

**ВИКОРИСТАННЯ ГІДРООЧИЩЕНОЇ РОСЛИННОЇ ОЛІЇ  
З ДОБАВКОЮ ВОДНЮ У СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ:  
СУЧАСНИЙ СТАН І ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ**

**Д.О. Шалапко<sup>1</sup>, О.І. Соломенцев<sup>2</sup>, О.О. Кухаренко<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>к.т.н., доцент кафедри суднового машинобудування та енергетики,  
Херсонський навчально-науковий інститут,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна,  
ORCID ID: 0000-0003-3962-3101

<sup>2</sup>д.т.н., професор кафедри суднового машинобудування та енергетики,  
Херсонський навчально-науковий інститут,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,  
м. Херсон, Україна,  
ORCID ID: 0000-0002-5106-6486

<sup>3</sup>аспірант,  
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна,  
ORCID ID: 0009-0007-4764-7185

**Анотація**

*Вступ.* Стаття присвячена використанню альтернативних палив в суднових двигунах внутрішнього згоряння. А саме аналізується робота суднових дизельних двигунів на гідроочищеній рослинній олії (HVO) з газовою добавкою водню ( $H_2$ ) як спосіб знизити викиди й поліпшити паливну ефективність без суттєвої перебудови суднової енергоустановки. HVO розглядається як парафінове відновлюване дизельне паливо з високим цетановим числом, а водень – як газова добавка у впуск, що коригує ранні стадії згоряння. *Мета.* Метою роботи є узагальнити дані щодо роботи дизельних двигунів на HVO і при роботі на HVO з добавкою водню ( $H_2$ ) та оцінити вплив малих часток водню на затримку самозаймання, фазування згоряння, форму кривої тепловиділення й максимальний тиск. Також розглянуто зміни BSFC/SFOC,  $NO_x$  і твердих частинок. *Результати.* Показано, що HVO може застосовуватися як основне паливо за умови врахування його густини в дозуванні, забезпечення змащувальних властивостей і сумісності паливної апаратури. У режимі монопалива HVO дає стабільніше самозаймання та меншу димність і викиди твердих частинок без помітних втрат паливної економічності. Додавання невеликих часток  $H_2$  у впуск скорочує затримку самозаймання, змінює CA50 до ВМТ і зменшує утворення сажі, але підвищує пікові температури й швидкість наростання тиску, що сприяє зростанню  $NO_x$ . Узагальнені результати подано у вигляді погоджених таблиць і тривимірної поверхні компромісу «частка  $H_2$  – зміна BSFC – зміна  $NO_x$ », яка дозволяє виділяти області виграшу та ризику. *Висновки.* Режим HVO з газовим збагаченням воднем (HVO- $H_2$ ) визначено як технічно перспективне проміжне рішення для суднових дизельних двигунів,

здатне знижувати викиди твердих частинок і димність без суттєвої втрати паливної економічності за умови узгодженого керування фазуванням згоряння, повітряним трактом і системами післяобробки. Наголошено на потребі довготривалих випробувань на великих судових двигунах і на стандартизації процедур безпечної роботи з воднем.

**Ключові слова:** HVO, водень, дизельний двигун, суднова енергоустановка,  $NO_x$ , тверді частинки, економічність, згоряння.

## USE OF HYDRO-REFINED VEGETABLE OIL WITH ADDED HYDROGEN IN MARINE DIESEL ENGINES: CURRENT STATUS AND APPLICATION PROBLEMS

D.O. Shalapko<sup>1</sup>, O.I. Solomyentsev<sup>2</sup>, O.O. Kukharenko<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Ph.D., Associate Professor of the Department of Ship Engineering and Power Engineering,  
Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine,  
ORCID ID: 0000-0003-3962-3101

<sup>2</sup>Doctor of Science, Professor of the Department of Ship Engineering and Power Engineering,  
Kherson Educational and Research Institute,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine,  
ORCID ID: 0000-0002-5106-6486

<sup>3</sup>Postgraduate,  
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine,  
ORCID ID: 0009-0007-4764-7185

### Summary

**Introduction.** The article focuses on the use of alternative fuels in marine internal combustion engines. Namely, the operating mode of marine diesel engines on hydrotreated vegetable oil (HVO) with a hydrogen ( $H_2$ ) additive is analyzed to reduce emissions and improve fuel efficiency without significant restructuring of the ship's power plant. HVO is considered a paraffinic renewable diesel fuel with a high cetane number, while hydrogen is treated as an intake gas additive that modifies the early stages of combustion. **Purpose.** This study aims to summarize data on the operation of diesel engines using HVO and in HVO- $H_2$  mode, and to evaluate the effect of small hydrogen fractions on ignition delay, combustion phasing, heat release rate shape, and maximum pressure. Changes in BSFC/SFOC,  $NO_x$ , and particulate matter are also considered. **Results.** It is demonstrated that HVO can be used as the primary fuel, provided its density is accounted for in the dosing strategy and that lubricity and fuel system compatibility are ensured. In neat-fuel mode, HVO provides more stable auto-ignition and lower smoke and particulate emissions, with no noticeable loss in fuel economy. Adding small fractions of  $H_2$  into the intake reduces ignition delay, shifts the CA50 towards TDC, and decreases soot formation; however, it increases peak temperatures and pressure rise rates, which promotes higher  $NO_x$  formation. The summarized results are presented as harmonized tables and a three-dimensional compromise surface, " $H_2$  share – change in BSFC – change in  $NO_x$ ," which highlights regions of benefit and risk. **Conclusions.** The HVO operating mode with gaseous hydrogen enrichment (HVO- $H_2$ ) is identified as a technically promising intermediate

*solution for marine diesel engines, capable of reducing particulate emissions and smoke without significant loss of fuel economy, provided that combustion phasing, the air path, and aftertreatment systems are properly coordinated. The need for long-term tests on large marine engines and for standardised procedures for safe hydrogen handling is emphasised.*

**Key words:** *HVO, hydrogen, diesel engine, marine power plant, NO<sub>x</sub>, particulate matter, fuel economy, combustion.*

### **Вступ**

Сучасний морський сектор перебуває у фазі інтенсивного переходу до низьковуглецевих технологій, однак у цій статті розглянуто лише один із можливих проміжних підходів – конфігурація HVO–H<sub>2</sub> для суднових дизельних двигунів. Тиск на галузь створюють і міжнародні екологічні правила (обмеження на викиди оксидів азоту (NO<sub>x</sub>), частинок та вимоги до енергоефективності), і економічні фактори: подорожчання традиційних палив, зростання витрат на виконання екостандартів та ризик великих збитків у разі екологічних порушень. На цьому фоні конфігурація HVO з додаванням водню (HVO–H<sub>2</sub>) виглядає однією з реалістичних проміжних ступенів «декарбонізації» для суднових дизельних енергетичних установок. У подальшому під конфігурацією HVO–H<sub>2</sub> розумітимемо варіант роботи, в якій HVO залишається єдиним основним енергетичним паливом, а водень виконує роль керувальної газової добавки у впуск, тобто «двопаливність» має енергетично асиметричний характер. HVO (гідрогенізована або гідрооброблена рослинна олія, парафіновий “renewable diesel” за стандартом EN 15940) зберігає сумісність типу “drop-in” (пряма заміна без конструктивної перебудови) з сучасними системами дизельного упорскування, має підвищене цетанове число і низький вміст ароматичних вуглеводнів [1; 2]. Водень, що подається невеликими порціями у впускний тракт, може прискорювати початкові стадії окиснення, зменшуючи затримку самозаймання і пригнічуючи утворення сажі [3]. Однак за надто інтенсивного тепловиділення та підвищення пікових температур можливе зростання викидів NO<sub>x</sub> і «жорсткості» згоряння [4]. В свою чергу даний процес, вимагає цілеспрямованого керування фазуванням процесу (положенням умовного кута CA50), погодження режимів наддуву та рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), а також грамотного застосування систем обробки відпрацьованих газів (SCR, DPF) [5].

Запропоноване дослідження покликане виконати дві ключові задачі. Перша полягає у впорядкуванні в єдину методологічну систему та всебічному аналізі наявних експериментальних і розрахункових даних щодо впливу домішок водню та HVO на індикаторні параметри процесу згоряння [3; 4]. Особливу увагу приділено зміні затримки самозаймання, формі й структурі кривої швидкості тепловиділення, розподілу енергії між ранньою та пізньою фазами згоряння, динаміці показників CA10, CA50, CA90, максимальному тиску в циліндрі, швидкості наростання тиску, а також стабільності циклів за індикаторними та частково NVH-характеристиками [6; 7]. Друга – полягає в установленні зв'язку між виявленими змінами та паливною економічністю й екологічними показниками з урахуванням умов практичної інтеграції режиму HVO–H<sub>2</sub> в СЕУ [5; 7]. Тут важливими є конфігурація наддуву

й охолодження наддувного повітря, можливості та обмеження EGR, робота систем SCR/DPF, вплив підвищених температур навколишнього повітря у тропічному кліматі, а також відмінності між маневровими режимами і усталеним ходом у рейсі [8].

### **Постановка проблеми**

Мета роботи – систематизувати сучасні науково-технічні результати щодо застосування гідроочищеної рослинної олії (HVO) та її поєднання з водневою добавкою ( $H_2$ ) у судових дизельних двигунах, узагальнити вплив на затримку самозаймання, фазування та жорсткість згоряння, паливну економічність і викиди, а також сформулювати обмеження наявної експериментальної бази та напрями подальших досліджень для судових умов експлуатації. По-перше, розглядаються паливні властивості HVO та його сумісність зі стандартом EN 15940: діапазони цетанового числа, густини, в'язкості, поведінка за низьких температур, а також відмінності від мінерального дизельного палива [1; 6]. Окремо аналізується, як ці властивості впливають на гідродинаміку струменя під час упорскування, процес розпилювання та випаровування, теплопровідність і теплоємність палива [2; 8]. По-друге, оцінюється вплив малих домішок водню, що подаються у впуск або порти, на кінетику та термодинаміку згоряння HVO. Тут цікавлять зміни індикаторних параметрів, стабільність горіння, межі стійкої роботи без пропусків займання і без надмірного підвищення жорсткості згоряння [9; 10]. По-третє, аналізується системна інтеграція режиму HVO– $H_2$  у судову енергоустановку: роль наддуву та охолодження наддувного повітря, рециркуляції відпрацьованих газів, роботи SCR/DPF, а також пошук компромісу між запобіганням утворенню  $NO_x$  (через керування фазуванням згоряння, охолодження наддувного повітря, застосування EGR) та їх подальшою нейтралізацією в системі SCR з урахуванням реальних профілів навантаження судових двигунів [10; 11]. По-четверте, окреслюються існуючі прогалини досліджень і технічні питання, які поки що не дають можливості впевнено масштабувати застосування режиму HVO– $H_2$  на флоті: робота в умовах високих температур та вологості, довготривала надійність і деградація елементів паливної, повітряної і газовідвідної систем, відсутність повністю уніфікованих методик індикаторних вимірювань і емісійних оцінок, а також питання безпеки при зберіганні і подачі водню на борту [7; 12].

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Гідрооброблене рослинне дизельне паливо (HVO, hydrotreated/hydroprocessed vegetable oil) належить до парафінових “renewable diesel” і за своєю будовою є сумішшю нормальних та ізопарафінів приблизно діапазону  $C_{10}$ – $C_{20}$  з дуже малою кількістю ароматичних сполук і нульовим вмістом сірки [1]. Така хімічна структура палива вносить його у зону високих значень цетанового числа і робить процес самозаймання більш передбачуваним та стабільним [2]. Для дизельних двигунів це особливо важливо, тому що момент займання й характер розвитку згоряння визначають не тільки індикаторні параметри, а й рівень викидів.

У порівнянні з традиційним дизельним паливом за нормами EN 590 HVO зазвичай має нижчу густину (при 15 °C порядку 0,77–0,79 кг/л) і кінематичну в'язкість у робочому діапазоні систем упорскування близько 2–4 мм<sup>2</sup>/с при 40 °C [2]. Цетанове число для HVO, як правило, знаходиться десь у межах 70–90, тобто значно

вище, ніж у звичайного дизельного палива [9]. З точки зору енергоємності важливо розрізняти два рівні: масовий і об'ємний. Масова нижча теплота згоряння HVO близька до «стандартного» дизеля, проте через меншу густину, енергії в одному літрі трохи менше [10]. У практичному плані це означає, що системи, які дозують паливо «за об'ємом» (витратоміри, картографія витрати палива на валово-генераторних режимах), будуть чутливими до зміни густини, тоді як системи з масовими витратомірами будуть менш чутливими.

Екологічно HVO як основне паливо, за незмінних параметрів наддуву й керування, зазвичай дає помітне зниження димності та РМ без відчутної втрати економічності; реальний ефект по  $\text{NO}_x$  і BSFC суттєво визначається налаштуваннями паливоподачі, наддуву та EGR [4; 5; 11].

Використання водню як добавки у дизельному двигуні з запальним упорскуванням HVO розглядається як спосіб посилити ранні стадії окиснення: широкі межі займистості, висока швидкість поширення полум'я та низька енергія запалення роблять  $\text{H}_2$  ефективним прискорювачем преміксованої фази горіння [12]. Це, як правило, веде до скорочення затримки самозаймання, зміщення CA50 ближче до ВМТ, виразнішого «піку» тепловиділення та зменшення утворення сажі й викидів CO/HC, але разом із тим – до підвищення пікових температур, зростання  $\text{NO}_x$  і жорсткості згоряння через більший  $dp/d\phi$  [14]. Основними діагностичними критеріями залишаються положення CA50, максимальна швидкість наростання тиску, форма кривої тепловиділення та температурні індикатори (Твідп, оцінки пікових температур у циліндрі) [3; 12]. Якщо керування двигуном адаптоване так, щоб утримувати CA50 в оптимальній зоні й обмежувати  $dp/d\phi$  і  $p_{max}$ , невеликі добавки  $\text{H}_2$  можуть забезпечувати зниження або, принаймні, відсутність погіршення питомої витрати палива при істотному зменшенні РМ; за відсутності такої адаптації виграш по сажі часто нівелюється зростанням  $\text{NO}_x$ , жорсткості та ризиків для надійності [14].

Для допустимих концентрацій водню у великогабаритних дизельних двигунах індикаторні діаграми змінюються досить очікувано [12]:

- вигорання палива й тепловиділення: CA50 зміщується у бік менших кутів, максимальна швидкість тепловиділення зростає, тривалість основної фази горіння скорочується;
- жорсткість роботи: зростання  $dp/d\phi$  майже завжди проявляється у підвищенні структурної жорсткості й шуму;
- $\text{NO}_x$ -РМ: викиди РМ зменшуються через краще окиснення залишкового горіння і зменшення холодних зон, тоді як  $\text{NO}_x$  намагається зростати, в разі відсутності EGR, більш глибокого охолодження наддувного повітря чи корекції SOI, VGT, тиску в рейці.

Слід зазначити, що наведена апроксимація має ілюстративний характер і відображає узагальнені тенденції за обмеженою вибіркою даних. За такої кількості точок можливі альтернативні апроксимуючі поверхні з порівнянною похибкою, а реальні багатофакторні процеси формування економічних та екологічних показників згоряння, як правило, мають нелінійну природу і залежать від конструкції двигуна, налаштувань паливоподачі, наддуву та умов випробувань. Тому кількісні висновки за результатами апроксимації слід трактувати як попередні, а не як універсальні закономірності.

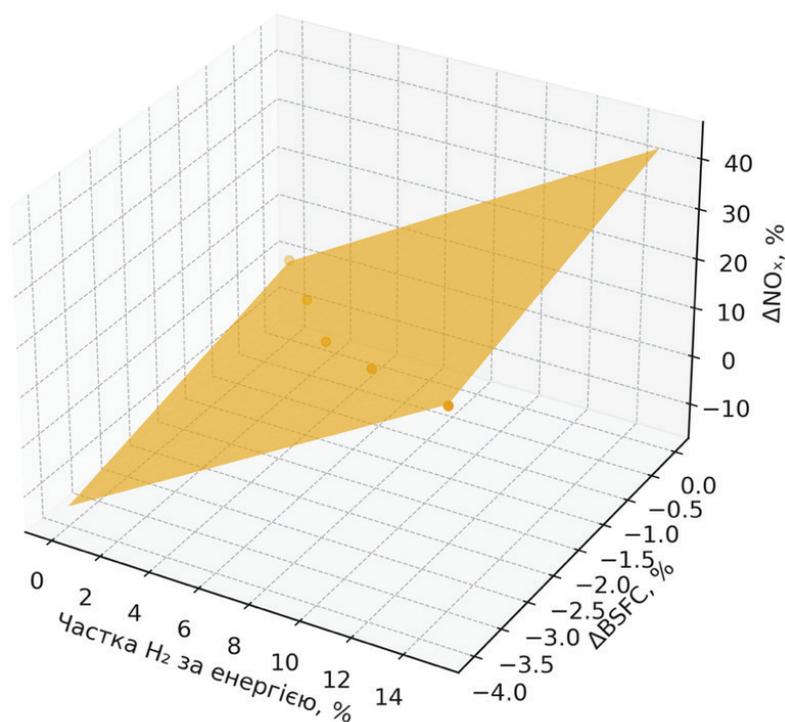


Рисунок 1. Площинна апроксимація компромісу між часткою водню, зміною питомої ефективної витрати палива  $\Delta BSFC$  та зміною викидів  $NO_x$ ,  $\Delta NO_x$  для режимів HVO– $H_2$  (агреговані дані літератури).

Графік на рис. 1 узагальнює компроміс між часткою водню, що додається до HVO, зміною питомої ефективної витрати палива та зміною концентрації викидів оксидів азоту [13]. По осі X відкладено енергетичну частку водню (від 0 до 15 %), по осі Y – зміну питомої ефективної витрати палива  $\Delta BSFC$  у відсотках відносно базового режиму на HVO без водню, по осі Z – відповідну зміну викидів  $NO_x$ ,  $\Delta NO_x$  у відсотках. Точки на поверхні відповідають узагальненим літературним даним для різних рівнів збагачення  $H_2$ , а напівпрозора площина є їх лінійною апроксимацією, яка відображає глобальну тенденцію зміни показників у просторі « $H_2$  – економічність –  $NO_x$ » [12].

З наведеного графіка випливає, що зі зростанням частки водню траєкторія робочих точок зміщується одночасно в бік зменшення  $\Delta BSFC$  та збільшення  $\Delta NO_x$ . Іншими словами, навіть відносно невеликі енергетичні домішки  $H_2$  (порядку кількох відсотків) у наявних агрегованих даних спостерігається тенденція до зменшення питомої витрати палива, але одночасно фіксується зростання утворення  $NO_x$ , без використання додаткових заходів. Площина на рис. 1 показує, що цей компроміс носить системний характер: для більшості реалізацій режиму HVO– $H_2$  перехід до «вигідніших» з точки зору BSFC областей неминуче пов'язаний із рухом у зону підвищених викидів  $NO_x$ . Такий формат подання дозволяє в подальшому накладати на ту ж площину обмеження за нормативами викидів і допустимими межами  $\Delta BSFC$ , виділяючи області, де HVO– $H_2$  є технічно та екологічно прийнятним рішенням для суднових дизельних двигунів [5].

Системно виконані експерименти мають не просто фіксувати зміну форми кривих, а й пов'язувати ці зміни з кінцевими показниками питомої витрати палива, концентрації  $\text{NO}_x$ ,  $\text{PM}$  за фіксованих умов: задані частота обертання, ефективне навантаження, олкефіцієнт надлишку повітря, рівень  $\text{EGR}$ , температура та тиск наддувного повітря. Для порівняння бажано подавати нормовані зміни відносно базового HVO-режиму у відсотках, тобто показувати, на скільки відсотків змінюються вищевказані величини при переході до режиму HVO- $\text{H}_2$  [4].

**Формулювання цілей статті.** З урахуванням викладених передумов мета статті полягає в початковому систематичному огляді режимів HVO та HVO- $\text{H}_2$  для дизельних двигунів, близьких до суднових і стаціонарних середньооборотних установок. Для досягнення цієї мети вирішуються такі завдання. По-перше, на основі доступних експериментальних і модельних досліджень узагальнити дані про властивості HVO як парафінового дизельного палива, його сумісність із сучасними системами упорскування та характерні індикаторні й емісійні ефекти при роботі двигуна в режимі монопалива. По-друге, узагальнити результати щодо впливу малих домішок водню, що подається у впускний тракт, на затримку самозаймання, фазування тепловиділення, максимальний тиск і швидкість його наростання, а також на зміни BSFC,  $\text{NO}_x$  і  $\text{PM}$ . По-третє, показати можливість уніфікованого подання цих результатів у вигляді порівняльних таблиць і спрощеної тривимірної поверхні компромісу «частка водню –  $\Delta\text{BSFC}$  –  $\Delta\text{NO}_x$ », яка дозволяє виявити типові області виграшу й ризику. По-четверте, на основі отриманих узагальнень окреслити можливі сценарії інтеграції режиму HVO- $\text{H}_2$  до складу суднових енергетичних установок і найбільш суттєві прогалини, що потребують подальших цільових досліджень.

**Виклад основного матеріалу.** Експериментальні дослідження режимів HVO- $\text{H}_2$  включають аналіз індикаторних діаграм і похідних від них характеристик тепловиділення, оскільки саме за формою кривих  $p(\varphi)$  та HRR найбільш помітно проявляється вплив водню [3]. На фоні базового режиму на HVO майже всі роботи фіксують скорочення затримки самозаймання і зміщення центру тепловиділення ( $\text{CA}_{50}$ ) ближче до верхньої мертвої точки, що свідчить про посилення преміксованої фази горіння. Це супроводжується зростанням максимальної швидкості тепловиділення і, у частині випадків, підвищенням максимального тиску в циліндрі та жорсткості роботи двигуна. У роботах [3; 6; 7] для кількісної оцінки застосовано однозонні методики відновлення HRR за індикаторним сигналом, визначають  $\text{CA}_{10}$ ,  $\text{CA}_{50}$ ,  $\text{CA}_{90}$ , середній індикаторний тиск, контролюють градієнт тиску  $dp/d\varphi$  як інтегральний показник NVH-навантаження. При цьому завжди постає питання коректної фільтрації сигналу тиску, щоб відсікати високочастотний шум, пов'язаний не з хімічною кінетикою, а з віброакустикою системи. Характер змін виявляється чутливим до відповідних параметрів режиму роботи установки: навантаження, коефіцієнт надлишку повітря, рівень  $\text{EGR}$ , температур та тиск наддувного повітря. На часткових навантаженнях при зниженій температурі наддувного повітря зростання швидкості тепловиділення не обов'язково приводить до виходу максимального тиску в циліндрі ( $p_{\text{max}}$ ) і максимальної швидкості наростання тиску ( $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ ) за конструктивні обмеження, тоді як на близьких до номінальних

навантаженнях без корекції фазування упорскування та параметрів наддуву навіть помірні добавки  $H_2$  можуть «виштовхнути» двигун у зону надмірної жорсткості та перегрівів [13].

Ці ж зміни форми згоряння та температурного поля вносять вплив на паливну економічність й викиди [4]. Якщо для заданого двигуна вдається утримати CA50 в межах оптимальних значень (кілька градусів після ВМТ), обмежити приріст  $dp/d\phi$  і не допустити надмірного зростання  $P_{max}$ , то комбінація HVO– $H_2$  часто дає або нейтральний, або помірно позитивний вплив на питому ефективну витрату палива. Це відбувається завдяки більш компактному та «чистому» горінню зменшуються втрати в пізній фазі й покращується використання енергії палива. При цьому практично завжди фіксують істотне зниження димності та викидів твердих частинок, а також CO і незгорілих вуглеводнів – це прямий наслідок того, що водень не містить в собі вуглецю для появи сажі й покращує умови окиснення в холодних та переобтяжених зонах. В той же час щодо  $NO_x$  картина очікувано гірша: підвищення локальних пікових температур і прискорення початкової фази згоряння без запобіжних заходів призведе до зростання утворення термічного  $NO_x$ . Тому в більшості експериментальних програм додавання  $H_2$  розглядається не як «самодостатне» рішення, а як елемент комплексу, де зниження PM досягається самим характером згоряння, а параметр  $NO_x$  керується поєднанням рециркуляції, поглибленого охолодження наддувного повітря, коригування кута випередження впорскування палива, застосуванням SCR [10; 11]. У випадку, коли керування під  $H_2$  не адаптують, нерідко фіксують погіршення показників витрати палива через відхід від оптимального профілю тепловиділення: надто ранній CA50 і зavelикий PRR підвищують втрати, а вигравш по PM досягається ціною економічності та ресурсу. Саме тому для міжпорівняння результатів важливо подавати не тільки абсолютні значення BSFC,  $NO_x$ , PM, а й їх відносні зміни щодо базового HVO-режиму у відсотках при чітко зафіксованих параметрах двигуна  $n$ ,  $Ne$ ,  $\lambda$ , EGR,  $T_2$ ,  $p_2$ .

В існуючих СЕУ ці «локальні» ефекти на рівні циліндра не можна розглядати відірвано від систем наддуву, охолодження й післяобробки, а також від загальної архітектури паливно-газової частини. Турбокомпресори з керованою геометрією лопаток, двоступеневі схеми наддуву та керовані охолоджувачі наддувного повітря являються тим самим засобом, за допомогою якого можна сформувати такі температурно-теплові умови на впуску, щоб пікові температури в циліндрі й форма HRR залишалися в допустимих межах при наявності  $H_2$  [11]. EGR, у свою чергу, дає можливість «зрізати» утворення  $NO_x$  ще на стадії основного горіння, тоді як SCR бере на себе залишкові оксиди азоту; для PM, навпаки, HVO– $H_2$  дозволяє зменшити навантаження на DPF і оптимізувати режими регенерації. На цьому накладається специфічний судовий контекст: вимоги до безпеки при використанні низькотемпературних палив, застосовність підходів, подібних до Кодексу IGF, необхідність проходження процедур “Alternative Design” за SOLAS, правильне розміщення балонів або криогенних систем зберігання  $H_2$  з точки зору доступу, захисту від механічних ушкоджень, вентиляції та зон класифікації. Машинне відділення – складний з погляду газової безпеки простір, де водень, будучи набагато

легшим за повітря, накопичується у верхніх зонах; отже, схеми вентиляції, розташування датчиків, алгоритми аварійного відсікання подачі та провітрювання мають проектуватися одразу з урахуванням водню. У підсумку інтеграція HVO–H<sub>2</sub> у СЕУ – це не тільки питання індикаторних діаграм і карт BSFC–NO<sub>x</sub>–PM, а комплексна задача сумісного налаштування згоряння, наддуву, EGR/SCR/DPF, паливно-газової інфраструктури й процедур безпечної експлуатації, причому з оглядом на реальні профілі навантаження й кліматичні умови рейсів. Саме через такий підхід експериментальні спостереження згоряння мають інтерпретуватися не виокремлено, а у прив'язці до того, наскільки отримані режими є життєздатними для тривалої роботи судна, а не лише для короткочасних стендових випробувань.

Підсумковим етапом огляду доцільно зробити формування набору порівняльних таблиць і узагальнювальних «карт прогалин», які дозволять перейти від розрізних результатів окремих авторів до цілісної картини по системі HVO–H<sub>2</sub> [3]. Запропоновано, що базовим інструментом узагальнення є блок порівняльних таблиць (табл. 1–4) з фіксованим набором параметрів, щоб усі залучені джерела можна було порівнювати в єдиному форматі. Умовна табл. 1 присвячена властивостям HVO: у ній зводяться діапазони цетанового числа, густини, в'язкості, вмісту ароматичних сполук, показників холодоплинності (CFPP) та відмінностей від базового дизельного палива [1; 2]. Це дозволяє одразу бачити, у яких роботах використано «типове» HVO, а де – сорти з нестандартними характеристиками, що може пояснювати розбіжності в індикаторних та емісійних результатах [4; 6].

Таблиця 1

**Порівняння властивостей EN 590 дизеля та HVO**

Паливо	DCN	Густина 15 °С, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	Ароматика, % мас.	CFPP, °С (типове)
EN 590 дизель	52	835	3,0	≈5 (≤8–11 макс.)	–10
HVO (EN 15940)	75	780	2,8	~0	≈– 25

Табл. 2 узагальнює архітектури подачі водню, які розглядалися в основному для середньооберткових чотиритактних дизельних двигунів: маніфолдне дозування, подача в порти впуску, а також інші варіанти (наприклад, пряме впорскування чи використання реформату). Для кожної роботи тут фіксуватимуться діапазони часток H<sub>2</sub> (у масовому та енергетичному вираженні), основні особливості схеми безпеки (редукування, запірні арматура, вентиляція, детекція), а також тип двигуна й характер експериментальної установки. Для малооберткових двотактних головних двигунів такі схеми зовнішнього сумішоутворення з воднем у впускному тракті практично не застосовуються через високі ризики займання воднево-повітряної суміші в продувочних та випускних ресиверах, тому надалі вони не розглядаються як реалістичні варіанти модернізації. Таким чином, можна відокремити «чисто кінетичні» ефекти від тих, що обумовлені конкретною схемою подачі та обмеженнями за безпекою [14; 15].

Таблиця 2

Архітектури подачі водню

Архітектура подачі H <sub>2</sub>	Типові частки H <sub>2</sub> (енергетичні, %)	Переваги	Основні обмеження / ризики
Маніфолдне дозування (після інтеркулера)	3–15	Найпростіший ретрофіт, мінімум змін у головці циліндра(ів)	Гірший розподіл між циліндрами, ризик локальних збагачень
Портове дозування (біля впускного клапана)	3–20	Кращий баланс по циліндрах, стабільніший CA50	Складніша газова арматура, вимоги до герметичності й термостійкості
Пряме впорскування H <sub>2</sub> у циліндр	10–40	Максимальний контроль стехіометрії та фазування	Потрібна повна переробка циліндрових кришок та газорозподільного вузла, спеціальні форсунки, жорсткі вимоги до безпеки

Це не «дані одного досліджу», а агрегований огляд за кількома роботами, де [3; 5; 13]:

- малі енергетичні частки H<sub>2</sub> дають або нейтральний, або невеликий плюс по BSFC;
- NO<sub>x</sub> зростає без EGR/охолодження;
- PM істотно падає.

Таблиця 3

Узагальнені тренди  $\Delta$ BSFC/ $\Delta$ NO<sub>x</sub>/ $\Delta$ PM від частки H<sub>2</sub>

Частка H <sub>2</sub> за енергією, %	$\Delta$ BSFC, %	$\Delta$ NO <sub>x</sub> , %	$\Delta$ PM/димність, %
0	0	0	0
3	- 1	+ 5	- 15
6	- 2	+ 10	- 30
10	- 3	+ 20	- 45
15	- 4	+ 30	- 60

Таблиця 4

Системні рішення для інтеграції в CEУ

Рішення	Рівень складності	Очікуваний вплив на NO <sub>x</sub> /PM/BSFC (HVO–H <sub>2</sub> )
Одноступеневий наддув + інтеркулер, без EGR та SCR	Низький	↓PM, NO <sub>x</sub> зростає/нейтральний, BSFC ≈ 0...– 3 %
Одноступеневий наддув + охолоджуваний EGR + SCR	Середній	↓PM, NO <sub>x</sub> до нормативів, невеликий штраф по BSFC можливий
Двоступеневий наддув з проміжним охолодженням + EGR + SCR/DPF	Високий	↓PM, NO <sub>x</sub> до Tier III, BSFC зберігається або покращується
Схеми з утилізацією теплоти (ORC, waste-heat recovery)	Високий	Додаткове зменшення питомої витрати без істотного впливу на NO <sub>x</sub> /PM

У табл. 3 зведено експериментальні результати згоряння і викидів для режимів HVO–H<sub>2</sub> у прив'язці до режимних координат: ефективно навантаження та частота

обертання, частка  $H_2$ , основні індикаторні показники (затримка самозаймання, CA50, максимальний тиск, градієнт тиску, IMEP) і відповідні прирости або зміни BSFC,  $NO_x$ , PM порівняно з базовим HVO-режимом [7]. Така структура дозволить бачити не лише «середній» ефект від водню, а й те, у яких саме режимах він досягається, де спостерігаються обмеження по жорсткості чи термонавантаженню, і де даних взагалі бракує (наприклад, для низьких навантажень або тропічних умов всмоктування повітря).

Табл. 4 орієнтована на інтеграційні рішення в складі суднових енергоустановок: які конфігурації наддуву та охолодження наддувного повітря застосовуються, чи використовується EGR, які системи післяобробки (SCR, DPF) залучені, у яких профілях навантаження проводилися дослідження та яких «підсумкових» ефектів вдалося досягти на рівні всієї СЕУ (зміна питомої витрати, викидів, експлуатаційних обмежень) [10]. На основі цих таблиць буде змога побудувати умовні «карти прогалин», де по осях розміщуються тип двигуна, рівень інтеграції (лише циліндр, двигун у стендовому виконанні, повноцінна СЕУ), діапазон часток  $H_2$ , кліматичні умови й тривалість випробувань, а в комірках – відмітка про наявність / відсутність даних і характер результатів. Це дозволить чітко показати, у яких сегментах (наприклад, середньооберткові чотиритактні двигуни з підвищеними частками  $H_2$ , тропічні умови, тривалі натурні випробування) наразі є найбільші прогалини й куди доцільно спрямовувати подальші дослідження.

#### **Висновки**

1. Узагальнення наявних публікацій і експериментальних даних свідчить, що використання гідроочищеної рослинної олії (HVO) у поєднанні з водневою добавкою ( $H_2$ ) у суднових дизельних двигунах є технічно можливим напрямом, однак на сучасному етапі розвитку технологій не може розглядатися як просте та легкодоступне рішення для масового впровадження у флоті.

2. HVO як парафінове відновлюване дизельне паливо з високим цетановим числом і низьким вмістом ароматичних сполук у більшості досліджених випадків може застосовуватися за принципом *drop-in* за умови корекції циклової подачі палива, забезпечення достатньої змащувальної здатності та перевірки сумісності матеріалів елементів паливної системи.

3. Робота дизельних двигунів на HVO зазвичай характеризується стабільнішим самозайманням, зменшенням димоутворення та викидів твердих частинок, а також більш «чистим» перебігом процесу згоряння без суттєвого погіршення паливної економічності. Такі властивості створюють передумови для подальшого застосування газових добавок, зокрема водню.

4. Згідно з результатами, наведеними в літературних джерелах, додавання водню до HVO, як правило, призводить до скорочення затримки самозаймання, зсуву фази основного тепловиділення (CA50) у бік верхньої мертвої точки та зменшення викидів твердих частинок. Водночас у ряді робіт відзначається тенденція до підвищення викидів  $NO_x$  і жорсткості згоряння, що потребує цілеспрямованої оптимізації параметрів робочого процесу.

5. Для суднових енергетичних установок застосування комбінації HVO- $H_2$  доцільно розглядати виключно в комплексі з удосконаленням систем наддуву, охолодження наддувного повітря, рециркуляції та нейтралізації відпрацьованих

газів (EGR, SCR, DPF), а також із урахуванням вимог безпеки зберігання та подачі водню на борту судна. Отримані в роботі узагальнення мають характер оглядової оцінки та постановки науково-технічної задачі й не замінюють необхідності проведення спеціалізованих експериментальних досліджень на повномасштабних суднових дизельних двигунах.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. European Committee for Standardization. (2024). UNE EN 15940:2024 Automotive fuels – Paraffinic diesel fuel from synthesis or hydrotreatment – Requirements and test methods. Author.
2. Aatola H., Larmi M., Sarjovaara T., Mikkonen S. (2008). Hydrotreated vegetable oil (HVO) as a renewable diesel fuel: Trade-off between NO<sub>x</sub>, particulate emission, and fuel consumption of a heavy-duty engine. *SAE International Journal of Engines*. 1 (1). 1251–1262.
3. Wu Y., Ferns J., Li H., & Andrews G. (2017). Investigation of combustion and emission performance of hydrogenated vegetable oil (HVO) diesel. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*. 10 (3). 895–903.
4. Happonen M., Heikkilä J., Murtonen T., Lehto K., Sarjovaara T., Larmi M., Keskinen J., & Virtanen A. (2012). Reductions in particulate and NO<sub>x</sub> emissions by diesel engine parameter adjustments with HVO fuel. *Environmental Science & Technology*. 46 (11). 6198–6204.
5. Hunicz J., Krzaczek P., Gęca M., Rybak A., & Mikulski M. (2021). Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO. *Combustion Engines*. 184. 72–78.
6. Orliński P., Sikora M., Bednarski M., & Gis M. (2024). The influence of powering a compression ignition engine with HVO fuel on the specific emissions of selected toxic exhaust components. *Applied Sciences*. 14 (9). 5893.
7. Smigins R., Jesko U., Riepus C., & Sokolovskij E. (2023). Studies of engine performance and emissions at full-load conditions using HVO, diesel fuel, and HVO5. *Energies*. 16 (12). 4785.
8. Kuszewski H., Balawender K., Jaworski A., Ziółkowski A., Zelent P., et al. (2025). Performance of hydrotreated vegetable oil–diesel blends: Ignition and combustion insights. *Energies*. 18 (22). 5962.
9. Millo F., Ciaravino C., Marzano M. R., et al. (2025). Fundamental injection and combustion characteristics of neat hydrotreated vegetable oil (HVO) in a diesel engine. *Fuel*. 379. 132951.
10. Di Blasio G., Ianniello R., & Beatrice C. (2022). Hydrotreated vegetable oil as an enabler for highly efficient and ultra-low emission vehicles in view of 2030 targets. *Fuel*. 310. 122206.
11. d’Ambrosio S., Mancarella A., & Manelli A. (2022). Utilization of hydrotreated vegetable oil (HVO) in a Euro 6 dual-loop EGR diesel engine: Behavior as a drop-in fuel and potentialities along calibration parameter sweeps. *Energies*. 15 (19). 7202.

12. Szwaja S., Pukalskas S., Juknelevicius R., & Rimkus A. (2025). Combustion analysis of the renewable fuel HVO and RME with hydrogen addition in a reciprocating internal combustion engine. *Energies*. 18 (13). 3381.
13. Pinto G. M., Santos J.M., Afonso R.S., Santos, D., Guedes, A., & Gouveia, P. (2023). Combustion, performance and emission analyses of a CI engine operating with renewable diesel fuels (HVO/farnesane) under dual-fuel mode through hydrogen port injection. *International Journal of Hydrogen Energy*. 48 (57). 19713–19732.
14. Mukhtar G.A., Alahdal A.M., et al. (2024). Performance and emissions of a hydrogen dual-fuel engine using diesel and HVO as pilot fuels (SAE Technical Paper 2024-01-4286). SAE International.
15. Panait A., Popescu A., Dobre C.-G., et al. (2025). The use of hydrogen in the automotive diesel engine—An efficient solution to control its operation with reduced carbon emissions. *Sustainability*. 17 (22). 10369.

#### REFERENCES

1. European Committee for Standardization. (2024). UNE EN 15940:2024 Automotive fuels – Paraffinic diesel fuel from synthesis or hydrotreatment – Requirements and test methods. Author.
2. Aatola, H., Larmi, M., Sarjoavaara, T., & Mikkonen, S. (2008). Hydrotreated vegetable oil (HVO) as a renewable diesel fuel: Trade-off between NO<sub>x</sub>, particulate emission, and fuel consumption of a heavy duty engine. *SAE International Journal of Engines*. 1 (1). 1251–1262.
3. Wu, Y., Ferns, J., Li, H., & Andrews, G. (2017). Investigation of combustion and emission performance of hydrogenated vegetable oil (HVO) diesel. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*. 10 (3). 895–903.
4. Happonen, M., Heikkilä, J., Murtonen, T., Lehto, K., Sarjoavaara, T., Larmi, M., Keskinen, J., & Virtanen, A. (2012). Reductions in particulate and NO<sub>x</sub> emissions by diesel engine parameter adjustments with HVO fuel. *Environmental Science & Technology*. 46 (11). 6198–6204.
5. Hunicz, J., Krzaczek, P., Gęca, M., Rybak, A., & Mikulski, M. (2021). Comparative study of combustion and emissions of diesel engine fuelled with FAME and HVO. *Combustion Engines*. 184. 72–78.
6. Orliński, P., Sikora, M., Bednarski, M., & Gis, M. (2024). The influence of powering a compression ignition engine with HVO fuel on the specific emissions of selected toxic exhaust components. *Applied Sciences*. 14 (9), 5893.
7. Smigins, R., Jesko, U., Riepulius, C., & Sokolovskij, E. (2023). Studies of engine performance and emissions at full-load conditions using HVO, diesel fuel, and HVO5. *Energies*. 16 (12). 4785.
8. Kuszewski, H., Balawender, K., Jaworski, A., Ziółkowski, A., Zelent, P., et al. (2025). Performance of hydrotreated vegetable oil–diesel blends: Ignition and combustion insights. *Energies*. 18 (22). 5962.

9. Millo, F., Ciaravino, C., Marzano, M.R., et al. (2025). Fundamental injection and combustion characteristics of neat hydrotreated vegetable oil (HVO) in a diesel engine. *Fuel*. 379. 132951.
10. Di Blasio, G., Ianniello, R., & Beatrice, C. (2022). Hydrotreated vegetable oil as enabler for high-efficient and ultra-low emission vehicles in the view of 2030 targets. *Fuel*. 310. 122206.
11. d'Ambrosio, S., Mancarella, A., & Manelli, A. (2022). Utilization of hydrotreated vegetable oil (HVO) in a Euro 6 dual-loop EGR diesel engine: Behavior as a drop-in fuel and potentialities along calibration parameter sweeps. *Energies*. 15 (19). 7202.
12. Szwaja, S., Pukalskas, S., Juknelevicius, R., & Rimkus, A. (2025). Combustion analysis of the renewable fuel HVO and RME with hydrogen addition in a reciprocating internal combustion engine. *Energies*. 18 (13), 3381.
13. Pinto, G.M., Santos, J.M., Afonso, R.S., Santos, D., Guedes, A., & Gouveia, P. (2023). Combustion, performance and emission analyses of a CI engine operating with renewable diesel fuels (HVO/farnesane) under dual-fuel mode through hydrogen port injection. *International Journal of Hydrogen Energy*. 48 (57). 19713–19732.
14. Mukhtar, G.A., Alahdal, A.M., et al. (2024). Performance and emissions of a hydrogen dual-fuel engine using diesel and HVO as pilot fuels (SAE Technical Paper 2024-01-4286). SAE International.
15. Panait, A., Popescu, A., Dobre, C.-G., et al. (2025). The use of hydrogen in the automotive diesel engine—An efficient solution to control its operation with reduced carbon emissions. *Sustainability*. 17 (22). 10369.

Дата першого надходження статті до видання: 28.10.2025

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 28.11.2025

Дата публікації (оприлюднення) статті: 26.12.2025