

## KHOA HỌC - CÔNG NGHỆ

# ĐÁNH GIÁ CÁC ĐẶC TÍNH KINH TẾ VÀ PHÁT THẢI CỦA ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KÉP BIODIESEL VÀ LNG BẰNG CÔNG CỤ SỐ THE NUMERICAL SIMULATION TO ANALYZE ECONOMIC AND EMISSION CHARACTERISTICS OF DUAL FUEL ENGINE USING BIODIESEL AND LNG

PHẠM VĂN VIỆT<sup>1\*</sup>, HOÀNG ĐỨC TUẤN<sup>1</sup>, TRẦN THỂ NAM<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Khoa Máy tàu biển, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

<sup>2</sup>Phòng Khoa học - Công nghệ, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

\*Email liên hệ: phamvanviet@vamaru.edu.vn

### Tóm tắt

Động cơ nhiên liệu kép, chạy bằng LNG và phun mỗi với một lượng nhỏ biodiesel đang được xem như một giải pháp cực kỳ hấp dẫn cho các đội tàu vận tải quốc tế do lượng khí thải thấp và tính linh hoạt của nhiên liệu. Nghiên cứu mô phỏng số bằng các công cụ máy tính là một cách tiếp cận phù hợp để hiểu rõ các đặc tính cháy và phát thải của động cơ nhiên liệu kép. Trong bài báo này, phần mềm Diesel RK đã được sử dụng để phân tích và đánh giá các đặc tính kinh tế và phát thải của động cơ Wärtsilä 6L20DF với mức tải thay đổi từ 25% đến 100% ở vòng quay 1200 vòng/phút. Kết quả mô phỏng cho thấy nhiên liệu diesel sinh học (B50) ở chế độ nhiên liệu lỏng giảm phát thải CO và HC lần lượt là 26% và 22% so với nhiên liệu diesel (D100). Hơn nữa, ở chế độ nhiên liệu kép, so với D100, suất tiêu hao nhiên liệu giảm khoảng 17% trong khi mức phát thải NO<sub>x</sub> giảm khoảng 89%. Do đó, việc sử dụng nhiên liệu kép gồm LNG và nhiên liệu sinh học mang lại nhiều triển vọng trong việc đáp ứng các chỉ tiêu kinh tế và môi trường cho động cơ tàu thủy.

**Từ khóa:** Động cơ nhiên liệu kép, biodiesel, LNG, tính kinh tế, đặc tính phát thải, mô phỏng số.

### Abstract

The dual fuel engine, powered by LNG combined with biodiesel pilot injection, has appeared in marine transport vehicles as an extremely attractive solution due to its low emissions and fuel flexibility. The numerical simulation is suitable to understand the combustion and emission characteristics of dual fuel engines. This paper focuses on building a numerical model based on Diesel RK software to apply to the problem of dual fuel engine based on Wärtsilä

6L20DF engine, in order to analyze the performance and emission characteristics from 25% to 100% of loads and 1200 rpm of speed. Simulation results show that the use of blended biodiesel (B50) in liquid mode reduces CO and HC emissions by 26% and 22% respectively compared to pure diesel (D100). Furthermore, in dual fuel mode, compared to D100, the dual fuels have the advantage of economic characteristics with savings about 17% and NO<sub>x</sub> emissions reduction by 89%. Therefore, the use of dual-fuel including LNG and biofuels offers great prospects in meeting economic and environmental criteria for marine engines.

**Keywords:** Dual-fuel engines, biodiesel, LNG, economic characteristics, emission characteristics, numerical simulation.

### 1. Đặt vấn đề

Vận tải biển toàn cầu đang phải đối mặt với những thách thức lớn từ các quy định mới về chất lượng không khí và mục tiêu khử 50% cacbon vào năm 2050 [1]. Tổ chức Hàng hải Quốc tế (IMO) đã ban hành các quy định về khí thải từ tàu bao gồm Công ước quốc tế về ngăn ngừa ô nhiễm từ tàu (MARPOL) và đặt ra các giới hạn về hàm lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu và phát thải NO<sub>x</sub>. Hơn nữa, để tiếp nối những nỗ lực này, IMO đã công bố Chiến lược ban đầu của IMO về giảm phát thải khí nhà kính từ tàu (gọi tắt là Chiến lược ban đầu) vào năm 2018 [2]. Để đạt được tầm nhìn này, Chiến lược ban đầu đã đề xuất các giải pháp ngắn hạn, trung hạn và dài hạn, trong đó sử dụng nhiên liệu thay thế là một lựa chọn nổi bật, nội dung của chiến lược này được tóm tắt trong Bảng 1.

Trong những năm gần đây, để đáp ứng các quy định của IMO, LNG đang là một lựa chọn ưu tiên cho các hệ

Bảng 1. Tóm tắt các giải pháp ngắn hạn, trung hạn và dài hạn để đáp ứng Chiến lược ban đầu [1]

Ngắn hạn	Trung hạn	Dài hạn
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Cải thiện khung hiệu quả năng lượng.</li> <li>- Xây dựng các biện pháp kỹ thuật và vận hành hiệu quả năng lượng.</li> <li>- Khuyến khích các chính sách quốc gia, ưu đãi và các hoạt động cảng.</li> <li>- <b>Bắt đầu nghiên cứu về nhiên liệu thay thế và công nghệ tiên tiến.</b></li> <li>- Thực hiện các nghiên cứu phát thải khí nhà kính bổ sung.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>Triển khai chương trình sử dụng hiệu quả nhiên liệu thay thế.</b></li> <li>- Các biện pháp hiệu quả trong các hoạt động năng lượng.</li> <li>- Cơ chế giảm phát thải sáng tạo.</li> <li>- Tăng cường hợp tác kỹ thuật.</li> <li>- Xây dựng cơ chế phản hồi để học hỏi và chia sẻ bài học kinh nghiệm.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>Theo đuổi việc phát triển và cung cấp nhiên liệu thay thế.</b></li> <li>- Khuyến khích và tạo điều kiện thuận lợi cho việc áp dụng các cơ chế giảm phát thải sáng tạo khả thi khác.</li> </ul>

thống năng lượng tàu thủy [3]. LNG có khả năng giảm tới 26% phát thải CO<sub>2</sub> so với nhiên liệu nặng (HFO), mức khí thải NO<sub>x</sub> thấp và không tạo ra khí thải SO<sub>x</sub>. So với các loại nhiên liệu thay thế khác, LNG có giá nguyên liệu cạnh tranh, nhiều cơ sở hạ tầng hơn cho tàu và các công nghệ sẵn có trên thị trường [4]. Trong số các họ động cơ chạy bằng nhiên liệu khí, động cơ nhiên liệu kép (DF) đang chiếm lĩnh thị trường năng lượng và hàng hải. Nhiên liệu diesel có hoạt tính cao, tự bốc cháy sau một khoảng thời gian nhất định, giải phóng một lượng nhiệt đủ để kích hoạt các phản ứng hóa học để đốt cháy hỗn hợp không khí nén và metan. Động cơ DF là giải pháp phù hợp cho thị trường hàng hải nhờ tính linh hoạt để vận hành cả với diesel và LNG tùy theo giá nhiên liệu hiện hành, tính sẵn có của nhiên liệu, mục tiêu hoạt động và khu vực vận chuyển. Hơn nữa, động cơ DF hoàn toàn có thể tương thích với nhiên liệu sinh học, nó có thể là nguồn năng lượng trung hòa cacbon và giảm tới 88% CO<sub>2</sub> trong vòng đời cacbon [5]. Ưu điểm lớn nhất của nhiên liệu sinh học là loại nhiên liệu này tương thích với cơ sở hạ tầng và hệ thống động cơ hiện có của tàu thủy.

Ngày nay, các giai đoạn phát triển và tối ưu hóa sản phẩm được kiểm soát bởi các quy định phát thải ngày càng nghiêm ngặt và bởi nhu cầu cạnh tranh cũng như các thách thức của thị trường. Ngay cả khi các động cơ DF hiện đại tuân thủ đầy đủ các quy định về khí thải, trong giai đoạn phát triển chúng vẫn phụ thuộc vào các yếu tố như hiệu quả lớn nhất xét trên phạm vi toàn dải tải động cơ, độ tin cậy và tối ưu hóa ở các tải bộ phận khi sử dụng lượng nhiên liệu của diesel hoặc biodiesel và LNG để cung cấp năng lượng chính cho các đội tàu [6].

Các nghiên cứu thực nghiệm về nhiên liệu thay thế trên tàu thủy là rất khó khăn và phức tạp do các quy định an toàn và điều kiện thử nghiệm trên tàu là bất khả thi trong bối cảnh hiện nay. Do đó, sử dụng các mô hình số hoặc công cụ số để hỗ trợ tính toán và đánh giá các

đặc tính động cơ và phát thải khí đốt cháy nhiên liệu kép được xem là khả thi. Có nhiều phần mềm mô phỏng và tính toán quá trình nhiệt động trong động cơ đốt trong như AVL Boost, Wave, GT-Power,... Tuy nhiên, việc tiếp cận với các gói phần mềm trên là khó khăn do yêu cầu chi phí bản quyền. Hiện nay, Diesel RK là một phần mềm có hỗ trợ gói cho đào tạo, hơn nữa phần mềm này cho phép dự báo khá chính xác động học quá trình cháy và hình thành phát thải của động cơ diesel khi thay đổi các thông số đầu vào. Bài viết này trình bày một nghiên cứu mô phỏng số nhằm đánh giá các thông số về suất tiêu hao nhiên liệu và các đặc tính phát thải (CO, HC và NO<sub>x</sub>) của động cơ DF với 2 chế độ là nhiên liệu lỏng (diesel và biodiesel) và nhiên liệu kép (LNG và phun môi bằng biodiesel) bằng công cụ tính toán mô phỏng Diesel RK. Quá trình tính toán được áp dụng cho động cơ DF điển hình trên tàu thủy là Wärtsilä 6L20DF theo đặc tính tải với các mức tải 25%, 50%, 75%, 90% và 100% ở vòng quay động cơ là 1200 vòng/phút.

## 2. Nội dung

### 2.1. Phần mềm Diesel RK

Quá trình tính toán mô phỏng số được thực hiện bởi sự hỗ trợ của công cụ phần mềm Diesel RK, một công cụ tính toán nhiệt động học cho động cơ đốt trong được xây dựng bởi nhóm các nhà khoa học Nga, đứng đầu là Giáo sư Andrey Kuleshov [7]. Phần mềm được sử dụng để mô hình hóa cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép [8] bao gồm các mô hình: (1) Mô hình đa vùng để tính các thông số quá trình cháy, (2) Mô hình cơ chế của Tolstov để xác định các thông số cháy trễ, (3) Mô hình cơ chế Zeldovich để xác định sự hình thành NO<sub>x</sub>, (4) Mô hình cơ chế Alkidas để xác định sự hình thành PM, (5) Mô hình Bosch và Hartridge để xác định sự hình thành phát thải khói và (6) Mô hình cơ chế Razleytsev để xác định sự hình thành soot. Các mô hình và phương trình nhiệt động học được áp dụng trong quá trình tính toán mô phỏng bằng Diesel RK được trình bày trong Bảng 2.

*Bảng 2. Các mô hình và phương trình được sử dụng trong phần mềm tính toán Diesel RK [18]*

Tên mô hình	Biểu thức diễn giải của mô hình	Diễn giải
Bảo toàn khối lượng	$\frac{dm}{dt} = \sum_i \dot{m}_i$	m: Tổng khối lượng (kg).
Bảo toàn nguyên tố	$Y_i = \frac{m_i}{m}$	$m_i$ : Lưu khối của chất tham gia thứ i (kg/s).
Phương trình nguyên tố	$\frac{d(mY_i)}{dt} = \sum_i \dot{m}_i Y_i^j + \dot{S}_g$	$\dot{S}_g$ : Lưu khối của chất tạo thành thứ i (kg/s).
Sự hình thành sản phẩm thứ i	$\dot{S}_g = \Omega_i W_{mw} \cdot v$	v: Thể tích riêng (m <sup>3</sup> /kg); W <sub>mw</sub> : Khối lượng mol (kg/mol).
Phương trình bảo toàn nguyên tố	$\dot{Y}_i = \sum_i \left(\frac{m_i}{m}\right) (Y_i^j - Y_i^{cyl}) + \frac{\Omega \cdot W_{mw}}{\rho}$	$\rho$ : Khối lượng riêng (kg/m <sup>3</sup> ).
Bảo toàn năng lượng	$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = -p \frac{dv}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} + \sum_j \dot{m}_j h_j$	p: Áp suất (Mpa); Q <sub>ht</sub> : Nhiệt thải cho chất làm mát (kJ); u: Gia tốc (m/s <sup>2</sup> ); h: Entanpi (kJ/kg).
Tỉ số đương lượng A/F	$\alpha_1 = \frac{\dot{m}_a / \dot{m}_f}{(\dot{m}_a / \dot{m}_f)_s}$	$\dot{m}_a$ : Lưu khối của không khí (kg/s).
Ma sát MEP	$FMEP = \alpha + \beta F_{max} + \gamma V_p$	$\alpha, \beta, \gamma$ : Là các hệ số; F <sub>max</sub> : Lực pháp tuyến lớn nhất tác dụng lên xilanh (N); V <sub>p</sub> : Vận tốc chuyển động của piston (m/s).
Suất tiêu hao nhiên liệu	$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P}$	$\dot{m}_f$ : Lưu khối nhiên liệu (kg/s); P: Công suất (kW).
Thời gian cháy trễ	$\tau = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8,312T}\right) - \frac{70}{CN + 25}$	E <sub>a</sub> : Năng lượng kích hoạt; n: Tốc độ của động cơ (vòng/phút); p: Áp suất (bar); T: Nhiệt độ (K); $\tau$ : Thời gian (s); CN: Số xetan.
Nhiệt sinh ra trong quá trình cháy không kiểm soát	$\frac{dx}{d\tau} = \Phi_0 \cdot \left( A_0 \cdot \frac{m_f}{v_i} \cdot (\sigma_{ud} - x_0) \cdot (0,1\sigma_{ud} + x_0) \right) + \Phi_1 \cdot \left( \frac{d\sigma_u}{d\tau} \right)$	$x_0$ : Phần nhiên liệu cháy trong quá trình cháy trễ.
Nhiệt sinh ra trong quá trình cháy có kiểm soát	$\frac{dx}{d\tau} = \Phi_1 \left( \frac{d\sigma_u}{d\tau} \right) + \Phi_2 \cdot \left( A_2 \cdot \frac{m_f}{v_c} (\sigma_u - x) \cdot (\alpha - x) \right)$	$\frac{dx}{d\tau}$ : Tốc độ toả nhiệt (1/s); $\sigma_u$ : Phần nhiên liệu đã bay hơi.
Nhiệt sinh ra trong quá trình cháy rút	$\frac{dx}{d\tau} = \Phi_3 \cdot A_3 \cdot K_T \cdot (\xi_b \alpha - x) \cdot (1 - x)$	K <sub>T</sub> : Hằng số hoá hơi $\Phi_0 = \Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3$ : Bảng hằng số và là hàm mô tả tính toàn vẹn của quá trình cháy tại các vùng của ngồn lửa.

Tên mô hình	Biểu thức diễn giải của mô hình	Diễn giải
Cơ chế Zeldovich	$O_2 \leftrightarrow 2O; N_2 + O \leftrightarrow NO + N;$ $N + O_2 \leftrightarrow NO + O$	
Nồng độ NO hình thành trong quá trình cháy	$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p \cdot 2,333 \cdot 10^{-7} \cdot e^{-\frac{38020}{T_b}} \cdot [N_2]_e \cdot [O]_e \cdot \left\{1 - \left(\frac{[NO]}{[NO]_e}\right)^2\right\}}{\omega \cdot R \cdot T_b \cdot \left(1 + \frac{2365}{T_b} \cdot e^{\frac{2365}{T_b}} \cdot \frac{[NO]}{[O_2]_e}\right)}$	$\omega$ : Vận tốc góc (vòng/phút); R: Hằng số; $T_b$ : Nhiệt độ cháy lớn nhất trong xy lanh (°K).
Nồng độ NO trong một xy lanh	$r_{NO_c} = r_{NO} \cdot r_{bc}$	
Phát thải NO	$e_{NO} = \frac{30 \cdot r_{NO} \cdot M_{bg}}{L_c \cdot \eta_M}$	
Sự hình thành phát thải soot	$\left(\frac{d[C]}{dt}\right)_K = 0,004 \frac{q_c \cdot dx}{V \cdot dt}$	$q_c$ : Khối lượng nhiên liệu trong một chu trình (kg); V: Thể tích xy lanh (cc); $\frac{dx}{dt}$ : Tốc độ tản nhiệt (J/độ GQTK).
Mức độ khói theo Hartridge	$H = 100 \cdot [1 - 0,9545e^{(-2,4226[C])}]$	[C]: Mức độ soot tồn tại trong piston.
Phát thải khói theo Bosch	$[PM] = Z_{PM} \cdot 565 \cdot \left(\ln \frac{10}{10 - BN}\right)^{1,206}$	$Z_{PM}$ : Hằng số; BN: Số phát thải khói Bosch.

**Bảng 3. Các thông số kỹ thuật của động cơ Wärtsilä 6L20DF [19]**

Thông số	Giá trị	Đơn vị
Công suất định mức của động cơ	1110	kW
Số xy lanh của động cơ	6	
Tốc độ quay định mức của động cơ	1200	rpm
Loại động cơ	Động cơ 4 kỳ, một hàng thẳng đứng, có tăng áp	
Đường kính xy lanh	280	mm
Hành trình piston	200	mm
Áp suất trung bình có ích	2,72	Mpa

**Bảng 4. Tính chất nhiên liệu [20]**

Tính chất nhiên liệu	Đơn vị	LNG	D100	Biodiesel
Số xêtan (min)	-	-	40	50,6
Số mêtan	-	85	-	-
Độ nhớt động học ở 40°C	cST	-	3,4	5,1
Khối lượng riêng ở 15°C	kg/m <sup>3</sup>	0,75	839	878
Nhiệt trị thấp	MJ/kg	49,8	42,8	38,5
Thành phần	% khối lượng	CH <sub>4</sub> : 95,4 C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> : 3,93 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> : 0,47 C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> : 0,17	C: 86 H: 14	C: 79,5 H: 11,6 O: 8,9

## 2.2. Tính toán mô phỏng

Các thông số đầu vào của động cơ Wärtsilä 6L20DF được mô tả trong Bảng 3. Động cơ nhiên liệu kép được thiết lập ở 2 chế độ thử nghiệm: Chế độ 1 sử dụng nhiên liệu lỏng (Diesel (D100) và Biodiesel (B50)) được phun trực tiếp, chế độ 2 là chế độ nhiên liệu kép (nhiên liệu khí (LNG) được phun gián tiếp trên đường nạp và nhiên liệu lỏng B50 được phun trực tiếp, với tỷ lệ LNG thay thế cho nhiên liệu lỏng được xác định theo phương trình (1) và (2)). Để tránh hiện tượng kích nổ với tỷ lệ LNG thay thế cao (trên 50%), trong nghiên cứu này tỷ lệ LNG thay thế được lựa chọn lần lượt là 10%, 20%, 30% và 40%. Các đặc tính của LNG và biodiesel sử dụng cho các tính toán mô phỏng được trình bày trong Bảng 4. Động cơ mô phỏng được thiết lập theo đặc tính tải với các mức tải thay đổi (25%, 50%, 75%, 90% và 100%) ở vòng quay 1200 vòng/phút. Thông số đầu ra của quá trình tính toán mô phỏng bởi Diesel RK bao gồm suất tiêu hao nhiên liệu và nồng độ phát thải (CO, HC và NO<sub>x</sub>).

$$\text{Tỷ lệ LNG thay thế} = \frac{m_{l(tt)}}{m_{l(bd)}} \quad (1)$$

Trong đó:

$m_{l(tt)}$  là khối lượng nhiên liệu lỏng được thay thế (kg);

$m_{l(bd)}$  là tổng khối lượng nhiên liệu lỏng ban đầu (kg).

$$\text{Khối lượng LNG thay thế} = \frac{m_{l(tt)} \cdot Q_{H(l,tt)}}{Q_{H(LNG)}} \quad (2)$$

Trong đó:

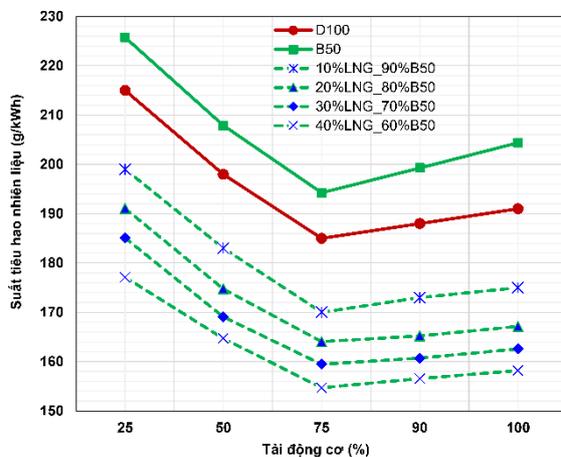
$Q_{H(l,tt)}$  là nhiệt trị thấp của nhiên liệu lỏng được thay thế (MJ/kg);

$Q_{H(LNG)}$  là nhiệt trị thấp của LNG (MJ/kg).

## 3. Kết quả và thảo luận

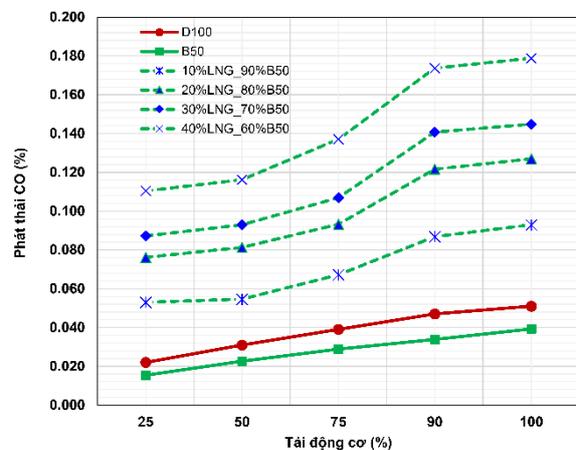
### 3.1. Tính kinh tế

Suất tiêu hao nhiên liệu được định nghĩa là tỷ số



Hình 1. Suất tiêu hao nhiên liệu thay đổi theo tải động cơ

giữa khối lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ với công suất có ích của động cơ đo được trên trục khuỷu theo thời gian. Nó được đánh giá bằng kết quả của lượng nhiên liệu đã sử dụng và năng lượng toả ra của nhiên liệu đã được đốt cháy [9]. Do đó, nó cho phép đánh giá được hiệu quả sử dụng nhiên liệu để sinh công có ích. Sự thay đổi về suất tiêu hao nhiên liệu theo tải được thể hiện trong Hình 1. Suất tiêu hao nhiên liệu tính theo g/kWh đối với các nhiên liệu diesel (D100), biodiesel (B50) và các nhiên liệu kép (10%LNG\_90%B50, 20%LNG\_80%B50, 30%LNG\_70%B50 và 40%LNG\_60%B50) ở 25% tải lần lượt là 215, 226, 199, 191, 185 và 177. Suất tiêu hao nhiên liệu của các nhiên liệu được sử dụng ghi nhận giá trị thấp nhất ở 75% tải với các mức giảm trung bình so với ở 25% tải là 13,8%. Ở điều kiện tải thấp, nhiệt độ xilanh thấp nên chất lượng hoà trộn và chất lượng oxy hoá khí tự nhiên đều kém do đó khả năng cháy dễ giải phóng nhiệt trong buồng đốt thấp, điều này làm cho suất tiêu hao nhiên liệu cao hơn [10]. So sánh về suất tiêu hao nhiên liệu của D100 và B50, do nhiên liệu sinh học có độ nhớt và tỷ trọng cao hơn diesel, hơn nữa, nhiệt trị của B50 thấp hơn D100, kết quả là xét trên toàn dải thay đổi tải, suất tiêu hao nhiên liệu của B50 cao hơn D100 khoảng 5,6%. Hỗn hợp B50 yêu cầu lượng phun nhiên liệu nhiều hơn để duy trì công suất đầu ra không đổi, tuy nhiên, tác dụng của LNG đã thúc đẩy quá trình đốt cháy và do đó làm giảm suất tiêu hao nhiên liệu. Suất tiêu hao nhiên liệu tăng đối với nhiên liệu có nhiệt trị thấp hơn và do đó tổn nhiều nhiên liệu để đạt được cùng mức công suất động cơ. Việc bổ sung LNG có nhiệt trị cao hơn và hoà trộn tốt hơn đã thúc đẩy quá trình cháy hiệu quả hơn để cải thiện hiệu suất nhiệt và công suất. Khi tỷ lệ thay thế của LNG càng tăng thì suất tiêu hao nhiên liệu càng giảm [11]. So với D100 xét trên toàn dải tải động cơ thì mức giảm về suất



Hình 2. Phát thải CO thay đổi theo tải động cơ

tiêu hao nhiên liệu của 10%LNG\_90%B50, 20%LNG\_80%B50, 30%LNG\_70%B50 và 40%LNG\_60%B50 lần lượt là 3%, 3,1%, 4,2% và 12,8%. Hơn nữa, thực tế cho thấy giá khí đốt tự nhiên thấp hơn nhiều so với nhiên liệu diesel, do đó, việc sử dụng chế độ nhiên liệu kép có thể mang lại tính kinh tế tốt hơn so với chế độ nhiên liệu lỏng.

### 3.2. Đặc tính phát thải

#### 3.2.1. Phát thải CO

Phát thải CO được hình thành bởi nhiều yếu tố khác nhau như chất lượng cháy không tốt, điều kiện tải gia tăng và chất lượng hoà trộn hỗn hợp nhiên liệu và không khí nạp [8]. Việc giảm phát thải CO có thể đạt được khi sử dụng nhiên liệu sinh học có hàm lượng cacbon thấp, chậm hình thành vùng giàu nhiên liệu và gia tăng số xêtan [12]. Hình 2 mô tả diễn biến sự thay đổi lượng phát thải CO theo tải động cơ. So với nhiên liệu diesel, khi sử dụng B50 phát thải CO xét trên toàn dải tải động cơ giảm khoảng 26%, nguyên nhân có thể do sự có mặt oxy nguyên tử trong thành phần nhiên liệu của B50 đã giúp cải thiện phản ứng oxy hoá hoàn toàn hỗn hợp nên phát thải CO giảm. Tuy nhiên, với chế độ nhiên liệu kép, LNG được cung cấp qua đường nạp đã chiếm chỗ của không khí đi vào xilanh động cơ, điều này làm giảm tỷ lệ A/F thực tế so với chế độ chỉ sử dụng nhiên liệu lỏng, do đó làm tăng khả năng cháy không hoàn toàn, vì vậy hàm lượng CO ở chế độ nhiên liệu kép cao hơn nhiều so với chế độ sử dụng nhiên liệu lỏng. So với D100, tính trên toàn dải tải động cơ, mức phát thải CO của 10%LNG\_90%B50 gấp 3,7 lần, của 20%LNG\_80%B50 gấp 3 lần, của 30%LNG\_70%B50 gấp 2,6 lần và của 40%LNG\_60%B50 gấp 1,8 lần. Hơn nữa, khi tải lớn hơn 75%, sự hình thành phát thải CO có xu hướng tăng mạnh hơn, nguyên nhân có thể do hỗn hợp đồng

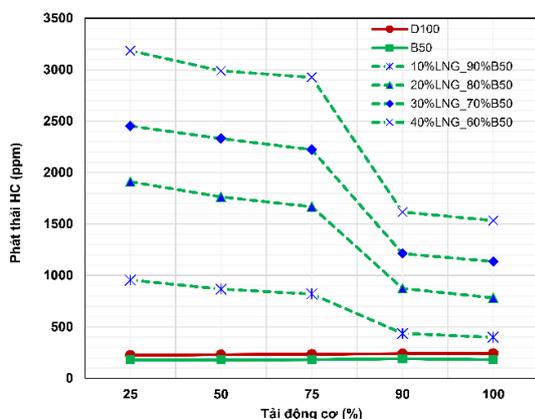
nhất của nhiên liệu và không khí quá nghèo ở ngoài giới hạn cháy nên cháy không hoàn toàn hoặc màng lửa không lan kịp trong không gian buồng cháy.

#### 3.2.2. Phát thải HC

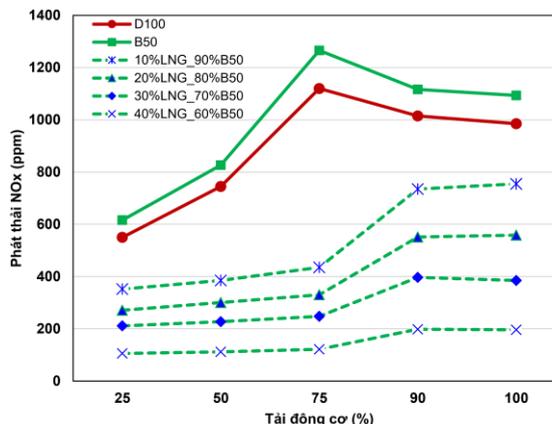
Trong động cơ diesel, khi các nhiên liệu gốc hydrocarbon trong hỗn hợp đồng nhất bị đốt cháy một phần và cơ chế dập tắt ngọn lửa trong vùng vách xilanh dẫn đến sự hình thành phát thải HC. Mức độ hình thành phát thải HC phụ thuộc nhiều vào tình trạng hỗn hợp đồng nhất là nghèo hay giàu, hàm lượng oxy nguyên tử trong nhiên liệu [13]. Hình 3 mô tả sự thay đổi lượng phát thải HC khi sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau theo điều kiện tải động cơ. Ở chế độ nhiên liệu lỏng, nhiên liệu B50 có khả năng cháy tốt hơn nhờ số xêtan cao hơn và thời gian cháy trễ ngắn hơn cùng với thành phần oxy nội tại trong nhiên liệu diesel sinh học nên lượng phát thải HC giảm hơn so với khi sử dụng D100 [14]. Tuy nhiên, ở chế độ nhiên liệu kép, khi tỷ lệ thay thế của LNG tăng lên làm cho hỗn hợp đồng nhất giàu nhiên liệu nên chất lượng cháy kém hơn và dẫn đến sự gia tăng phát thải HC so với sử dụng nhiên liệu lỏng. Xét trên toàn dải tải động cơ, phát thải HC khi dùng 10%LNG\_90%B50, 20%LNG\_80%B50, 30%LNG\_70%B50 và 40%LNG\_60%B50 tăng gấp 3 lần, 6 lần, 8 lần và 10,5 lần so với dùng D100. Hơn nữa, với mức tải động cơ từ 25% đến 75%, ghi nhận mức phát thải HC cao. Nguyên nhân có thể là ở điều kiện tải thấp, nhiệt độ trong xilanh tương đối thấp làm cho chất lượng cháy không tốt [15]. Ngoài ra, tương tự như sự gia tăng CO, có thể do hỗn hợp đồng nhất nhiên liệu và không khí quá nghèo, dưới giới hạn cháy nên cháy không hoàn toàn tăng hoặc màng lửa không lan đến không gian buồng cháy.

#### 3.2.3. Phát thải NO<sub>x</sub>

Phát thải NO<sub>x</sub> có thành phần chính gồm NO và



Hình 3. Phát thải HC thay đổi theo tải động cơ



Hình 4. Phát thải NO<sub>x</sub> thay đổi theo tải động cơ

NO<sub>2</sub>, các thành phần khí này đều ảnh hưởng xấu đến con người và môi trường. Trong động cơ diesel, quá trình cháy không đồng nhất đã thúc đẩy cơ chế hình thành thành NO<sub>x</sub> mạnh mẽ hơn. Các thông số như nhiệt độ cháy trong xilanh, hệ số dư lượng không khí và thời gian cháy có tác động rất lớn đến sự hình thành NO<sub>x</sub> [16]. Hình 4 cho thấy sự thay đổi của lượng phát thải NO<sub>x</sub> theo tải của động cơ. Phát thải NO<sub>x</sub> rất nhạy cảm với nhiệt độ cháy và hàm lượng oxy. Sự có mặt của oxy nội tại trong B50 đã thúc đẩy sự hình thành NO<sub>x</sub> do nhiệt độ cháy tăng nhanh. Quá trình đốt cháy được tăng cường làm tăng áp suất và nhiệt độ trong xilanh do đó làm tăng phát thải NO<sub>x</sub>. Xét trên toàn dải tải động cơ được khảo sát, phát thải NO<sub>x</sub> khi sử dụng B50 cao hơn 11,5 % so với khi sử dụng D100. Ở chế độ nhiên liệu kép, lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu là lớn hơn, do đó lượng không khí dư để phản ứng với N<sub>2</sub> thấp hơn. Hơn nữa, sự tham gia của LNG trong hỗn hợp khí nạp đã làm giảm nhiệt độ hỗn hợp hoà trộn đồng nhất và dẫn đến giảm nhiệt độ cháy trong xilanh động cơ. Kết quả là lượng phát thải NO<sub>x</sub> khi sử dụng nhiên liệu kép giảm đáng kể so với nhiên liệu diesel. Mức giảm lớn nhất ghi nhận là 89% cho 40%LNG\_60%B50 ở 75% tải. Kết quả nghiên cứu này phù hợp với nghiên cứu trước đó [17]. Như vậy, việc sử dụng nhiên liệu LNG trong chế độ nhiên liệu kép giúp giảm rất đáng kể phát thải ô nhiễm NO<sub>x</sub> - một trong những phát thải bắt buộc phải kiểm soát cho các tàu vận tải trên các tuyến hàng hải quốc tế có kiểm soát phát thải.

#### 4. Kết luận

Bài viết đã trình bày nghiên cứu mô phỏng số xác định đặc tính kinh tế và phát thải của động cơ Wärtsilä 6L20DF ở 2 chế độ (nhiên liệu lỏng và nhiên liệu kép) với sự hỗ trợ của gói phần mềm Diesel RK.

Việc sử dụng kết hợp nhiên liệu diesel sinh học B50 làm nhiên liệu phun môi và LNG được cung cấp trên đường nạp với các tỷ lệ thay thế B50 là 10%, 20%, 30% và 40% đã cải thiện tính kinh tế của động cơ thông qua giảm suất tiêu hao nhiên liệu so với nhiên liệu diesel truyền thống. Hơn nữa, kết quả phân tích đặc tính phát thải ở chế độ nhiên liệu kép đã cho thấy phát thải NO<sub>x</sub> giảm mạnh so với chế độ sử dụng nhiên liệu lỏng. Đây là điểm lợi thế rất tích cực của động cơ nhiên liệu kép sử dụng LNG bởi nó góp phần vào việc thực hiện các mục tiêu môi trường theo Chiến lược ban đầu của IMO đã được thông qua.

#### Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: **DT-22-23.19**.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] K. Li, M. Wu, X. Gu, K. F. Yuen, and Y. Xiao (2020), *Determinants of ship operators' options for compliance with IMO 2020*, Transp. Res. Part D Transp. Environ., Vol.86, pp.102459.
- [2] T.-H. Joung, S.-G. Kang, J.-K. Lee, and J. Ahn (2020), *The IMO initial strategy for reducing Greenhouse Gas (GHG) emissions, and its follow-up actions towards 2050*, J. Int. Marit. Safety, Environ. Aff. Shipp., Vol.4, No.1, pp.1-7.
- [3] N. Agarwala, *Is LNG the solution for decarbonised shipping?*, J. Int. Marit. Safety, Environ. Aff. Shipp., Vol.6, No.4, pp.158-166.
- [4] F. Burel, R. Taccani, and N. Zuliani (2013), *Improving sustainability of maritime transport through utilization of Liquefied Natural Gas (LNG) for propulsion*, Energy, Vol.57, pp.412-420.
- [5] C. W. M. Noor, M. M. Noor, and R. Mamat (2018), *Biodiesel as alternative fuel for marine diesel engine applications: A review*, Renew. Sustain. energy Rev., Vol.94, pp.127-142.
- [6] M. Chorowski, P. Duda, J. Polinski, and J. Skrzypacz (2015), *LNG systems for natural gas propelled ships*, in IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol.101, No.1, p.12089.
- [7] A. Kuleshov, A. V. Kozlov, and K. Mahkamov (2010), *Self-Ignition delay Prediction in PCCI direct injection diesel engines using multi-zone spray combustion model and detailed chemistry*, SAE Tech. Pap., Vol.1, p. 1960.
- [8] A. Kuleshov, K. Mahkamov, A. Kozlov, and Y. Fadeev (2014), *Simulation of dual-fuel diesel combustion with multi-zone fuel spray combustion model*, in Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, Vol.46179, p.V002T06A020.
- [9] R. G. Papagiannakis and D. T. Hountalas (2004), *Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas*, Energy Convers. Manag., Vol.45, No.18-19, pp.2971-2987.
- [10] K. Cheenkachorn, C. Poornipatpong, and C. G. Ho (2013), *Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas)*, Energy, Vol.53, pp.52-57.
- [11] W. A. Abdelghaffar (2011), *Performance and emissions of a diesel engine converted to dual diesel-CNG fuelling*, Eur. J. Sci. Res., Vol.56, No.2, pp.279-293.
- [12] L. Wei and P. Geng (2016), *A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance*, Fuel Process. Technol., Vol.142, pp.264-278.

- [13] J. Fu et al. (2021), *Effects of hydrogen addition on combustion, thermodynamics and emission performance of high compression ratio liquid methane gas engine*, Fuel, Vol.283, p.119348.
- [14] J. C. Corbin et al.(2020), *Characterization of particulate matter emitted by a marine engine operated with liquefied natural gas and diesel fuels*, Atmos. Environ., Vol.220, p.117030.
- [15] D. Hristov (2022), *Methane number influence on the dual fuel four stroke marine engine performance at high load range*, Trans Motauto World, Vol.7, No.1, pp.39-41.
- [16] S. Zhou, R. Gao, Y. Feng, and Y. Zhu (2017), *Evaluation of Miller cycle and fuel injection direction strategies for low NOx emission in marine two-stroke engine*, Int. J. Hydrogen Energy, Vol.42, No.31, pp.20351-20360.
- [17] J. Li, B. Wu, and G. Mao (2015), *Research on the performance and emission characteristics of the LNG-diesel marine engine*, J. Nat. Gas Sci. Eng. doi: 10.1016/j.jngse.2015.09.036.
- [18] P. K. Chaurasiya, U. Rajak, I. Veza, T. N. Verma, and Ü. Ağbulut (2022), *Influence of injection timing on performance, combustion and emission characteristics of a diesel engine running on hydrogen-diethyl ether, n-butanol and biodiesel blends*, Int. J. Hydrogen Energy, Vol.47, No.41, pp.18182-18193.
- [19] WÄRTSILÄ FINLAND (2021), *Wärtsilä 20DF Product Guides*, p.186.
- [20] V. V. Pham (2019), *Research on the application of Diesel-Rk in the calculation and evaluation of technical and economic criteria of marine diesel engines using the unified ULSD and Biodiesel blended fuel*, J. Mech. Eng. Res. Dev., Vol.42, No.2, pp.87-97.

Ngày nhận bài:	28/03/2023
Ngày nhận bản sửa:	07/04/2023
Ngày duyệt đăng:	13/04/2023