

Як об'єкт теоретичних і експериментальних досліджень обрано камеру допалювання синтез-газу ежекторного типу, розроблену компанією Applied Plasma Technologies, LLC (США) [14, 15].

В якості генератора синтез-газу розглядався піролізний пристрій для термічного знешкодження різних відходів. На рис. 5.1 показана одна зі схем піролізної системи періодичного типу, що передбачала переробку відходів пластика (40 %), хімічних волокон (20 %), целюлози (20 %), а також відходів хімічного виробництва (20 %).

Наступні вихідні дані були прийняті для проектування камери допалювання: витрата продуктів конверсії 25 г/с; їх температура ≤ 700 К; нижча теплотворна здатність сухих продуктів конверсії – близько 27300 кДж/кг

(змінюється в залежності від складу відходів); витрата повітря через камеру допалювання 400 г/с; температура повітря 350 К; тиск продуктів конверсії – близький до атмосферного.

Оскільки тиск одержуваних продуктів конверсії близький до атмосферного, а піролізна система передбачає циклічну роботу, то для забезпечення подачі продуктів конверсії в камеру допалювання розроблена оригінальна ежекторна система.

Принцип роботи камери допалювання показано на рис. 5.2.

Повітря від відцентрового вентилятора або компресора через чотири вхідних патрубки 3 надходить до ресивера 4, де розділяється на чотири потоки. Перший потік надходить до ежектора 5 через три канали 2. Продукти конверсії (або повітря при модельних випробуваннях) надходять через патрубок 1, ежектуються, частково перемішуються



Рис. 5.1 Піролізна установка:

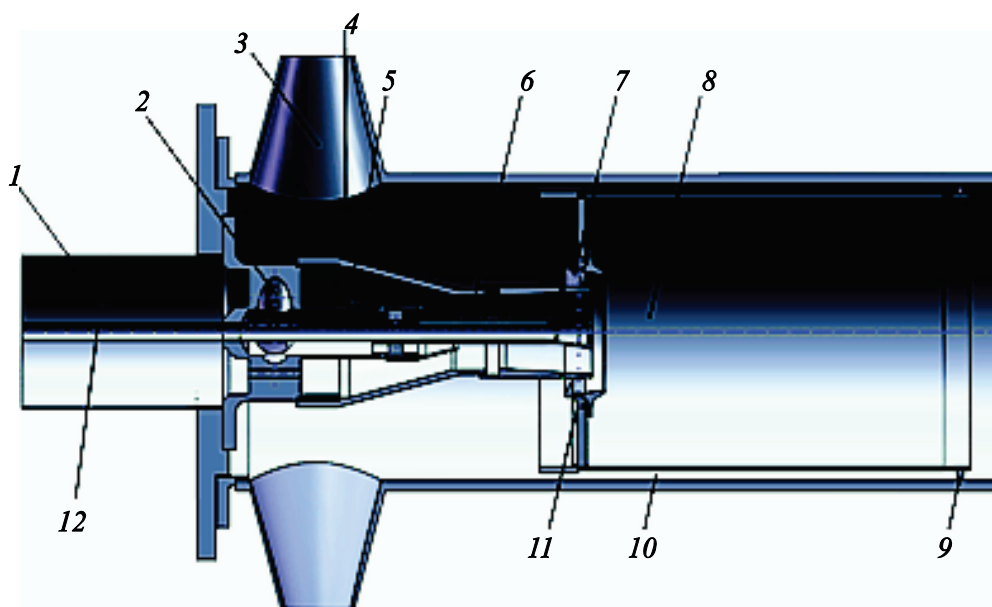
1 – до камери допалювання;

2 – піролізна камера

з повітрям у змішувачі 6 і надходять в жарову трубу 8. Другий потік повітря надходить у завихрювач 7, закручується і поступає в жарову трубу 8, утворюючи вихрову зону горіння. Третій потік повітря надходить в жарову трубу через ряд отворів 11. Четвертий потік повітря надходить у щілину 10 для охолодження стінки жарової труби і далі, після завихрювача 9, перемішується з продуктами згоряння для досягнення необхідної температури на виході з камери допалювання. Через канал 12 для підтримки стабільності процесу горіння в зону горіння по осі камери в ряді випадків подається модельний газ.

Рис. 5.2 Конструкція камери допалювання:

1 – патрубок повітря, що ежектуються; 2 – канал подачі повітря до ежектора; 3 – вхідні патрубки; 4 – ресивер; 5 – ежектор; 6 – змішувач; 7 – завихрювач; 8 – жарова труба; 9 – завихрювач; 10 – щілина для охолодження жарової труби; 11 – отвори подачі повітря; 12 – канал подачі модельного газу



Перевірка адекватності результатів розрахунків здійснювалася шляхом зіставлення їх з експериментальними даними, отриманими при дослідженні параметрів розробленої камери допалювання на спеціалізованому стенді.

Принципова схема стенда для верифікації математичної моделі хімічно реагуючих потоків показана на рис. 5.3 [14].

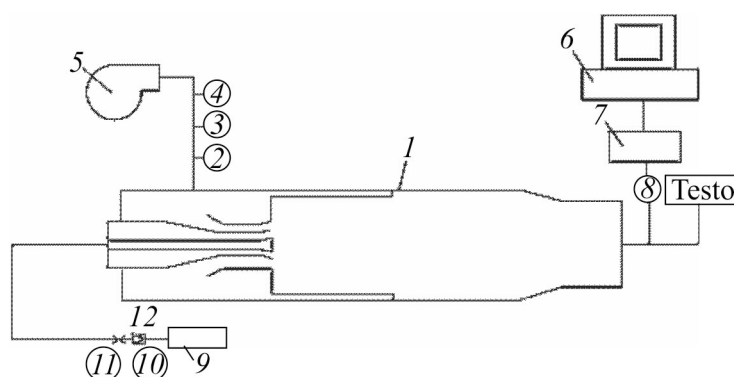


Рис. 5.3 Схема спеціалізованого стенду

У повнорозмірну модель камери допалювання 1 через витратомір коріолісового типу 2 з пропускною здатністю від 0 до 500 г/с подається повітря з компресора 5. Температуру повітря вимірюють датчиками температури 3 з робочим діапазоном від 0 до 373 К, тиск – манометром 4 з робочим діапазоном від 0 до 0,15 МПа. У вихідному соплі розташована гребінка термопар 8 з робочим діапазоном температур від 573 до 1573 К і пробовідбірник газоаналізатора Testo 350, дані від якого через блок цифрових перетворювачів 7 виводяться на персональний комп'ютер 6.

Технічні характеристики приладу Testo 350 наступні: діапазон вимірювання концентрацій кисню O_2 від 0 до 21 % (об'ємних), максимальна похибка вимірювання $\pm 0,2$ %; максимальна похибка вимірювання діоксиду вуглецю $CO_2 \pm 0,2$ %; діапазон вимірювання оксиду вуглецю CO від 0 до 5000 ppm, максимальна похибка в діапазоні 0...400 ppm становить ± 20 ppm, а в діапазоні 400...2000 ppm ± 5 % вимірюваної величини; діапазон вимірювання оксиду азоту NO від 0 до 3000 ppm, максимальна похибка в діапазоні 0...100 ppm становить ± 5 ppm, а в діапазоні 100...2000 ppm ± 5 % вимірюваної величини.

З балона високого тиску 9 через редуктор тиску 12, який дозволяє створити розрядження від 0 до 1000 Па, подається модельний газ, призначений для підтримки горіння в камері допалювання. Витрата цього газу контролюється витратоміром коріолісового типу 10 з пропускною спроможністю від 0 до 30 г/с, а тиск – за допомогою вакуумметра 11 з робочим діапазоном від 0 до 1000 Па.

На рис. 5.4 показана фотографія експериментального стенду [15].

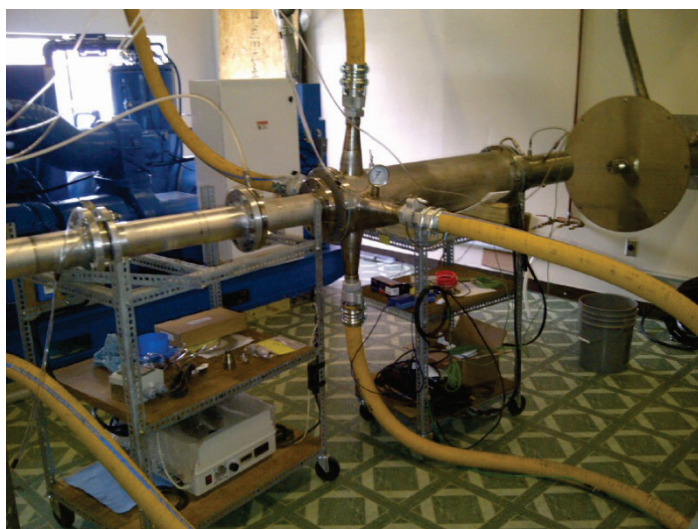


Рис. 5.4 Експериментальний стенд для дослідження процесів горіння продуктів конверсії

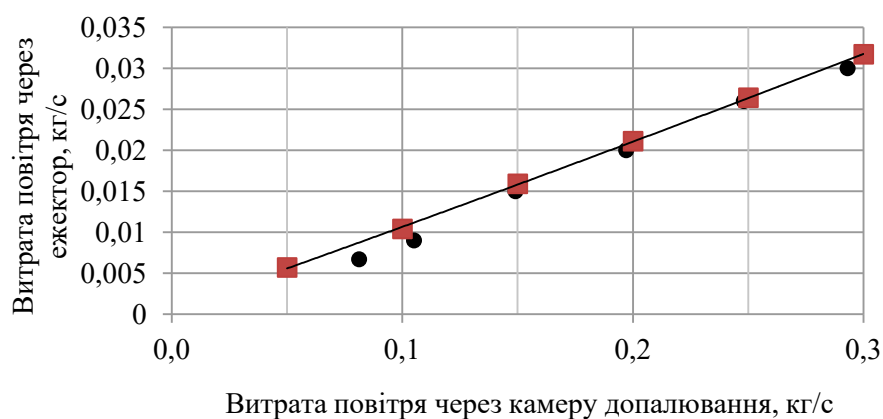
Експериментальні дослідження проводилися в лабораторії компанії Applied Plasma Technologies, LLC в м. Springfield (США) [14, 15].

У числових експериментах використовувалася RNG $k-\varepsilon$ -модель турбулентності, SIMPLE-алгоритм для визначення співвідношення між швидкістю і тиском, а також схема дискретизації першого порядку точності для густини, моментів, енергії, турбулентної кінетичної енергії і рівня її дисипації.

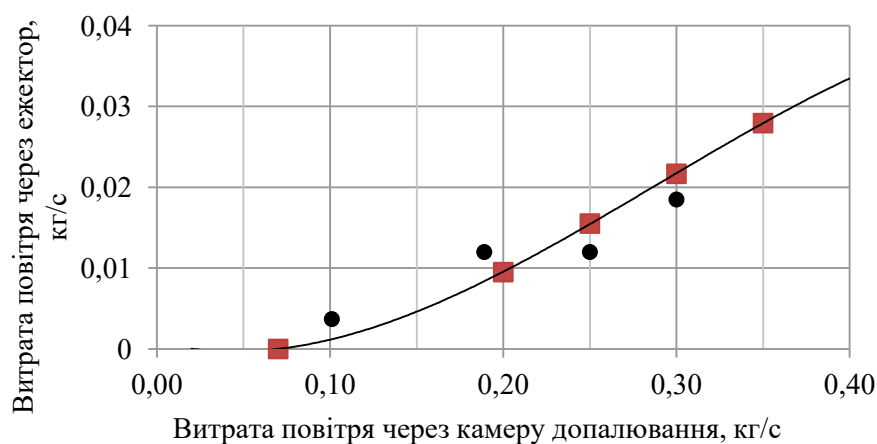
Досліджувалися робочі процеси в камері допалювання при атмосферному тиску (101325 Па), при цьому масова витрата повітря на вході приймалася рівною від 50 до 400 г/с.

Отримані дані верифікувалися шляхом порівняння основних характеристик камери допалювання, отриманих розрахунковим і експериментальним шляхом на режимах холодної і гарячих продувок: витрати повітря, що ежектується, та кількості токсичних компонентів на вихлопі камери допалювання.

Порівняння розрахункових і експериментальних значень основних параметрів камери допалювання на режимах холодної та гарячої продувок представлено на рис. 5.5–5.6 [15].



a



б

Рис. 5.5 Експериментальні та розрахункові залежності витрати повітря через ежектор від витрати повітря через камеру допалювання:

a – режим холодної продувки; *б* – режим гарячої продувки;

• – експеримент; ■ – розрахунок

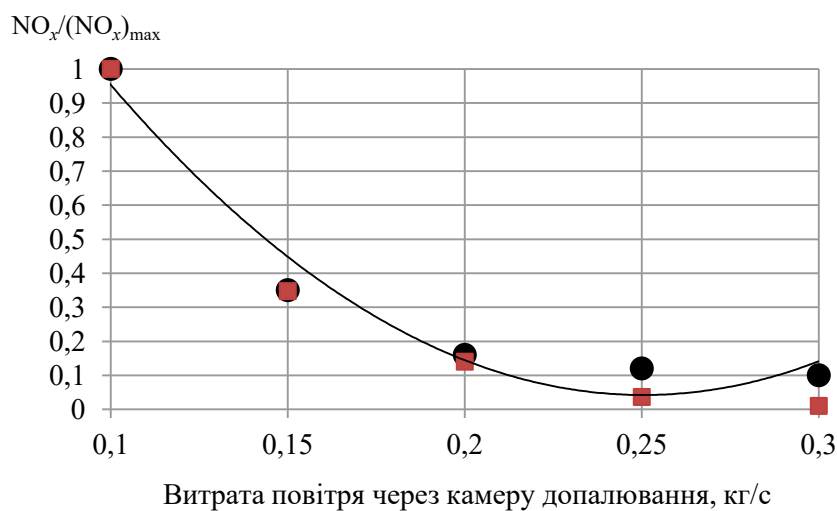


Рис. 5.6 Експериментальні та розрахункові залежності викидів оксидів азоту від витрати повітря в камері допалювання:

• – експеримент; ■ – розрахунок

На рис. 5.7 представлені основні розрахункові характеристики камери допалювання.

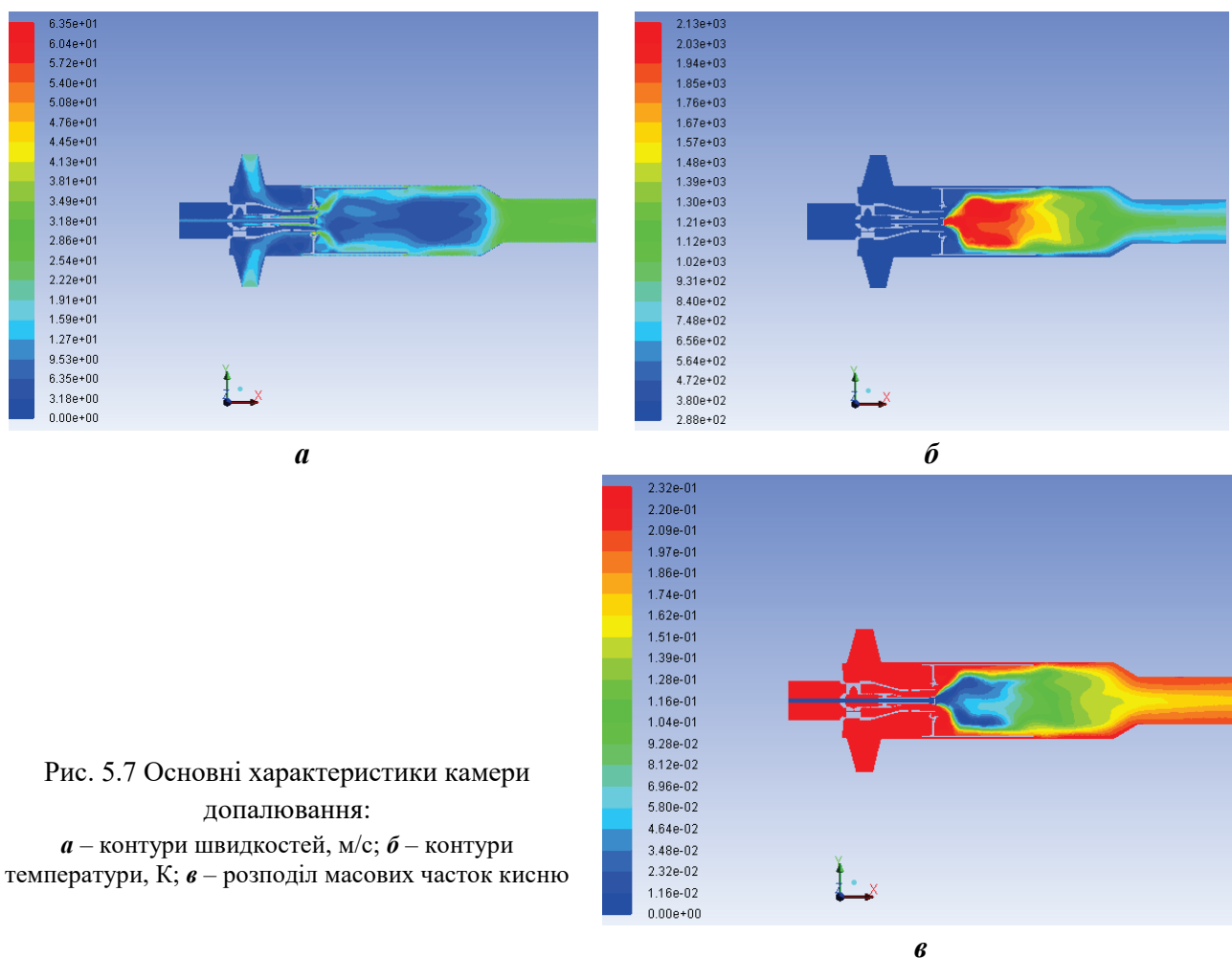


Рис. 5.7 Основні характеристики камери допалювання:

a – контури швидкостей, м/с; *b* – контури температури, К; *v* – розподіл масових часток кисню

Аналіз отриманих результатів показує прийнятний рівень збігу експериментальних і розрахункових значень, що підтверджує адекватність обраних математичних і фізичних моделей і можливість їх використання для розрахунків камер згоряння ГТД, що працюють на продуктах термохімічної конверсії.

5.3 Дослідження характеристик робочого процесу в газотурбінній камері згоряння при роботі на продуктах термохімічної конверсії попутного газу

Проведені раніше дослідження дозволили виявити основні параметри, які впливають на процес термохімічної конверсії попутного газу [16, 17]. Встановлено, що зростання тиску процесу приводить до зростання температури, яка необхідна для ефективної конверсії. Крім того, підвищення тиску приводить до зростання частки пари, яку необхідно подати в реактор. Уникнути проведення конверсії при тиску нижче 2–2,5 МПа не представляється можливим, тому що ефективна організація робочих процесів у камері згоряння газотурбінного двигуна вимагає, щоб тиск подачі палива в форсунку перевищував тиск повітря за компресором.

Методами математичного моделювання проаналізовано параметри альтернативної газотурбінної установки з паровою конверсією попутного газу шляхом утилізації скидної теплоти (рис. 5.8).

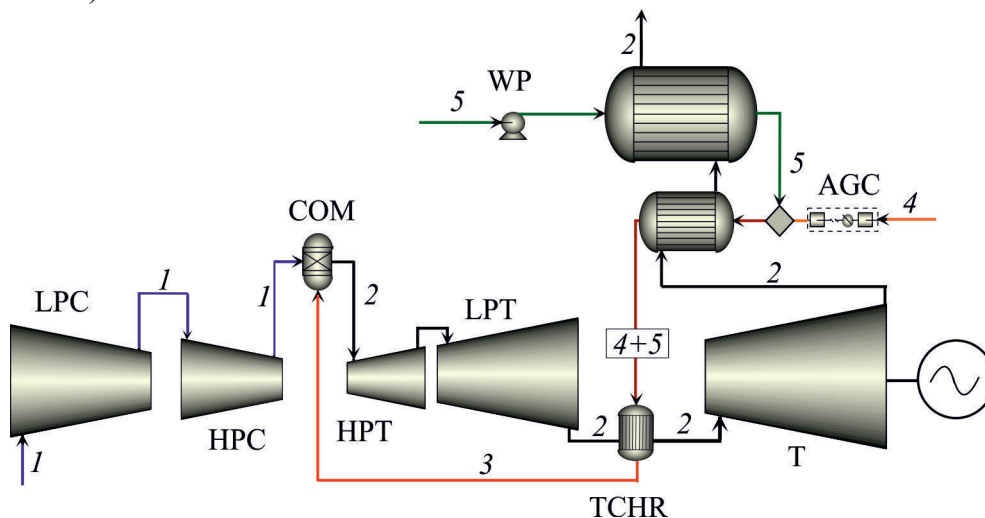


Рис. 5.8 Розрахункова схема газотурбінної установки:

1 – повітря, 2 – газ, 3 – синтез-газ, 4 – попутний газ, 5 – вода (пара), LPC – компресор низького тиску; HPC – компресор високого тиску; AGC – компресор попутного газу; COM – камера згоряння; SG – парогенератор; LPT – турбіна низького тиску; HPT – турбіна високого тиску; T – силова турбіна; TCHR – термохімічний реактор; WP – водяний насос

В якості базових параметрів прийняті характеристики ГТД простого циклу типу UGT 25000. Двигун – двокаскадний, з вільною силовою турбіною, призначений для приводу генератора.

Проведені дослідження дозволили визначити наступне:

- для двокаскадного ГТД термохімічний реактор доцільно встановлювати за турбіною високого тиску;
- значне зростання об'єму робочого тіла, пов'язане з високою часткою пари, що подається в реактор, а далі в камеру згоряння і проточну частину, призводить до необхідності роботи серійних ГТД на часткових режимах при використанні в якості палива продуктів парової конверсії попутного газу.

Моделювання проводилося для зазначених у табл. 5.2 параметрів турбокомпресорного блоку і за наступних обмежень:

- ГТД працює на частковому режимі навантаження;
- температуру газу перед турбіною зафіксовано;
- параметри навколишнього середовища беруться згідно ISO 19859:2016.

Таблиця 5.2 Параметри двигуна UGT 25000

Параметри	Значення
Число компресорів	2
Число турбін	3
Міра підвищення тиску	
КНТ	4,95
КВТ	4,36
Число жарових труб	16
Потужність при частковому навантаженні, МВт	13,5
Температура газу перед турбіною, К	1500

Попутний газ наступного складу (об'ємні частки): метан (CH_4) – 62,8...73,7 %, етан (C_2H_6) – 6,7...17,7 %, пропан (C_3H_8) – 6,1...9,0 %, бутан (C_4H_{10}) – 2,4...5,0 %, пентан та вищі вуглеводні (C_5+) – 1,0...3,7 %, вуглекислий газ (CO_2) – 0,6...9,2 %, азот (N_2) – 0,0...4,4 %, сірководень (H_2S) – 0,0...2,8 % – був прийнятий як вихідне паливо [18].

З урахуванням того, що температура газів за парогенератором приймалася вище температури точки роси, максимально допустиме масове співвідношення пара/газ склало біля 6. Використання термохімічної регенерації, як показали розрахунки, може збільшити ефективність енергетичного модуля з газовою турбіною для судна FPSO до 50 %.

Моделювання процесів термохімічної рекуперації скидної теплоти дозволило встановити, що вміст вихідного попутного газу незначно впливає на склад синтез-газу. Основними компонентами синтез-газу, отриманого при термохімічній регенерації, є водень і пара. При цьому показники теплотворної спроможності синтез-газу лежать в межах 7...8 МДж/кг.

Для аналізу можливостей використання низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна для спалювання низькокалорійного синтез-газу було проведено відповідні тривимірні розрахунки. Синтез-газ, що надходить до камери згоряння, має такий склад (об'ємні частки): водяна пара (H_2O) – 53,4 %, водень (H_2) – 34,9 %, оксид вуглецю (CO) – 4,3 %, вуглекислий газ (CO_2) – 6,6 %, метан (CH_4) – 0,7 %, азот (N_2) – 1,0 %.

При подальшому моделюванні робочих процесів розглядалася серійна камера згоряння двигуна UGT 25000. Низькоемісійна камера згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт має трубчасто-кільцеву протитокову конструкцію (рис. 5.9), в якій реалізовано принцип сухого горіння частково перемішаної бідної суміші [19, 20]. Основним елементом такої камери є пальниковий пристрій, що складається з двох радіальних завихрювачів першого і другого каналів, за якими розташовані кільцеві камери змішування. Частка повітря, що надходить через завихрювач першого каналу, становить приблизно 12 % від сумарної витрати повітря через жарову трубу, а через завихрювач другого каналу – близько 61 % [21]. Паливний газ подається через ряд отворів, виконаних в лопатках радіальних завихрювачів першого і другого каналів.

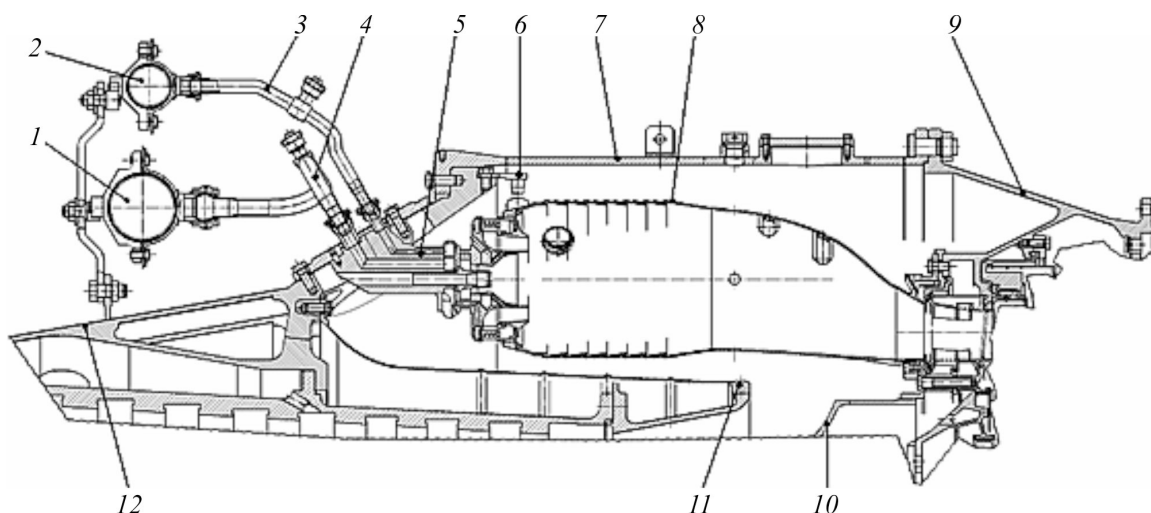


Рис. 5.9 Низькоемісійна камера згоряння ГТД потужністю 25 МВт:

1, 2 – колектори першого і другого каналів; 3, 4 – трубки підводу другого і першого каналів; 5 – пальниковий пристрій; 6 – фіксатор; 7 – кожух камери згоряння; 8 – жарова труба; 9 – корпус силовий; 10 – дифузор; 11 – кожух внутрішній; 12 – корпус компресора

Для проведення тривимірних розрахунків робочих процесів у камері згоряння ГТД за допомогою системи автоматизованого проектування SolidWorks побудована параметрична цифрова модель 1/16 частини камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт (рис. 5.10, *а*). Створена далі розрахункова кінцево-різницева сітка являє собою сукупність тетраедричних неструктурованих елементів. Для 1/16 частини камери згоряння сітка складається з 2,7 млн тетраедрів (рис. 5.10, *б*) [3].

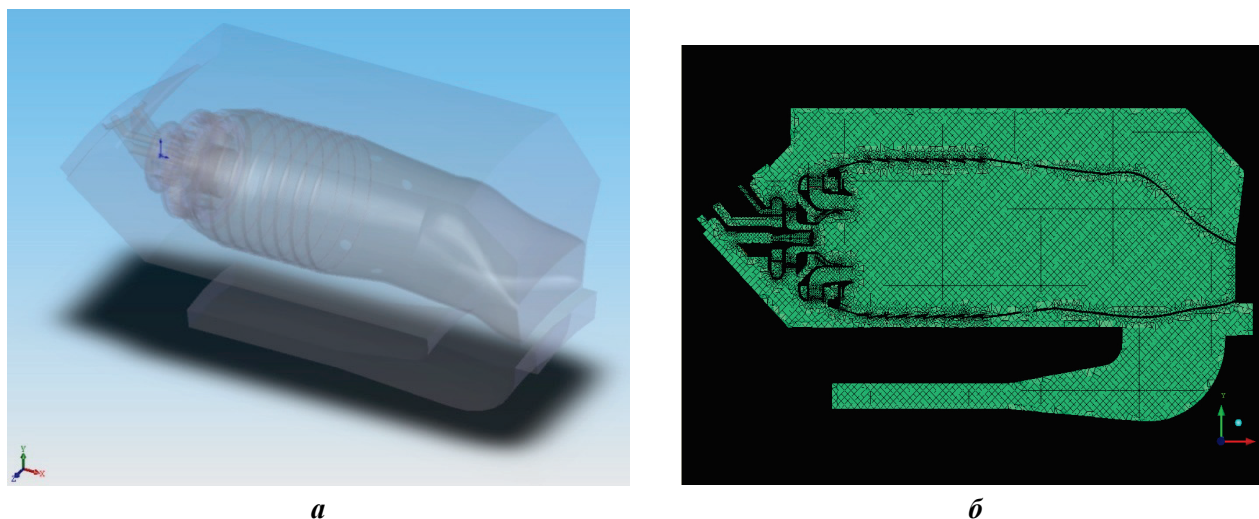


Рис. 5.10 Тривимірна модель камери згоряння (*а*) та розрахункова кінцево-різницева сітка (*б*)

На рис. 5.11 показана аеродинамічна структура потоку робочого тіла всередині камери згоряння. Повітря після компресора високого тиску, потрапляючи в дифузор камери згоряння, здійснює складний рух, двічі змінюючи напрямок. Після розподілу в кільцевому просторі камери повітря потрапляє в жарову трубу через отвори вторинного повітря і отвори, що організують плівкове охолодження внутрішніх поверхонь жарової труби, а потім закручується, проходячи через два радіальні завихрювачі першого та другого каналів і кільцеві камери змішування в передній частині пальника.

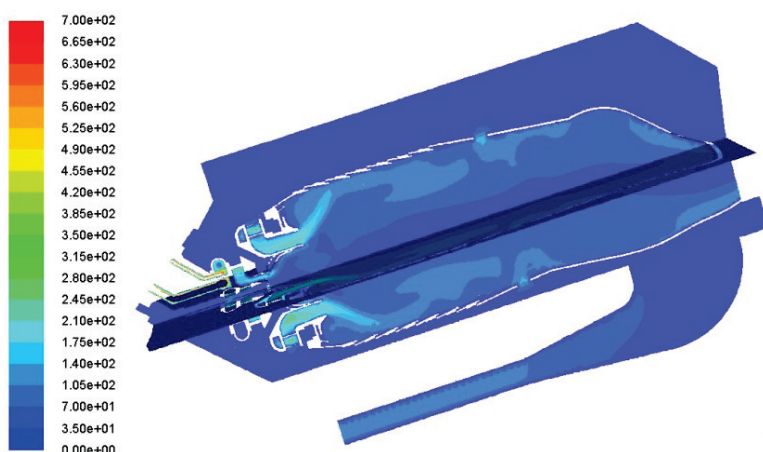
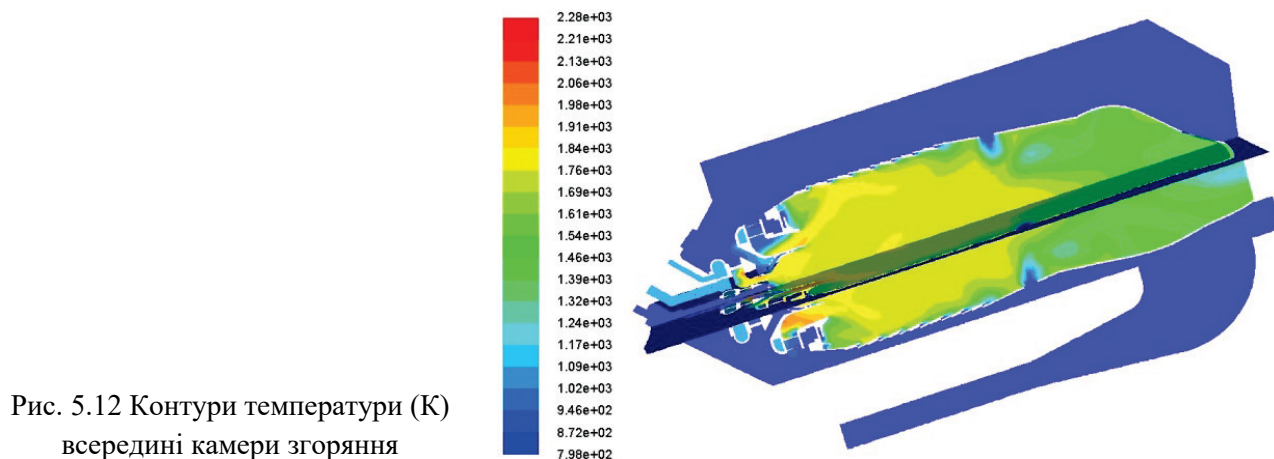


Рис. 5.11 Розподіл швидкості (м/с) всередині камери згоряння

Потік повітря, що проходить через радіальні завихрювачі першого і другого каналів, відхиляється від початкового напрямку і поширюється у вигляді спіральних закручених струменів по бічній поверхні кільцевих камер змішування в зоні фронтального пристрою. Ротаційний рух повітря приводить до появи відцентрових сил, що викликають підвищений

тиск на периферії потоку (біля стінок) і зниження тиску в його осевій частині. Таким чином, в центральній частині фронтового пристрою має місце циркулюючий зворотний потік.

Ця зона рециркуляції є потужним стабілізатором горіння. Гарячі продукти згоряння циркулюють в цій зоні та запалюють свіжі порції паливо-повітряної суміші, забезпечуючи стабільне згоряння низькокалорійних продуктів конверсії попутного газу. Контури температури газу всередині камери згоряння показані на рис. 5.12.



Зона максимальної температури починається в центральних передкамерних секціях, де згоряння продуктів термохімічної конверсії, незважаючи на значний вміст водяної пари, стабілізується зоною рециркуляції. Зауважимо, що в деяких випадках для поліпшення умов стабілізації полум'я може бути запропонований метод інтенсифікації плазмохімічного горіння [22, 23].

Контури масових концентрацій NO , CO , H_2 та CO_2 наведені на рис. 5.13. При низькій середній температурі полум'я під час горіння продуктів термохімічної конверсії через велику кількість пари утворення термічних оксидів азоту в об'ємі камери згоряння значно пригнічується, а розрахункова концентрація оксидів азоту в вихідному перерізі камери не перевищує 10 ppm. Це відповідає сучасним європейським стандартам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами [24].

Внаслідок присутності водяної пари реакції повного окиснення оксиду вуглецю CO затримуються певним чином, і розрахункова емісія CO на виході з камери згоряння дорівнює 85 ppm, що також не перевищує стандартні значення викидів для газових турбін. Об'ємна концентрація вуглекислого газу CO_2 на виході з камери згоряння становить 2,37 %, що менше викидів цього парникового газу газотурбінними двигунами, які працюють на природному газі.

Поряд із виявленими перевагами (висока стабільність роботи на паливах з високим вмістом пари, низька емісія токсичних компонентів) розглянута серійна камера згоряння при роботі на продуктах термохімічної конверсії потребує деяких структурних удосконалень: а) пов'язаних із запобіганням можливості проскакування полум'я в області радіальних завихрювачів за рахунок високої температури продуктів конверсії; б) зміни розмірів газопроводів подачі газу при збільшенні його витрати порівняно з природним газом; в) розробки більш ефективних засобів охолодження стінок жарової труби, особливо в передній частині пального пристрою. Це є предметом подальших досліджень.

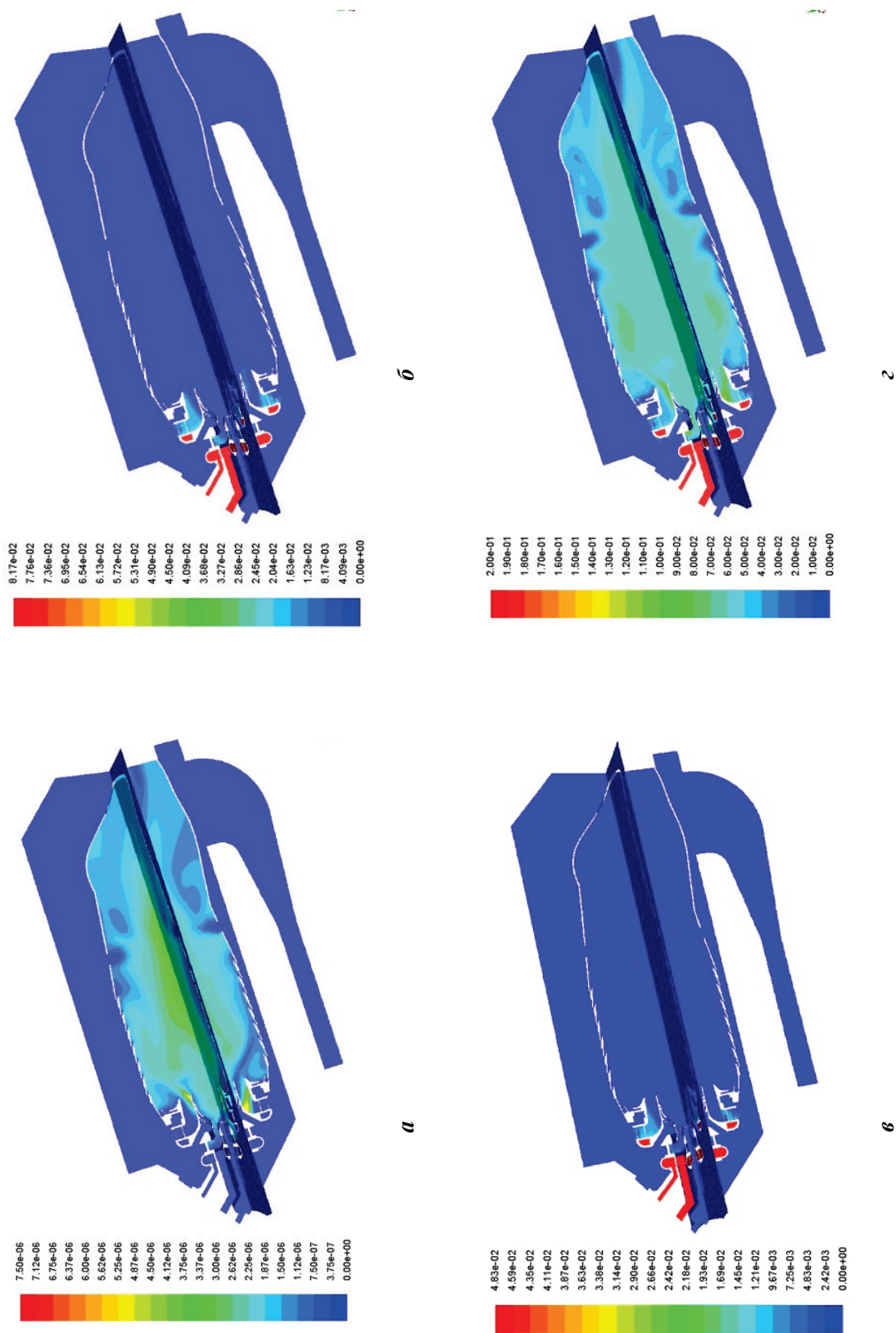


Рис. 5.13 Контури масової частки NO (*a*), CO (*б*), H_2 (*в*) і CO_2 (*г*) всередині камери згоряння

Висновки

1. Створена універсальна математична модель хімічно реагуючих потоків у камерах згоряння ГТД, що працюють на продуктах термохімічної конверсії палив різного складу, яка дозволяє коректно прогнозувати гідродинамічні та хімічні процеси в подібних паливоспалюючих пристроях.
2. Запропонована математична модель враховує особливості протікання робочих процесів у камерах згоряння ГТД, які визначаються як фізичними процесами турбулентного сумішоутворення компонентів, так і багатоступінчастою кінетикою хімічних реакцій.
3. Для проведення розрахунків процесів окиснення продуктів термохімічної конверсії в газотурбінних камерах згоряння найбільш раціональною є модель горіння EDC (Eddy-Dissipation-Concept), яка дозволяє враховувати багатореакційні хімічні механізми в умовах взаємодії факела з турбулентними збуреннями потоків.
4. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження структури течії в камері допалювання продуктів термохімічної конверсії підтвердили достовірність розробленої математичної моделі та її адекватність фізичним процесам, показали якісне і кількісне узгодження експериментальних і розрахункових характеристик.
5. Використання термохімічної рекуперації тепла енергетичного газотурбінного модуля судна FPSO дає змогу отримувати синтетичний газ досить стійкого складу, незалежно від вмісту метану в попутному газі, що використовується в якості палива. При максимально допустимому масовому співвідношенні пара/газ в межах 6–7 ККД газотурбінного енергетичного модуля морського судна становить близько 50 %.
6. Проведені тривимірні розрахунки робочого процесу в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт показали можливість ефективного використання продуктів термохімічної конверсії попутного газу в якості основного палива та стабільність процесу горіння в камері згоряння з попереднім частковим перемішуванням палива і окиснювача.
7. Розрахункові викиди основних токсичних компонентів (NO_x і CO) відповідають сучасним європейським стандартам на викиди газотурбінних двигунів.

Література

1. Патанкар, С. В. (1984). *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости*. Пер. с англ. под ред. В. Д. Виленского. М.: Энергоатомиздат, 152 с.
2. Batchelor, G. K. (1967). *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 615 p.
3. Сербин, С. И., Мостипаненко, А. Б., Гончарова, Н. А. (2016). *Низкоэмиссионные камеры сгорания ГТД: монография*. Николаев: издатель Торубара В.В., 216 с.
4. Serbin, S., Kozlovskyi, A., Burunsuz, K., Radchenko, R. (2019). Study of burning stability in low emission gas turbine combustor (Book Chapter). In: *Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer*. Vol. 2. Monography No. 360 of the faculty of

Mechanical Engineering: Koszalin University of Technology, Poland, pp. 747–766.

5. Choudhury, D. (1993). *Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling*. Lebanon Fluent Inc.: Technical Memorandum TM-107,

6. The Generalized Finite-Rate Formulation for Reaction Modeling. Available from: http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_th/flu_th_sect_finite_rate.html.

7. Варнатц, Ю., Маас, У., Диббл, Р. (2003). *Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ*. Пер. с англ. Г. Л. Агафонова; под ред. П. А. Власова. М.: ФИЗМАТЛИТ, 352 с.

8. Fenimore, C. P. (1971). Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. *Proc. 13th*

Symp. (Intern.) on Combustion. The Combustion Institute, USA, pp. 373–376.

9. De Soete, G. G. (1975). Overall Reaction Rates of NO and N Formation from Fuel Nitrogen. *Proc. In 15th Symp. (Intern.) on Combustion*. The Combustion Institute, USA, pp. 1093–1102.

10. Pascale A., Fussi, M., Peretto, A. (2010). Numerical simulation of biomass derived syngas combustion in a swirl flame combustor. *ASME*. GT-2010-22791.

11. Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M. et al. An optimized detailed chemical reaction mechanism for methane combustion GRI-Mech 3.0. Available from: http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.

12. Сербин, С. И., Гончарова, Н. А. (2012). Характеристики камеры сгорания ГТД мощностью 2,5 МВт, работающей на синтез-газе. *Авиационно-космическая техника и технология*. № 7(94), с. 119–123.

13. Serbin, S., Goncharova, N. (2017). Investigations of a Gas Turbine Low-Emission Combustor Operating on the Synthesis Gas. *International Journal of Chemical Engineering*, Vol. 2017, 14 p.

14. Matveev, I. B., Serbin, S. I., Vilkul, V. V., Goncharova, N. A. (2015). Synthesis Gas Afterburner Based on an Injector Type Plasma-Assisted Combustion System. *IEEE Trans. Plasma Sci*, Vol. 43, No. 12, pp. 3974–3978.

15. Matveev, I. B., Serbin, S. I. (2016). Flame Control-Combustion Sustaining. In: *Plasma Assisted Combustion, Gasification, and Pollution Control. Vol. 2. Combustion and Gasification*. Printed in the USA: Outskirts Press, Inc., pp. 215–293.

16. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for conversion of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *Polish Maritime Research*, Vol. 26, No. 3 (103), pp. 181–187.

17. Cherednichenko, O., Serbin, S., Dzida, M. (2019). Investigation of the Combustion Processes in

the Gas Turbine Module of an FPSO Operating on Associated Gas Conversion Products. *Polish Maritime Research*, Vol. 26, No. 4 (104), pp. 149–156.

18. Farry, M. Ethane from associated gas still the most economical. Available from: <https://www.ogj.com/articles/print/volume-96/issue-23/in-this-issue/gas-processing/ethane-from-associated-gas-still-the-most-economical.html>, 1998.

19. Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., Патлайчук, В. М. (2005). *Сучасні газотурбінні агрегати: навч. посібник. У 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії*. Миколаїв: НУК, 344 с.

20. Романов, В. И., Жирицкий, О. Г., Коваленко, А. В. и др. (1999). Совершенствование экологических характеристик ГТД НПП «Машпроект». *Известия Академии инженерных наук Украины*. Николаев: НПП «Машпроект», № 1, с. 98–102.

21. Буданова, Н. А., Ванцовский, В. Г., Коротич, Е. В. (2004). Создание низкоэмиссионных камер сгорания для газотурбинных двигателей ДН70, ДН80, ДБ90. *Судовое и энергетическое газотурбостроение. Т. 1. Научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки*. Николаев: НПКГ «Зоря»–«Машпроект», с. 31–35.

22. Романовский, Г. Ф., Сербин, С. И. (1998). *Плазмохимические системы судовой энергетики*. Николаев: УГМТУ, 246 с.

23. Serbin, S. I., Kozlovskyi, A. V., Burunsuz, K. S. (2016). Investigations of Nonstationary Processes in Low Emissive Gas Turbine Combustor with Plasma Assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*. Special Issue on Plasma-Assisted Technologies, Vol. 44, Iss. 12, pp. 2960–2964.

24. Директива 2010/75/ЄС Європейського Парламенту та Ради від 24 листопада 2010 року про промислові викиди (інтегроване запобігання та контроль забруднення). Офіційний вісник Європейського Союзу, L334/17. 17.12.2010 р.

ВИСНОВОК

В монографії розроблено науково-технічні основи підвищення ефективності процесів термохімічного енергоперетворення в енергетичних комплексах високотехнологічних суден і плавучих об'єктів нафтогазовидобутку та визначено основні фізико-хімічні закономірності термохімічного енергоперетворення шляхом утилізації вторинних енергоресурсів суднових теплових двигунів.

Основні наукові та практичні результати досліджень:

1. Вперше доведена ефективність використання на високотехнологічних суднах та плавучих об'єктах нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою базового палива та утилізацією теплоти відпрацьованих газів ГТД. Обґрунтовано перспективність застосування природного газу, попутного газу та метанолу в якості базового вуглеводневого палива для термохімічної обробки шляхом парової конверсії. Встановлено діапазони середньомасових температур газів за тепловими двигунами енергетичних модулів, з якими досягаються максимальні ефективні ККД, та виявлено закономірності впливу на них параметрів енергетичних установок різних теплових і конструктивних схем.

2. Запропоновано концептуальну математичну модель енергетичного модуля з термохімічною обробкою палива, яка враховує функціональні та обласні обмеження параметрів його підсистем і потоків енергоносіїв. Обґрунтовано підходи до створення алгоритмів налаштування математичних моделей структурно-функціональних блоків з подальшою оптимізацією параметрів термохімічних систем.

3. Вперше доведено, що застосування в енергетичних установках високотехнологічних суден і плавучих об'єктів нафтогазовидобутку термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів двигунів дозволяє поліпшити індекс енергетичної ефективності EEDI суден на 35–40 % та забезпечити перспективні вимоги до їх екологічності.

4. Встановлено, що застосування в складі енергетичних установок високотехнологічних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою палива дозволяє на 20–30 % знизити питомі витрати палива у порівнянні з базовими тепловими схемами.

5. При використанні попутного газу в якості основного палива запропонована технологія термохімічної рекуперації теплоти енергетичних газотурбінних модулів дозволяє отримувати синтетичний газ стійкого складу, незалежно від вмісту метану в попутному газі. При максимально допустимому масовому співвідношенні витрат пара/газ 6–7 ККД газотурбінного модуля становить близько 50 %.

6. Тривимірні розрахунки робочого процесу в низькоемісійній камері згоряння енергетичного газотурбінного модуля показали можливість ефективного використання продуктів термохімічної конверсії попутного газу в якості основного палива та стабільність

процесу горіння в камері згоряння з попереднім частковим перемішуванням палива і окиснювача в каналах радіально-осьових завихрювачів.

7. Доведено, що запропоновані термохімічні технології дають можливість більш ніж в 1,5 рази зменшити викиди діоксиду вуглецю при експлуатації суднової енергетичної установки високотехнологічного судна і плавучого об'єкту нафтогазовидобутку. Розрахункові викиди основних токсичних компонентів (NO_x і CO) відповідають сучасним європейським стандартам на викиди газотурбінних двигунів.

8. Встановлено, що для енергокомплексу на базі комбінованої дизель-газотурбінної установки термохімічна обробка випару вантажу газозову LNG збільшує коефіцієнт корисної дії установки на 4–5 %.

9. Застосування на плавучих об'єктах нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою попутного газу та утилізацією теплоти відпрацьованих газів ГТД дозволяє збільшити ККД установок на 3–5 % (відповідно до температур за камерою згоряння 1300–1500 K).

10. Вперше доведено, що використання комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою базового палива шляхом конверсії спиртових та вуглеводневих палив на високотехнологічних суднах і плавучих об'єктах нафтогазовидобутку є ефективним за умови відношення потужностей ДВЗ та ГТД в діапазоні 2–6.

11. Визначено, що застосування проміжного теплоносія в приводному регенеративному ГТД енергетичного модуля забезпечує збільшення енергонасиченості за об'ємом до 5–9 разів у порівнянні з двигунами традиційного компонування.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
Глава 1 АНАЛІЗ СХЕМ ТА ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ПЛАВУЧИХ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВИДОБУТКУ ТА СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ.....	5
1.1 Тенденції світового енергоспоживання та раціонального використання традиційних і альтернативних енергоносіїв.....	5
1.2 Аналіз сучасного стану світового флоту та визначення ознак високотехнологічних суден	8
1.3 Аналіз складу існуючих схем та показників енергетичних установок плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.....	14
1.4 Аналіз складу існуючих схем та показників енергетичних установок газозовів LNG	22
1.5 Постановка проблеми підвищення ефективності та екологічності енергетичних установок високотехнологічних суден застосуванням термохімічних технологій	27
Література	30
Глава 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРМОХІМІЧНОЇ ОБРОБКИ СУДНОВИХ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ	34
2.1 Загальна оцінка впливу характеристик палива на енергетичну ефективність судна.....	34
2.2 Укрупнений підхід до оцінки ефективності термохімічної обробки базового вуглеводневого палива	38
2.3 Вибір критеріїв оцінки ефективності термохімічної обробки палива шляхом утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів СЕУ	41
2.4 Вплив головних параметрів процесів парової конверсії на ефективність термохімічної обробки вуглеводневого палива	42
Висновки	55
Література	55
Глава 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛЯХ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	57
3.1 Розробка концептуальної моделі енергетичного модуля з термохімічною обробкою палива.....	57
3.2 Математичні моделі підсистем енергетичного модулю	64
Висновки	72
Література	73

Глава 4. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛІВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	74
4.1 Оцінка енергетичного потенціалу вторинних енергоресурсів теплових двигунів енергомодулів плавучих об'єктів нафтогазовидобутку та суден-газовозів.....	74
4.2 Теоретичні дослідження параметрів суднових енергетичних модулів з використанням термохімічної обробки палива.....	77
Висновки	108
Література	108
Глава 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ У КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ МОДУЛІВ ПРИ РОБОТІ НА ПРОДУКТАХ ТЕРМОХІМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА	111
5.1 Розробка математичної моделі газотурбінної камери згоряння, що працює на продуктах термохімічної конверсії.....	111
5.2 Перевірка адекватності розробленої моделі хімічно реагуючих потоків	116
5.3 Дослідження характеристик робочого процесу в газотурбінній камері згоряння при роботі на продуктах термохімічної конверсії попутного газу	120
Висновки	126
Література	126
ВИСНОВОК	128

Наукове видання

ЧЕРЕДНІЧЕНКО Олександр Костянтинович

СЕРБІН Сергій Іванович

**ТЕРМОХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛІВ
ПЛАВУЧИХ ОБ'ЄКТІВ НАФТОГАЗОВИДОБУТКУ
ТА СУДЕН-ГАЗОВОЗІВ**

МОНОГРАФІЯ

Редактор С.І. Сербін
Комп'ютерне верстання Т.М. Чередніченко

Формат 60·84/8. Ум. друк. арк. 19,5.
Тираж 100 прим. Зам. № 06/20

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