

PHÂN TÍCH TỐC ĐỘ TỎA NHIỆT CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL DÙNG HỆ THỐNG PHUN KIỂU COMMON RAIL KHI SỬ DỤNG DIESEL VÀ BIODIESEL B20

HEAT RELEASE ANALYSIS ENGINE DIESEL COMMON RAIL USING DIESEL AND BIODIESEL B20

Khổng Văn Nguyên¹, Trần Anh Trung¹,
Nguyễn Hoàng Vũ², Nguyễn Thành Bắc^{3,*}

TÓM TẮT

Trong những năm gần đây, việc sử dụng nhiên liệu sinh học trên động cơ diesel dùng hệ thống phun nhiên liệu (HTPNL) điều khiển điện tử kiểu Common Rail (CR) đang được các nhà khoa học hết sức quan tâm. Tuy nhiên, việc nghiên cứu xây dựng chương trình điều khiển ECU mới dùng cho động cơ này khi chuyển sang sử dụng nhiên liệu diesel sinh học thì vẫn đang còn bỏ ngỏ. Để xây dựng chương trình điều khiển ECU cần xây dựng mô hình cháy của động cơ theo thời gian thực trên cơ sở thực nghiệm. Bài báo này phân tích, đánh giá tốc độ tỏa nhiệt và tốc độ cháy trong xy lanh từ dữ liệu áp suất xy lanh đo thực nghiệm của động cơ diesel 2.5 TCI-A lắp trên xe HYUNDAI STAREX khi sử dụng diesel (B0) và biodiesel B20. Các kết quả phân tích bao gồm: tốc độ tỏa nhiệt, thời điểm cháy và khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn cháy sẽ được sử dụng để đánh giá, hiệu chỉnh các mô hình mô phỏng chu trình công tác của động cơ D4CB 2.5TCI-A và là cơ sở để lập chương trình điều khiển ECU mới dùng cho động cơ này khi chuyển sang sử dụng biodiesel.

Từ khóa: Hệ thống nhiên liệu Common Rail, diesel sinh học, tốc độ tỏa nhiệt

ABSTRACT

In recent years, the use of biofuels in common rail diesel engine being interested by the scientists. However, the development of a new program ECU for this engine when switched to using biodiesel fuel have not been researched yet. In order to development control program ECU, it is necessary to development real-time engine combustion model on an experimental. In this paper, heat release analysis and the combustion characteristics of engine diesel 2.5TCI-A HYUNDAI STAREX use biodiesel B20 and diesel (B0) are investigated. The results of the analysis include: rate of heat release, start of combustion, combustion duration will be used to evaluate, calibrate the simulation model engine D4CB 2.5TCI-A and It is the basis for the new program ECU used for this engine when switching to biodiesel

Keywords: Common Rail Injection System, biodiesel, rate of heat release.

¹Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

²Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

³Khoa Công nghệ ô tô, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

*Email: ntbac.hau.hust@gmail.com

Ngày nhận bài: 08/01/2018

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 28/03/2018

Ngày chấp nhận đăng: 25/04/2018

KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Ý nghĩa
$\frac{dQ_{hr}}{d\theta}$	J/độ	Tốc độ tỏa nhiệt
C_v	J/(kg·K)	Nhiệt dung riêng đẳng tích
C_p	J/(kg·K)	Nhiệt dung riêng đẳng áp
R	-	Hằng số chất khí
V	m ³	Thể tích xy lanh
T	°K	Nhiệt độ trung bình của khí cháy trong xy lanh
θ	độ	Góc quay trục khuỷu
x_b	-	Tỷ lệ lượng nhiên liệu đã cháy
p	bar	Áp suất xy lanh

CHỮ VIẾT TẮT

CR	Hệ thống phun nhiên liệu kiểu Common Rail
APA 204/E/0934	Bảng thử động lực học cao
AVL 733S	Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu
AVL 735S	Thiết bị điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu
QC33C	Cảm biến áp suất xy lanh
AVL 553	Thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát
CEBII	Thiết bị phân tích khí xả AVL
ECU	Bộ điều khiển điện tử
MEOJ	Methyl Ester Of Jatropa Oil
GQTK	Góc quay trục khuỷu
HTPNL	Hệ thống phun nhiên liệu

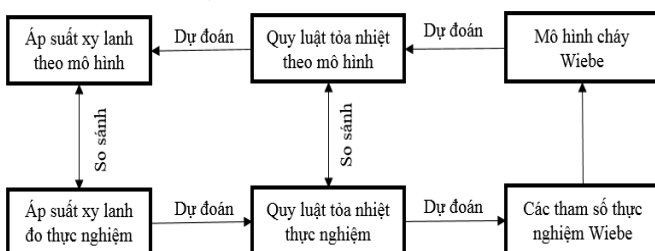
1. GIỚI THIỆU CHUNG

Hiện nay, nhằm giảm thiểu mức ô nhiễm môi trường do khí thải của động cơ đốt trong gây ra cũng như giảm thiểu

sự phụ thuộc vào nguồn nhiên liệu hóa thạch, các quốc gia trên thế giới trong đó có Việt Nam đã và đang tập trung nghiên cứu sản xuất, sử dụng nhiên liệu diesel sinh học (biodiesel) cho động cơ đốt trong [1, 2].

Các nghiên cứu cho thấy, thuộc tính của biodiesel là khác nhau phụ thuộc vào nguồn nguyên liệu đầu vào để sản xuất diesel sinh học gốc (B100) [3, 4]. Sự khác nhau về thuộc tính này sẽ ảnh hưởng đến chất lượng quá trình cháy của động cơ diesel. H.G. How, H.H. Masjuki cùng các cộng sự [5] tiến hành thí nghiệm trên động cơ diesel CR tăng áp, 4 xylanh cho nhiên liệu diesel khoáng và biodiesel làm từ dầu dừa với các tỷ lệ pha trộn lần lượt là B10, B20, B30, B50. Kết quả chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ bio thì công suất giảm, suất tiêu hao nhiên liệu tăng. Qua phân tích đánh giá quá trình cháy tác giả chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ bio do sự gia tăng về hàm lượng ô xy trong nhiên liệu, sự gia tăng về trị số xê tan nên quá trình cháy trở được rút ngắn. Daisuke Kawano, Hajime Ishii và Yuichi Goto [6] đã nghiên cứu ảnh hưởng của biodiesel có nguồn gốc từ dầu hạt cải tới các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật, phát thải của động cơ CR. Tác giả cũng chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ bio thì công suất giảm, suất tiêu hao nhiên liệu tăng, phát thải CO, HC, PM giảm, NOx tăng. Một số nghiên cứu khác [7, 8, 9] cũng cho thấy khi tăng tỷ lệ biodiesel: do sự suy giảm về nhiệt trị nên nếu muốn duy trì công suất (mô men xoắn) của động cơ thì cần tăng lượng nhiên liệu cung cấp cho 1 chu trình; do sự gia tăng về hàm lượng ô xy trong nhiên liệu, sự gia tăng về trị số xê tan nên thời điểm cháy sớm tăng.

Động cơ diesel sử dụng HTPNL kiểu CR khi chuyển sang dùng biodiesel, cần xác định được sự thay đổi các thuộc tính, đặc tính cháy của nhiên liệu để điều chỉnh và kiểm soát sự thay đổi các thông số liên quan đến quá trình hình thành hỗn hợp và cháy cho phù hợp. Mô hình cháy (MHC) là mô hình phức tạp, ảnh hưởng nhiều đến độ chính xác của mô hình động cơ diesel kiểu CR. Có nhiều công trình nghiên cứu về quy luật cháy, trong số đó quy luật cháy Wiebe cho kết quả sát với thực tế, được áp dụng rộng rãi. MHC Wiebe được xây dựng dựa trên cơ sở thực nghiệm như sơ đồ khối trình bày trên hình 1. Trước tiên áp suất xylanh theo GQTK đo thực nghiệm được sử dụng để xác định quy luật tỏa nhiệt và khối lượng đã cháy, rồi từ quy luật này sẽ xác định được các tham số thực nghiệm của MHC. Các tham số này được đưa vào MHC thực nghiệm và từ đó xác định lại quy luật tỏa nhiệt và áp suất xylanh mô phỏng. Kết quả của từng bước mô phỏng sẽ được kiểm chứng lại bằng thực nghiệm để khẳng định độ chính xác, độ tin cậy.



Hình 1. Phương pháp xây dựng mô hình cháy, [10]

Như vậy, để xây dựng mô hình động cơ diesel dùng HTPNL kiểu CR cần xác định chính xác các tham số của mô hình cháy Wiebe thông qua thực nghiệm. Bài báo này phân tích, đánh giá tốc độ tỏa nhiệt và tốc độ cháy trong xylanh từ dữ liệu áp suất xylanh đo thực nghiệm của động cơ diesel 2.5 TCI-A lắp trên xe HYUNDAI STAREX khi sử dụng diesel (B0) và biodiesel B20. Các kết quả phân tích bao gồm: tốc độ tỏa nhiệt, thời điểm cháy và khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn cháy sẽ được sử dụng để đánh giá, hiệu chỉnh các mô hình mô phỏng chu trình công tác của động cơ D4CB 2.5TCI-A và là cơ sở để lập chương trình điều khiển ECU mới dùng cho động cơ này khi chuyển sang sử dụng biodiesel.

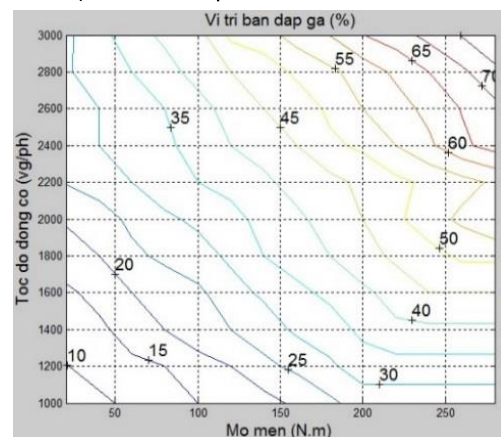
2. TIẾN HÀNH THỬ NGHIỆM

2.1. Mục đích và chế độ thử nghiệm

Nhằm xác định chính xác các tham số: thời điểm bắt đầu cháy và khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn cháy để xây dựng mô hình cháy làm việc theo thời gian thực trên toàn vùng làm việc của động cơ, chế độ thử nghiệm được lựa chọn như sau:

- Tốc độ của động cơ: trong quá trình thử nghiệm tốc độ của động cơ thay đổi từ 1000÷3000 (vg/ph) với bước thay đổi của tốc độ là 500 (vg/ph);

- Tải của động cơ: tải của động cơ được tính theo vị trí chân ga tại từng chế độ tốc độ được trình bày trên hình 2. Trong nghiên cứu này, nhóm tác giả lựa chọn dữ liệu thu được ở chế độ 50% tải để phân tích.



Hình 2. Quan hệ mômen theo tốc độ và vị trí chân ga

2.2. Nhiên liệu thử nghiệm

Nhiên liệu sử dụng trong nghiên cứu này là diesel dầu mỏ (0,05% S) lưu thông trên thị trường và biodiesel B20 (với B100 được sản xuất từ bã thải của quá trình tinh lọc dầu cọ thành dầu ăn [1]). Các thuộc tính chính của nhiên liệu B0 và B20 được trình bày chi tiết trong [3, 4].

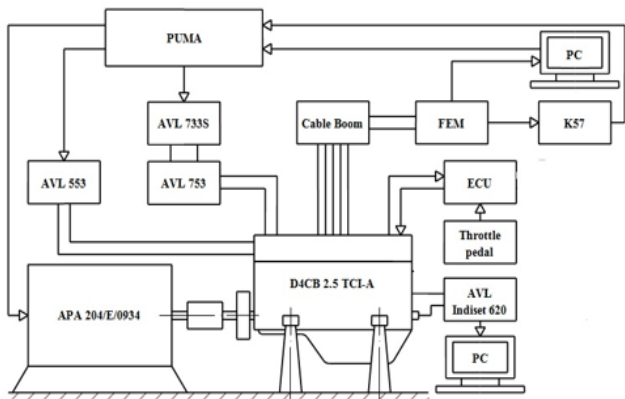
2.3. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu là động cơ diesel D4CB 2.5 TCI-A (4 kỳ, 4 xy lanh bố trí 1 hàng, phun nhiên liệu trực tiếp, tăng áp bằng tua bin khí thải VGT có làm mát khí tăng áp, sử dụng hệ thống tuần hoàn khí thải EGR có làm mát khí thải tuần hoàn. Hệ thống phun diesel kiểu CR của động cơ này

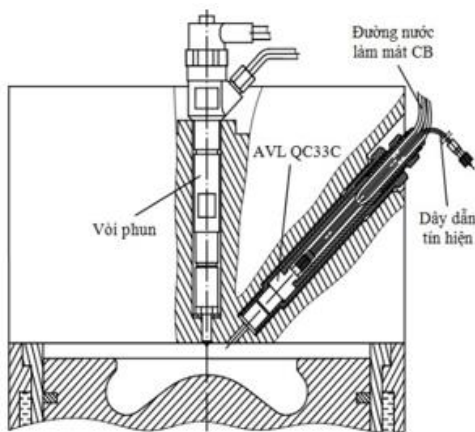
dùng bơm cao áp kiểu CP3 với áp suất phun lớn nhất là 1600 bar, [7].

2.4. Trang thiết bị thử nghiệm

Quá trình thử nghiệm được tiến hành trên bộ thử động cơ AVL của PTN Động cơ đốt trong, Viện Cơ khí động lực, Đại học Bách khoa Hà nội.



Hình 3. Sơ đồ bố trí các trang thiết bị thử nghiệm



Hình 4. Vị trí lắp cảm biến áp suất AVL QC33C trên nắp máy

Bảng 1. Thông số điều khiển của ECU ứng với các chế độ thử nghiệm

Tốc độ động cơ (vg/ph)	1000	1500	2000	2500	3000	3500
Áp suất phun nhiên liệu, (Bar)	637	676	951	1088	1186	1304
Lượng phun nhiên liệu, (mm ³)	18,4	18,4	17,6	17,6	17,6	18,4
Số lần phun	3	4	4	3	2	1
Thời điểm phun mỗi 1, (độ GQTK)	-22	-34	-38	-45	-	-
Thời điểm phun mỗi 2, (độ GQTK)	-12.4	-18	-22	-27	-39	-
Thời điểm phun chính, (độ GQTK)	-3	-1	-3	-6	-8.5	-12
Thời điểm phun sau, (độ GQTK)	-	18	20	-	-	-
Áp suất khí nạp, (bar)	1,249	1,702	2,265	2,429	1,716	1,805

Độ mở van tuabin khí xả (%)	60	56	38	35	26	27
Hệ số dư lượng không khí λ	1,1	1,6	2,1	2,4	1,9	1,7
Nhiệt độ khí tăng áp, (°C)	35	37	51	60	46	52

Động cơ được đặt trên băng thử động lực học cao APA 204/E/0934, đi kèm là các thiết bị đo bao gồm (hình 3): thiết bị đo tiêu hao và điều chỉnh nhiệt độ nhiên liệu kiểu khối lượng AVL 733S và 735S; thiết bị phân tích khí xả AVL CEBII; cảm biến áp suất xy lanh QC33C với dải đo từ 0 ÷ 200 (bar) được lấy mẫu với độ phân giải 0,5 độ góc quay trục khuỷu và thiết bị thu nhận dữ liệu Indicating với phần mềm Indiwin; thiết bị cung cấp và điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát AVL 553. Vị trí lắp đặt cảm biến áp suất xy lanh QC33C trên nắp máy, qua lỗ khoan tại vị trí lắp buji sấy của xy lanh thứ nhất được thể hiện như trên hình 4. Các thông số điều khiển của ECU động cơ được xác định bằng thiết bị chẩn đoán G-scan [14] và máy đo dao động ký (Oscilloscope) [15]; dữ liệu về các thông số điều khiển của ECU động cơ ứng với các chế độ thử nghiệm được trình bày trong bảng 1.

3. XỬ LÝ SỐ LIỆU

Theo hình 1 áp suất xy lanh theo GQTK đo thực nghiệm được sử dụng để xác định quy luật tỏa nhiệt thực nghiệm, rồi từ quy luật này sẽ xác định được các tham số thực nghiệm của MHC. Từ các tham số Wiebe thực nghiệm xây dựng lại quy luật tỏa nhiệt và áp suất xy lanh mô phỏng. Kết quả mô phỏng sẽ được kiểm chứng lại bằng thực nghiệm để khẳng định độ chính xác, độ tin cậy. Quy trình này được thực hiện như sau:

+ Từ áp suất xy lanh đo thực nghiệm tính toán quy luật tỏa nhiệt theo phương trình 1, [10]:

$$\frac{dQ_{hr}}{d\theta} = \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dv}{d\theta} \tag{1}$$

trong đó: V là thể tích xy lanh; T là nhiệt độ trung bình của khí cháy trong xy lanh được xác định qua phương trình trạng thái khí lý tưởng; θ là góc quay trục khuỷu; p là áp suất xy lanh; γ là tỷ lệ nhiệt dung riêng, với $\gamma = C_v/C_p$; C_p là nhiệt dung riêng đẳng áp, tính theo phương trình 4; C_v là nhiệt dung riêng đẳng tích, C_v = R - C_p; R là hằng số chất khí.

$$C_p = 1403,06 - 360,72 \left(\frac{10^3}{T} \right) + 182,24 \left(\frac{10^3}{T} \right)^2 - 10,72 \left(\frac{10^3}{T} \right)^3 \tag{2}$$

+ Từ tốc độ tỏa nhiệt xác định được quy luật cháy theo phương trình 3, [10]:

$$x_b = \int Q_{hr} d\theta \tag{3}$$

+ Từ quy luật cháy, tốc độ tỏa nhiệt xác định thời điểm bắt đầu cháy (φ_{soei}) và khoảng thời gian cháy (Δφ) của mỗi giai đoạn cháy. Để xác định thời điểm bắt đầu cháy của quá

trình phun mỗi và phun chính ta đạo hàm tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ [12], thông qua các điểm cực trị khi đạo hàm tốc độ tỏa nhiệt ta xác định được khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn và khoảng thời gian cháy trễ tính từ lúc vòi phun phun nhiên liệu cho tới khi tốc độ tỏa nhiệt của mỗi giai đoạn đạt cực trị.

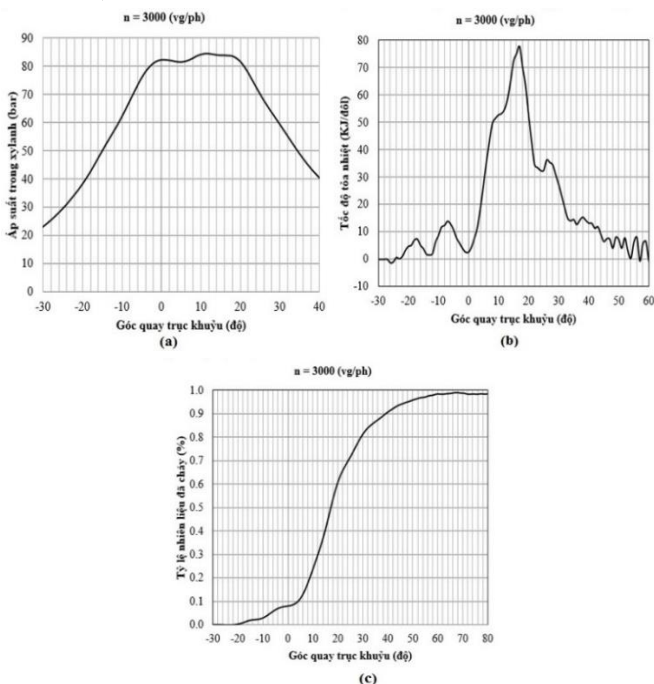
+ Theo các nghiên cứu [9, 10], số hàm Wiebe (i) chọn bằng bằng số lần phun của vòi phun cộng thêm một hàm Wiebe cho giai đoạn cháy khuếch tán; a_i , m_i là tham số mô hình Wiebe, a_i chọn bằng 5 cho tất cả các giai đoạn cháy; m_i chọn bằng 1,4 cho giai đoạn cháy nhanh, bằng 0,65 cho giai đoạn cháy khuếch tán.

+ Sau khi xác định được các tham số thực nghiệm (a_i , m_i , i , φ_{SOCl} và $\Delta\varphi_i$) của hàm Wiebe cho mỗi giai đoạn cháy ta mô phỏng được quá trình cháy theo phương trình 4, [14]. Từ đó xác định được quy luật tỏa nhiệt và áp suất xy lanh mô phỏng. Kết quả của từng bước mô phỏng sẽ được kiểm chứng lại bằng thực nghiệm để khẳng định độ chính xác, độ tin cậy.

$$x_{bi} = 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\varphi - \varphi_{SOCl}}{\Delta\varphi_i} \right)^{m_i+1} \right] \quad (4)$$

trong đó: x_{bi} là phần nhiên liệu tham gia cháy của từng giai đoạn, (%); φ là GQTK, [độ]; φ_{SOCl} là thời điểm bắt đầu cháy của từng giai đoạn cháy, [độ]; $\Delta\varphi_i$ là khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn cháy, [độ]; a_i , m_i là tham số mô hình Wiebe (phụ thuộc vào loại nhiên liệu, kiểu buồng cháy); i là số phương trình Wiebe.

Thời gian cháy trễ (tính theo độ GQTK) và thời gian cháy chính được sử dụng để đánh giá tổng thể đặc điểm quá trình cháy của động cơ theo tốc độ và tải.

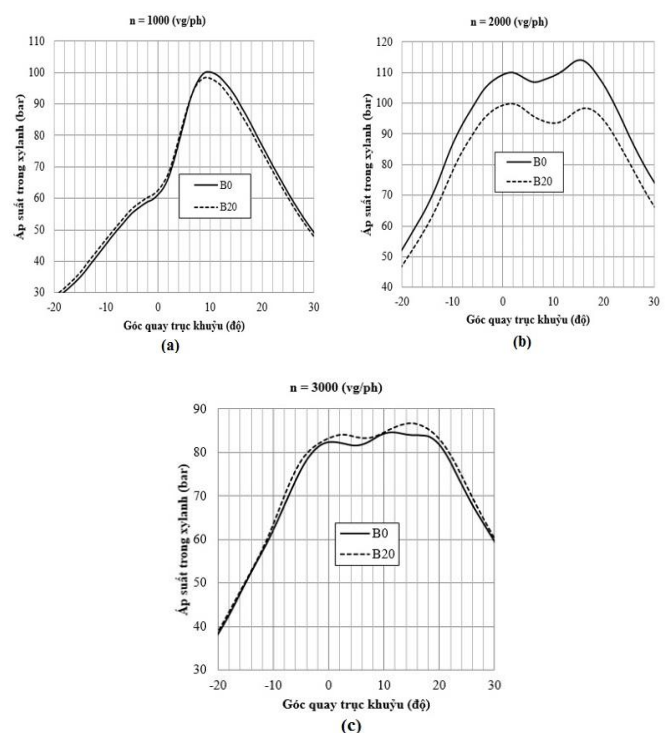


Hình 5. Diễn biến áp suất trong xy lanh đo thực nghiệm (a), kết quả tính tốc độ tỏa nhiệt (b) và tỷ lệ nhiên liệu đã cháy (c) tại 3000 vg/ph

Kết quả đo áp suất trong xy lanh của động cơ 2.5 TCI-A khi sử dụng B0 tại 50% tải ứng với tốc độ 3000 vg/ph được trình bày trên hình 5a. Từ kết quả đo áp suất ta có thể tính toán được tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh động cơ (theo công thức 1) như trên hình 5b. Thông qua đồ thị trên hình 5b ta thấy rằng có hai giá trị cực trị tương ứng với hai giai đoạn phun (1 phun mỗi và 1 phun chính) của vòi phun sau đó tốc độ tỏa nhiệt giảm dần tương ứng với với quá trình cháy khuếch tán trong xy lanh động cơ. Như vậy, quá trình cháy của động cơ dùng hệ thống phun nhiên liệu kiểu CR với hai chế độ phun: 1 phun mỗi và 1 phun chính gồm: cháy do phun mỗi, cháy do phun chính và cháy khuếch tán. Trên hình 5c là kết quả tính toán tỷ lệ nhiên liệu tham gia cháy (theo công thức 5).

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

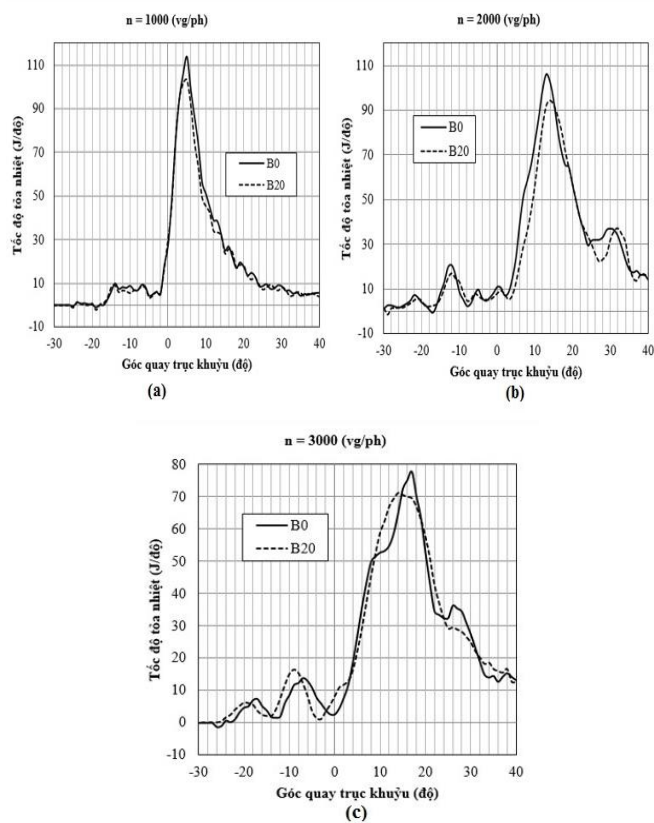
Kết quả đo áp suất trong xy lanh động cơ diesel 2.5 TCI-A khi sử dụng B0 và B20 ở 50% tải, tại tốc độ 1000 vg/ph, 2000 vg/ph và 3000 vg/ph được giới thiệu trên hình 5. Giá trị áp suất cháy lớn nhất (p_{zmax}), vị trí (theo GQTK) đạt áp suất cháy lớn nhất (φ_{pzmax}) khi sử dụng B0 và B20 tại các tốc độ từ 1000 ÷ 3500 (vg/ph) được tổng hợp trong bảng 2. Thông qua bảng 2 và hình 6 ta thấy: động cơ khi sử dụng biodiesel B20 có p_{zmax} nhỏ hơn, φ_{pzmax} lớn hơn khi sử dụng B0. Hình 7 diễn tả tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh, giá trị tốc độ tỏa nhiệt lớn nhất được tổng hợp trong bảng 2. Qua bảng 2 và hình 7 ta thấy khi sử dụng B20, tốc độ tỏa nhiệt nhỏ hơn khi so sánh với B0; khoảng sai lệch lớn nhất của tốc độ tỏa nhiệt là 10,1 (J/độ) tại tốc độ 2000 (vg/ph). Nguyên nhân là do nhiên liệu B20 có nhiệt trị thấp hơn, trị số xetan cao hơn của nhiên liệu B0 [3, 4].



Hình 6. Kết quả đo diễn biến áp suất trong xy lanh tại tốc độ $n=1000$ vg/ph (a), $n=2000$ vg/ph (b) và $n=3000$ vg/ph (c)

Bảng 2. Tổng hợp kết quả tính toán về $p_{z\max}$, $\varphi_{pz\max}$ và $(dQ/d\varphi)_{\max}$ khi sử dụng B0 và B20

Tốc độ động cơ (vg/ph)		1000	1500	2000	2500	3000	3500
$p_{z\max}$ [bar]	B0	101	91,8	114,07	127,5	85,3	99,7
	B20	98	87,9	98,4	111,8	86,5	99,3
$\varphi_{pz\max}$ [độ GQTK]	B0	10	16	15	3	14	9
	B20	10	17	16	4	12	9
$dQ/d\varphi_{\max}$ [J/độ GQTK]	B0	113,7	95,6	102,5	97,1	77,6	80,5
	B20	101,8	93,03	92,4	95,6	70,7	78,5



Hình 7. Kết quả tính tốc độ tỏa nhiệt trong xy lanh tại tốc độ $n=1000$ vg/ph (a); $n=2000$ vg/ph (b) và $n=3000$ vg/ph (c)

Hình 7 mô tả diễn biến lượng nhiên liệu đã cháy theo góc quay trục khuỷu của động cơ khi sử dụng B0 và B20 tại tốc độ 1000 vg/ph, 2000 vg/ph và 3000 vg/ph. Thông qua đồ thị xác định được thời điểm bắt đầu cháy ứng với các tốc độ 1000 vg/ph, 2000 vg/ph và 3000 vg/ph tương ứng là -15° ; -30° ; -25° . Thời điểm kết thúc quá trình cháy ứng với các tốc độ 1000 vg/ph, 2000 vg/ph và 3000 vg/ph tương ứng là 47° ; 53° ; 54° . Khi sử dụng B20 tại 50% tải thời điểm bắt đầu cháy, thời điểm kết thúc quá trình cháy sớm hơn khi sử dụng B0 nguyên nhân có thể do nhiên liệu B20 có trị số xetan cao hơn nên quá trình cháy trễ được rút ngắn.

Bảng 3 xác định thời điểm cháy do phun mỗi, thời điểm cháy do phun chính, thời gian cháy trễ khi phun mỗi, thời gian cháy trễ khi phun chính của động cơ khi sử dụng B0 và B20 khi thay đổi tốc độ từ 1000 vg/ph đến 3500 vg/ph. Thông qua bảng 3 ta có thể thấy rằng khi sử dụng B20 thời điểm cháy do phun mỗi, thời điểm cháy do phun chính, thời điểm cháy do phun sau sớm hơn so với khi dùng B0.

Bảng 3. Tổng hợp kết quả tính toán về thời điểm cháy khi sử dụng B0 và B20

Tốc độ động cơ (vg/ph)		1000	1500	2000	2500	3000	3500
Thời điểm cháy do phun mỗi 2, [độ GQTK]	B0	-19	-17	-22	-17	-	-
	B20	-20	-19	-21	-17,5	-	-
Thời điểm cháy do phun mỗi 1, [độ GQTK]	B0	-9	-5	-6	-9	-25	-
	B20	-9	-6	-7	-9,5	-27	-
Thời điểm cháy do phun chính, [độ GQTK]	B0	-2	2	3	0	3	15
	B20	-2	1	2	0	2	14
Thời điểm cháy do phun sau, [độ GQTK]	B0	-	21	31	-	-	-
	B20	-	20	29	-	-	-

5. KẾT LUẬN

Bài báo đã xác định được tốc độ tỏa nhiệt, tốc độ cháy, thời điểm bắt đầu cháy và khoảng thời gian cháy của mỗi giai đoạn cháy được xác định từ các thông số đo thực nghiệm.

Kết quả thực nghiệm của bài báo sẽ được sử dụng để đánh giá, hiệu chỉnh các mô hình mô phỏng chu trình công tác của động cơ D4CB 2.5TCI-A và là cơ sở để lập chương trình điều khiển ECU mới dùng cho động cơ này khi chuyển sang sử dụng nhiên liệu biodiesel.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Hoàng Vũ, Báo cáo tổng kết đề tài NCKH & PTCN cấp Quốc gia. *Nghiên cứu sử dụng nhiên liệu diesel sinh học (B10 và B20) cho phương tiện cơ giới quân sự*. Mã số ĐT.06.12/NLSH, thuộc Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2025.

[2]. Nguyễn Hoàng Vũ, 2010. *Nhiên liệu dùng cho động cơ đốt trong*. NXB Quân đội nhân dân.

[3]. Thi Luong Dinh, Vu Nguyen Hoang, 2014. *Determination of C/H/O fractions and lower heating values for diesel-biodiesel blends derived from Vietnam*. International Journal of Renewable Energy and Environmental Engineering, Volume 02, No. 03.

[4]. Vu H. Nguyen, Phuong X. Pham, 2015. *Biodiesels, Oxidizing enhancers to improve CI engine performance and emission quality*. ScienceDirect, Fuel; Fuel-154, Pages 293–300.

[5]. HG How, HH Masjuki, MA Kalam and YH Teoh, 2014. *An investigation of the engine performance, emissions and combustion characteristics of coconut biodiesel in a high-pressure common-rail diesel engine*. *Energy*, No.69, pp. 749-759.

[6]. Daisuke Kawano, Hajime Ishii, Yuichi Goto, 2008. *Effect of biodiesel blending on emission characteristics of modern diesel engine*. SAE Technical Paper, No.2008-01-2384

[7]. M. Senthil Kumar, A. Ramesh and B. Nagalingam, 2011. *Experimental Investigations on a Jatropa Oil Methanol Dual Fuel Engine*. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras; SAE 2001-01-0153

[8]. Raghvendra Gautam, Naveen Kumar, and Pritam Sharma, 2013. *Experimental Investigation on Use of Jatropa Oil Ethyl Ester and Diesel Blends in Small Capacity Diesel Engine*. DTU; SAE 2013-24-0172

[9]. J. G. Suryawanshi and N. V. Deshpande, 2005. *Effect of Injection Timing Retard on Emissions and Performance of a Pongamia Oil Methyl Ester Fuelled CI Engine*. AE Technical Paper 2005-01-3677.

[10]. Günter P Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch and Frank Otto, 2005. *Simulating combustion: simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer Science & Business Media.

[11]. Usman Asad and Ming Zheng, 2008. *Real-time Heat Release Analysis for Model-based Control of Diesel Combustion*. University of Windsor; SAE 2008-01-1000

[12]. N. Cesario, C. Muscio, M. Farina, P. Amato and M. Lavorgna, 2004. *Modelling the Rate of Heat Release in Common Rail Diesel Engines: a Soft Computing Approach*. SST Corporate R&D, STMicroelectronics; SAE 2004-01-2967

[13]. Dexing Qian and Ridong Liao, 2014. *Theoretical analysis and mathematical modelling of a high-pressure pump in the common rail injection system for diesel engines*. Beijing institute of Technology; Journal of Power and Energy.

[14]. <http://www.gscan.com.au/services.htm>

[15]. RIGOL Technologies, 2010. *User's Guide DS1000E, DS1000D Series Digital Oscilloscopes*.