

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG



NGUYỄN VĂN LONG GIANG

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CHẾ ĐỘ
CUNG CẤP NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL
SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KÉP (LPG-DIESEL)

Chuyên ngành: Kỹ thuật Cơ khí Động lực
Mã số: 62.52.01.16

LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT

Tập thể cán bộ hướng dẫn khoa học:

PGS.TS ĐỖ VĂN DŨNG

PGS.TS. TRẦN THANH HẢI TÙNG

ĐÀ NẴNG – 2018

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan đây là đè tài nghiên cứu của riêng tôi. Các số liệu kết quả nêu trong luận án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong các công trình nào khác!

Tp.HCM, ngày 5 tháng 1 năm 2018

Nghiên cứu sinh

Nguyễn Văn Long Giang

MỤC LỤC

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT	v
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ	x
DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU	xiii
MỞ ĐẦU	1
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ VĂN ĐỀ NGHIÊN CỨU	5
1.1 Tình hình nghiên cứu sử dụng LPG cho động cơ đốt trong	8
1.1.1 Các kết quả nghiên cứu trong nước	9
1.1.2 Các kết quả nghiên cứu trên thế giới	13
1.2 Đặc điểm của khí hóa lỏng	21
1.2.1 Tính chất lý hóa của LPG	21
1.2.2 Ưu điểm của LPG so với các loại nhiên liệu truyền thống	23
1.2.3 Tình hình sản xuất LPG	24
1.3 Kết luận chương 1	27
CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KÉP (LPG – DIESEL)	30
2.1 Quá trình cháy của đ/cơ Diesel và đ/cơ s/dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).34	34
2.1.1 Quá trình cháy của động cơ Diesel.....	34
2.1.2 Quá trình cháy trong động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG-Diesel).....	38
2.2 Các giả thuyết để nghiên cứu về đ/cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel	45
2.3 Cơ sở lý thuyết tính toán mô phỏng quá trình cháy động cơ LPG - Diesel	46
2.3.1 Phương trình nhiệt động học thứ nhất [84]	46
2.3.2 Mô hình hỗn hợp môi chất	48
2.3.3 Mô hình truyền nhiệt	48
2.3.4 Mô hình cháy Vibe 2 vùng (Vibe 2 Zones).....	50

2.3.5 Mô hình hình thành phát thải các chất độc hại.....	51
2.3.6 Mô hình cháy kích nổ khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)....	57
2.4 Tính toán mô phỏng động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).....	58
2.4.1 Phần mềm mô phỏng AVL BOOST.....	59
2.4.2 Ứng dụng phần mềm AVL BOOST trong tính toán mô phỏng:	62
2.4.3 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ Diesel Toyota 3C – TE.....	63
2.4.3.1 Các thông số cơ bản của động cơ Toyota Diesel 3C - TE.....	63
2.4.3.2 Đánh giá độ tin cậy của mô hình mô phỏng	65
2.4.4 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ Toyota 3C-TE khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel.....	67
2.5 Kết quả mô phỏng động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel	71
2.5.1 Ảnh hưởng đến đặc tính Me của đ/cơ sử dụng nh/liệu kép (LPG – Diesel)	71
2.5.2 Ảnh hưởng đến đặc tính Ne của đ/cơ sử dụng nh/liệu kép (LPG – Diesel)....	72
2.5.3 Ảnh hưởng đến nhiệt độ cháy của đ/cơ s/dụng nh/liệu kép (LPG – Diesel)....	73
2.5.4 Ảnh hưởng đến áp suất quá trình cháy của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)	73
2.5.5 Phát thải NO _x của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel.....	74
2.5.6 Phát thải CO của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)	75
2.5.7 Phát thải muội than của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)	76
2.5.8 Ảnh hưởng của góc phun sớm đến diễn biến áp suất trong xilanh động cơ	77
2.6 Kết luận chương 2	78
CHƯƠNG 3: NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CUNG CẤP LPG TRONG ĐỘNG CƠ NHIÊN LIỆU KÉP (LPG - DIESEL)	80
3.1 Hệ thống điều khiển nhiên liệu bằng điện tử của động cơ Diesel.	82
3.1.1 Quá trình điều khiển lưu lượng nhiên liệu.	83

3.1.2 Quá trình điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.....	86
3.2 Nghiên cứu thiết kế hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ thực nghiệm sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)	89
3.2.1 Sơ đồ nguyên lý cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ	89
3.2.2 Hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép Diesel – LPG.....	90
3.2.3 Cơ sở tính toán lượng nhiên liệu LPG cung cấp cho động cơ	91
3.3 Nghiên cứu thiết kế, chế tạo mạch bộ điều khiển cung cấp khí LPG cho động cơ 3C-TE	96
3.4 Kết luận chương 3	101
CHƯƠNG 4: THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ	103
4.1 Mục đích, đối tượng và trang thiết bị thực nghiệm	103
4.1.1 Mục đích và đối tượng thực nghiệm	103
4.1.2 Điều kiện thực nghiệm	103
4.2 Các quy trình thực nghiệm	109
4.2.1 Thực nghiệm đặc tính kỹ thuật động cơ Diesel 3C – TE.	109
4.2.2 Thực nghiệm hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel). 111	111
4.2.3 Thực nghiệm các đặc tính và thông số ảnh hưởng đến động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).....	116
4.2.4 Thực nghiệm phát thải (HC, CO, NO _x và độ mờ khói) khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).....	117
4.3 Kết quả thực nghiệm và thảo luận	119
4.3.1 Đặc tính kỹ thuật động cơ Diesel 3C – TE thực tế.....	119
4.3.2 Đánh giá h/động của h/thống đ/khiển cung cấp nh/liệu kép (LPG – Diesel).121	121
4.3.3 Đánh giá ảnh hưởng các đặc tính và thông số đến động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).....	124
4.3.4 Đánh giá ảnh hưởng đến phát thải (HC, CO, NO _x và muội than) của động cơ sử	

dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).....	126
4.1 Kết luận chương 4	130
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN	132
Kết luận:	132
Hướng phát triển:.....	133
TÀI LIỆU THAM KHẢO	134
DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN	142
PHỤ LỤC	

DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU VÀ CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Tên gọi	Đơn vị
AVL-BOOST	Phần mềm mô phỏng một chiều của hãng AVL	
AVL-MCC	Mô hình cháy của hãng AVL	
CA	Góc quay trực khuỷu	Độ
CCR	Tỷ lệ đốt cháy	
CO	Mônôxit cắcbon	
CNG	Khí thiên nhiên nén	
CRT	Bộ lọc tái sinh liên tục	
DOC	Bộ xúc tác ôxi hóa	
DPF	Bộ lọc phát thải hạt, dạng khép kín	
EGR	Hệ thống luân hồi khí thải	
HAP	Hydro Cacbon thơm mạch vòng	
HC	Hydro Cacbon	
LHC	Luân hồi áp suất cao	
LHT	Luân hồi áp suất thấp	
LNT	Bộ xúc tác hấp thụ NOx chế độ nghèo/loãng	
LPG	Khí dầu mỏ hóa lỏng	
MN	Máy nén	
MP	Mô phỏng	
NO _x	Ôxít nitơ	
PM	Phát thải dạng hạt	
ROHR	Đồ thị tốc độ tỏa nhiệt	
SCR	Bộ xúc tác khử NOx	
SCRT	Hệ thống xử lý khí thải tổng hợp CRT và SCR	

SMF	Bộ lọc phát thải hạt có trang bị sợi đốt	
Smoke	Độ mờ khói	
SOOT	Muội than	
SO _x	Ôxít lưu huỳnh	
TB	Tuabin	
TCVN	Tiêu chuẩn Việt Nam	
TN	Thực nghiệm	
TSP	Tổng lượng bụi lơ lửng trong không khí	
VOCs	Hàm lượng các chất hữu cơ độc hại bay lên trong k.khí	
θ	Góc quay trực khuỷu hiện thời	Độ
$\hat{Q}(\theta)$	Nhiệt tỏa ra tính đến góc quay trực khuỷu	J
Q	Tổng nhiệt lượng tỏa ra trong quá trình cháy	J
aw	Hàng số phụ thuộc vào tỷ lệ nhiên liệu LPG cung cấp cho xi lanh	
$\theta_0, \Delta\theta$	Thời điểm và thời gian diễn ra quá trình cháy HC	Độ
ε_k	Sai số	
CCR	Tỷ lệ phần trăm năng lượng do LPG sinh ra trong tổng năng lượng của nhiên liệu kép LPG - Diesel	%
m_{LPG}	Khối lượng LPG tiêu thụ	kg
H_{uLPG}	Nhiệt trị thấp của LPG	MJ/kg
m_{Diesel}	Khối lượng Diesel tiêu thụ	kg
$H_{uDiesel}$	Nhiệt trị thấp của Diesel	MJ/kg
m_c	Khối lượng môi chất trong xi lanh	kg
u	Nội năng	J/kg
p _c	Áp suất trong xi lanh	Pa
V	Thể tích xi lanh	m ³

Q_F	Nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp	kJ
Q_w	Tổn thất nhiệt qua vách	kJ
α	Góc quay trực khuỷu	Độ
h_{BB}	Trị số entanpy	J/kg
d_{m_i}	Lượng khí nạp vào xi lanh	kg
d_{m_e}	Lượng khí thải ra khỏi xi lanh	kg
h_i	Entanpy của môi chất khí đi vào xi lanh	J/kg
h_e	Entanpy của môi chất khi đi khỏi xi lanh	J/kg
q_{ev}	Nhiệt hóa hơi của nhiên liệu	kJ
f	Phản nhiệt hóa hơi của môi chất trong xi lanh	kJ
m_{ew}	Khối lượng nhiên liệu bay hơi	kg
A_{eff}	Diện tích thông qua	m^2
T_{ol}	Nhiệt độ môi chất trước họng tiết lưu	K
R_o	Hàng số chất khí	J/kg
ψ	Hệ số phụ thuộc vào tỷ lệ áp suất môi chất	-
k	Tỷ số nhiệt dung riêng của môi chất Hyđrô các bon	-
$\mu\sigma$	Hệ số cản dòng của đường ống	-
d_{vi}	Đường kính xupap	m
S	Vị trí của piston tính từ điểm chết trên	m
r	Bán kính quay	m
L	Chiều dài thanh truyền	m
φ	Góc giữa đường nối tâm quay với piston ở ĐCT	độ
E	Khoảng lệch tâm	m
Q_{wi}	Nhiệt truyền đến các chi tiết trong xi lanh	K
A_{wi}	Diện tích bề mặt các chi tiết trong xi lanh	Pa

α_w	Hệ số truyền nhiệt	W/m ² K
T_c	Nhiệt độ môi chất trên bề mặt thành xi lanh	K
T_{wi}	Nhiệt độ bề mặt các chi tiết trong xi lanh	K
D	Đường kính xi lanh	m
C	Tốc độ trung bình của piston	m/s
C_u	Tốc độ tiếp tuyến của môi chất	m/s
V_D	Thể tích công tác của 1 xi lanh	m ³
P_c	Áp suất môi chất trong xi lanh	Pa
$p_{c,0}$	Áp suất khí trờ	Pa
$p_{c,1}$	Áp suất môi chất trong xilanh tại thời điểm đóng xupap nạp	Pa
$T_{c,1}$	Nhiệt độ môi chất trong xi lanh tại thời điểm đóng xupap nạp	K
V_{TDC}	Thể tích xi lanh khi piston ở ĐCT	m ³
IMEP	Áp suất chỉ thị trung bình	Pa
d_{in}	Đường kính ống nối với đường nạp	m
v_{in}	Tốc độ dòng khí trên đường nạp	m/s
δ	Khe hở piston-xilanh	m
Q	Tổng nhiệt lượng cấp vào	kJ
Q_m	Lượng nhiệt tỏa ra trong giai đoạn cháy chính	kJ
Q_{MCC}	Hàng số chất khí	-
Q_{Comb}	Hàng số cháy	-
K	Thể năng của dòng chuyển động rối	-
m_F	Lượng nhiên liệu được hóa hơi	kg
LCV	Nhiệt trị thấp của nhiên liệu	kJ/kg
$W_{Oxygen, available}$	Tỷ lệ khói lượng ôxy có trong hỗn hợp khi bắt đầu phun nhiên liệu	-
C_{EGR}	Hàng số xét đến ảnh hưởng của khí thải luân hồi	-

E_{kin}	Thể năng của tia nhiên liệu	J
C_{Turb}	Hằng số năng lượng chuyển động rối	-
C_{Diss}	Hằng số suy giảm	-
$m_{F,I}$	Lượng nhiên liệu phun vào	kg
V	Tốc độ nhiên liệu	m/s
m_{stoich}	Khối lượng không khí lý tưởng để đốt hết nhiên liệu	kg
λ_{Diff}	Hệ số dư lượng không khí trong quá trình cháy chính	-
Q_{PMC}	Tổng nhiệt lượng do nhiên liệu cung cấp trong giai đoạn cháy nhanh	kJ
C_{NOe}	NO ở trạng thái cân bằng	kg
m_{fi}	Lượng nhiên liệu cấp vào	kg
m_{fb}	Lượng nhiên liệu đã cháy	kg
m_{soot}	Khối lượng muội than	kg
m_{CO}	Khối lượng CO	kg
P_{O_2}	Áp suất các phân tử O ₂	Pa
$E_{s,f}$	Năng lượng hoạt hóa	kJ/kmol
$E_{f,ox}$	Năng lượng ô xy hóa	kJ/kmol
$A_{f,Aox}$	Các hằng số được lựa chọn theo kinh nghiệm và kiểu động cơ	-
R_{tot}	Hằng số tốc độ ô xy hóa muội than	-
MW_c	Trọng lượng phân tử C	-
ρ_s	Mật độ muội than	kg/m ³
D_s	Đường kính phân tử Soot đặc trưng	m
TDC	Điểm chết trên	-
BDC	Điểm chết dưới	-
SPV	Van điều khiển lưu lượng nhiên liệu Diesel	-
TCV	Van điều khiển góc phun sớm	-

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ VÀ ĐỒ THỊ

Hình 1.1: Cấu trúc hóa học của các thành phần trong nhiên liệu LPG.....	22
Hình 1.2: Sản lượng LPG trên toàn cầu (triệu tấn)	24
Hình 1.3: Biểu đồ tiêu thụ LPG trên toàn cầu	25
Hình 1.4: Đồ thị diễn biến tiêu thụ và kế hoạch dự kiến tiêu thụ tương lai	27
Hình 2.1: Động cơ Diesel 3C-TE với hệ thống điều khiển nhiên liệu VE-EDC	33
Hình 2.2: Đồ thị biểu diễn các giai đoạn trong quá trình cháy động cơ Diesel	37
Hình 2.3: Phân chia vùng cháy trong động cơ LPG - Diesel	39
Hình 2.4: Hướng lan truyền của màng lửa trong buồng cháy.....	40
Hình 2.5: Diễn biến áp suất cháy trong buồng đốt của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel	41
Hình 2.6: Các giai đoạn trong quá trình cháy của động cơ LPG–Diesel	43
Hình 2.7: Cân bằng năng lượng trong xi lanh động cơ	47
Hình 2.8: Giao diện phần mềm AVL-BOOST.....	61
Hình 2.9: Mô hình mô phỏng động cơ Toyota 3C-TE trên AVL BOOST	64
Hình 2.10: Mô men và công suất của động cơ giữa thực nghiệm và mô phỏng	66
Hình 2.11: Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ 3C – TE thực nghiệm.....	67
Hình 2.12: Mô hình mô phỏng động cơ LPG - Diesel với AVL-BOOST.....	68
Hình 2.13: Diễn biến áp suất trong xilanh động cơ mô phỏng và thực nghiệm	70
Hình 2.14: Đồ thị Momen động cơ ở các tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel).....	71
Hình 2.15: Đồ thị công suất động cơ ở các tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế.....	72
Hình 2.16: Nhiệt độ của quá trình cháy ở các tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)	73
Hình 2.17: Đồ thị áp suất quá trình cháy khi thay đổi tỷ lệ nhiên liệu kép	74
Hình 2.18: Đồ thị phát thải NOx thay đổi theo tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)	75
Hình 2.19: Đồ thị phát thải CO thay đổi theo tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)	76
Hình 2.20: Phát thải muội than (Soot) theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG.....	76
Hình 2.21: Ảnh hưởng của góc phun sớm đến diễn biến áp suất trong xilanh động cơ ở tốc độ 2600 v/ph, 100% tải tỷ lệ thay thế LPG 30%	77

Hình 3.1: Sơ đồ khói hệ thống điều khiển nhiên liệu động cơ Diesel	82
Hình 3.2: Sơ đồ hệ thống điều khiển phun nhiên liệu cung cấp cho động cơ.....	83
Hình 3.3: Mối quan hệ giữa thời gian cam đội, thời gian đóng mở của van SPV và lưu lượng nhiên liệu phun.	84
Hình 3.4: Tín hiệu điều khiển van định lượng nhiên liệu (SPV) thực tế.	85
Hình 3.5: Lưu đồ tính toán điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ.....	86
Hình 3.6: Cấu trúc van định thời điểm phun TCV.....	86
Hình 3.7: Phương pháp điều khiển thời điểm phun sớm của động cơ 3C – TE	87
Hình 3.8: Lưu đồ hệ thống điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.	88
Hình 3.9: So sánh phương pháp điều khiển thời điểm phun cơ bản.	89
Hình 3.10: Sơ đồ hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ	90
Hình 3.11: Sơ đồ hệ thống điều khiển nhiên liệu LPG cho động cơ 3C-TE.....	91
Hình 3.12: Sơ đồ nguyên lý mạch nguồn ổn áp 5V.....	97
Hình 3.13: Sơ đồ mạch nguyên lý thu thập các tín hiệu cảm biến động cơ	98
Hình 3.14: Sơ đồ nguyên lý mạch điều khiển hệ thống cung cấp LPG	99
Hình 3.15: Sơ đồ mạch in và mạch điều khiển hệ thống cung cấp LPG.....	99
Hình 3.16: Giao diện phần mềm điều khiển tỉ lệ nhiên liệu LPG - Diesel	100
Hình 3.17: Bộ điều khiển hệ thống nhiên liệu kép (LPG – Diesel)	100
Hình 3.18: Phần mềm thu thập dữ liệu điều khiển hệ thống nhiên liệu LPG	101
Hình 4.1: Phòng thí nghiệm Động cơ – Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TPHCM 104	
Hình 4.2: Sơ đồ bố trí thiết bị thí nghiệm tại Trường ĐH SPKT TPHCM.....	105
Hình 4.3: Thiết bị và sơ đồ nguyên lý đo tiêu hao nhiên liệu HIOKI 8420.....	107
Hình 4.4: Sơ đồ hệ thống đo của thiết bị đo độ mờ khói BOSCH BEA 460.....	107
Hình 4.5: Sơ đồ nguyên lý xác định nồng độ khí thải của thiết bị MGT 5	108
Hình 4.6: Thiết bị thực nghiệm xác định lưu lượng nhiên liệu phun của hệ thống bơm VE điều khiển bằng điện tử.....	111
Hình 4.7: Đặc tính kim phun LPG sử dụng trên động cơ thực nghiệm 3C - TE ...	112
Hình 4.8: Mạch điều khiển giảm thời gian phun nhiên liệu Diesel	113
Hình 4.9: Xung tín hiệu điều khiển van SPV khi sử dụng 100% Diesel	113
Hình 4.10: Điều khiển thời gian giảm nhiên liệu Diesel bằng cách ngắt sớm thời điểm	

hoạt động của van SPV	114
Hình 4.11: Xung tín hiệu điều khiển van SPV khi chạy 100% Diesel	115
Hình 4.12: Chu trình thử nghiệm đo độ mờ khói theo phương pháp gia tốc tự do	118
Hình 4.13: Đặc tính Mômen và Công suất của động cơ Diesel	119
Hình 4.14: Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng nhiên liệu Diesel ...	121
Hình 4.15: So sánh áp suất cháy ở các tỷ lệ (LPG – Diesel) ở tốc độ 2600 v/ph ..	122
Hình 4.16: Diễn biến áp suất xilanh ở 2600 v/ph với các tỷ lệ LPG khác nhau	123
Hình 4.17: Tín hiệu xung kích nổ của động cơ xảy ra khi thời gian điều khiển mở kim phun LPG > 4.2 ms	124
Hình 4.18: So sánh đặc tính ngoài (Ne & Me) của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) theo các tỷ lệ thay thế	125
Hình 4.19: Đặc tính Me và Ne của động cơ khi thay đổi góc phun sớm	126
Hình 4.20: Độ mờ khói K (m^{-1}) khi thực nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế	127
Hình 4.21: Phát thải CO ở các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau	127
Hình 4.22: Phát thải HC ở các chế độ thử nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế	128
Hình 4.23: Phát thải NO _x ở các chế độ thử nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế	129
Hình 4.24: Phát thải CO và HC khi thay đổi góc phun sớm	129
Hình 4.25: Phát thải NO _x và độ mờ khói khi thay đổi góc phun sớm	130

DANH MỤC CÁC BẢNG BIỂU

Bảng 1.1: Tính chất của các thành phần trong LPG	23
Bảng 2.1: Phương trình tính toán giá trị của các góc bắt đầu và kết thúc giai đoạn cháy nhiên liệu cho các chế độ khác nhau	43
Bảng 2. 2: Chuỗi phản ứng hình thành NOx..	54
Bảng 2. 3: Các thông số cơ bản của động cơ Toyota 3C - TE.	63
Bảng 2. 4: Các phần tử của mô hình mô phỏng trên hình 2.14.	65
Bảng 2.5: Kết quả so sánh đặc tính kỹ thuật động cơ 3C - TE giữa động cơ thực tế với động cơ mô phỏng sử dụng AVL BOOST	66
Bảng 2.6: Các phần tử của mô hình mô phỏng trên hình 2.12.....	68
Bảng 4.1: Kết quả thử nghiệm lưu lượng nh. liệu cung cấp cho động cơ 3C- TE.112	
Bảng 4.2: Kết quả thực nghiệm đo mômen và công suất khi sử dụng Diesel.....	119
Bảng 4.3: Thông số Me và Ne của động cơ nhà sản xuất và thực nghiệm	120
Bảng 4.4: Kết quả đo suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng nhiên liệu Diesel.....	120
Bảng 4.5: Mối quan hệ giữa tỷ lệ thay thế với thời gian giảm lượng phun Diesel và tăng lượng phun LPG	122

MỞ ĐẦU

Ngày nay, với sự phát triển mạnh của công nghiệp và sự gia tăng nhanh số lượng các phương tiện giao thông vận tải (GVT) và thiết bị động lực trang bị động cơ đốt trong, nhu cầu sử dụng nhiên liệu càng ngày càng tăng cao, đặc biệt là nhiên liệu hóa thạch truyền thống xăng và dầu Diesel. Trung bình mỗi ngày thế giới tiêu thụ hết khoảng 87 triệu thùng dầu. Trong đó phần lớn được sử dụng trên các phương tiện GVT. Nhu cầu sử dụng nhiên liệu tăng đang gây nguy cơ cạn kiệt nhanh nguồn nhiên liệu truyền thống và làm giá dầu mỏ tăng lên, ảnh hưởng trực tiếp đến nền kinh tế toàn cầu.Thêm nữa, mức độ tiêu thụ lớn nguồn nhiên liệu hóa thạch truyền thống đang thải ra môi trường một lượng lớn các chất độc hại làm ảnh hưởng xấu đến sức khoẻ con người và gây ra hiệu ứng nhà kính. Trong đó, hàm lượng phát thải của các phương tiện sử dụng nhiên liệu Diesel chiếm một tỷ lệ đáng kể. Điều này dẫn đến những tác động xấu đến môi trường sinh thái, biến đổi khí hậu, trái đất nóng lên và hiện tượng băng tan ở hai địa cực.

Việt Nam là nước đang phát triển nên cũng không nằm ngoài quy luật phát triển chung của thế giới. Tình trạng thiếu nhiên liệu và ô nhiễm môi trường do khí thải động cơ cũng đã đến mức báo động. Do đó, vấn đề đặt ra là cần nghiên cứu và sử dụng các loại nhiên liệu thay thế có mức độ phát thải độc hại thấp hơn để một mặt giảm ô nhiễm môi trường, mặt khác có thể bù đắp phần nhiên liệu truyền thống đang bị thiếu hụt. Các loại nhiên liệu thay thế được ưu tiên sử dụng là các loại nhiên liệu sạch (phát thải độc hại thấp), trữ lượng lớn, giá thành rẻ và có thể sử dụng dễ dàng trên động cơ mà không cần thay đổi nhiều về kết cấu. Trong các loại nhiên liệu đó, khí dầu mỏ hóa lỏng (LPG) là nhiên liệu có tiềm năng lớn, đáp ứng được các yêu cầu trên.

Khí dầu mỏ hóa lỏng (LPG) là loại nhiên liệu thông dụng và thân thiện với môi trường. Hơn mấy thập kỷ qua nó được dùng trong công nghiệp và sinh nhiệt gia dụng nhưng ngày nay nó còn được sử dụng làm nhiên liệu thay thế trên động cơ đốt trong. Do LPG có sản phẩm cháy thân thiện với môi trường và có năng

suất tỏa nhiệt cao nên khi được sử dụng trên động cơ đốt trong nó không chỉ giúp giảm phát thải độc hại mà còn giảm được gánh nặng về nguồn nhiên liệu hóa thạch truyền thống như: xăng và dầu Diesel.

Việc sử dụng nhiên liệu LPG thay thế nhiên liệu Diesel trên động cơ Diesel sẽ tận dụng được tính ưu việt về hiệu suất cao của loại động cơ này và giúp giảm phát thải khói bụi (muội than), đây là loại phát thải quan trọng và rất khó xử lý của động cơ Diesel hiện nay. Tuy nhiên, do tính tự cháy của LPG kém nên chỉ có thể sử dụng LPG thay thế một phần nhiên liệu Diesel trên động cơ và như vậy tính năng làm việc của động cơ phụ thuộc rất nhiều vào đặc điểm cung cấp và tạo tỷ lệ hỗn hợp của hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel) và các thông số điều chỉnh của động cơ. Chính vì vậy, việc thực hiện đề tài luận án: “*Nghiên cứu ảnh hưởng của chế độ cung cấp nhiên liệu trong động cơ Diesel sử dụng nhiên liệu kép (LPG-Diesel)*” nhằm để có thể sử dụng hiệu quả nhiên liệu LPG và đáp ứng các yêu cầu đặt ra về tiết kiệm nhiên liệu Diesel, giảm phát thải là rất cần thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao, đặc biệt là ở điều kiện Việt Nam khi mà công nghiệp chế tạo động cơ mới chuyên chạy nhiên liệu LPG chưa phát triển.

I. Mục đích nghiên cứu của luận án

- Đưa ra được giải pháp chuyển đổi và điều khiển điện tử thành công hệ thống cung cấp nhiên liệu kép điện tử LPG – Diesel hợp lý cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG-Diesel).

- Đánh giá khả năng sử dụng LPG làm nhiên liệu thay thế trên các động cơ Diesel hiện hành, thông qua sự ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế nhiên liệu Diesel và các thông số hiệu chỉnh sẽ ảnh hưởng đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel, từ đó lựa chọn được các giá trị hợp lý đảm bảo sự hài hòa các tính năng động cơ.

II. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

- Đối tượng nghiên cứu là động cơ Diesel TOYOTA 3C-TE trang bị hệ thống cung cấp nhiên liệu bằng bơm phân phôi với bộ điều khiển bằng điện tử VE-EDC;

- Nghiên cứu, chế tạo hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu LPG cho động

cơ Diesel TOYOTA 3C - TE;

- Nghiên cứu thực nghiệm và đánh giá các tính năng kỹ thuật của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) với các trang thiết bị thực nghiệm (kiểm tra công suất, tiêu hao nhiên liệu, khí xả, ...) được trang bị ở Phòng thí nghiệm chuyên ngành Động cơ tại Đại học Bách khoa - Đại học Đà Nẵng và Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh.

III. Nội dung nghiên cứu

- Nghiên cứu phương pháp cung cấp nhiên liệu kép (LPG-Diesel) trong động cơ Diesel và cơ sở hình thành hỗn hợp cháy trong động cơ.
- Nghiên cứu đặc điểm mô hình hóa và mô phỏng quá trình cháy và hình thành phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Nghiên cứu phương pháp cải tạo và phương thức điều khiển và kiểm soát việc cung cấp tỷ lệ LPG – Diesel cho động cơ chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)
- Nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ lệ cung cấp LPG thay thế cho động cơ Diesel đến tính năng kinh tế kỹ thuật và phát thải khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Nghiên cứu ảnh hưởng các thông số liên quan đến động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

IV. Phương pháp nghiên cứu

Sử dụng phương pháp kết hợp nghiên cứu cơ sở lý thuyết, mô phỏng và thực nghiệm với nhiệm vụ như sau:

- Xây dựng các mô hình lý thuyết mô tả các quá trình cháy, quá trình kích nổ và quá trình phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG - Diesel).
- Sử dụng phần mềm mô phỏng AVL BOOST để tính toán các thông số quá trình cháy và hàm lượng phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel); Phân tích kết quả mô phỏng và định hướng cho nội dung nghiên cứu thực nghiệm.
- Quá trình nghiên cứu thực nghiệm sẽ đánh giá ảnh hưởng của các tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế và các thông số hiệu chỉnh sẽ ảnh hưởng đến đặc tính kinh tế, kỹ

thuật và phát thải của động cơ thí nghiệm sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel). Từ đó đánh giá và đề xuất tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế tốt nhất với các thông số điều chỉnh của động cơ là thích hợp.

V. Ý nghĩa khoa học và ý nghĩa thực tiễn

- Có được cơ sở lý thuyết hợp lý trong việc xác định phương án và phương pháp điều khiển hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG thay thế cho các động cơ Diesel.
- Phân tích và mô phỏng được quá trình hình thành hỗn hợp, quá trình cháy và hình thành phát thải trong động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Đánh giá được ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế nhiên liệu Diesel và các thông số hiệu chỉnh sẽ ảnh hưởng đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu kép LPG-Diesel, từ đó lựa chọn được các giá trị hợp lý đảm bảo sự hài hòa các tính năng động cơ.
- Đưa ra giải pháp khả thi chuyển đổi động cơ Diesel hiện hành sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Góp phần giảm muội than và NO_x là các thành phần phát thải quan trọng và khó xử lý, giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu truyền thống, cũng như định hướng trong việc nghiên cứu ứng dụng nhiên liệu thay thế trên các phương tiện giao thông sử dụng động cơ đốt trong.

VI. Các nội dung chính của đề tài

- Mở đầu
- Chương 1: Tổng quan về vấn đề nghiên cứu.
- Chương 2: Cơ sở lý thuyết, mô hình hóa và mô phỏng động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Chương 3: Nghiên cứu thiết kế, chế tạo hệ thống điều khiển cung cấp LPG trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel.
- Chương 4: Kết quả thực nghiệm và đánh giá.
- Kết luận và hướng phát triển.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ VẤN ĐỀ NGHIÊN CỨU

Động cơ Diesel được sử dụng rất phổ biến, mặc dù tổng số lượng ít hơn động cơ xăng nhưng tổng công suất có thể lớn hơn nhiều vì động cơ Diesel thường được sử dụng trên các phương tiện vận tải công suất lớn và các trang bị động lực khác. Theo số liệu kiểm định, trong năm 2014 cả nước có 1.837.436 xe đang lưu hành. Trong đó ô tô con (từ 09 chỗ ngồi chở xuống) có 900.027 chiếc (chiếm 48,98%), ô tô khách (từ 10 chỗ ngồi chở lên) có 112.463 chiếc (chiếm 6,12 %), ô tô tải có 751.568 chiếc (chiếm 40,90 %), còn lại là xe chuyên dùng và các loại xe khác. Với tỷ lệ phương tiện trang bị động cơ Diesel ngày càng tăng. Theo quyết định 356 QĐ-TTg ngày 25-2-2013 của Thủ tướng Chính phủ về điều chỉnh quy hoạch phát triển giao thông vận tải đường bộ đến năm 2020 và định hướng đến năm 2030 [19], đến năm 2020, định hướng phát triển phương tiện vận tải gồm ô tô các loại có khoảng 3,2 - 3,5 triệu xe, trong đó xe con 57%, xe khách 14% và xe tải 29% (2 loại xe khách và xe tải hầu hết là trang bị động cơ Diesel) và khoảng 36 triệu xe máy. Như vậy, số lượng động cơ Diesel đến năm 2020 có thể lên đến trên 1,5 triệu chiếc. Số lượng và tỷ lệ động cơ Diesel ngày càng tăng do động cơ Diesel có ưu điểm nổi trội là tính kinh tế nhiên liệu cao hơn động cơ xăng do hiệu suất cao hơn, suất tiêu hao nhiên liệu thấp hơn và giá nhiên liệu rẻ hơn [24], [25], [54]. Tuy nhiên, động cơ Diesel có mức phát thải khói bụi (phát thải rắn) khá cao [26]. Do đó, đã có nhiều công trình nghiên cứu sử dụng nhiên liệu thay thế có mức phát thải thấp hơn như nhiên liệu LPG cho động cơ Diesel để thay thế một phần nguồn nhiên liệu Diesel đang cạn dần và đồng thời giảm phát thải cho động cơ trong khi vẫn tận dụng được tính ưu việt về hiệu suất cao và tiêu hao nhiên liệu thấp của loại động cơ này [27], [32]. Việt Nam có số lượng động cơ Diesel không nhỏ nên việc nghiên cứu sử dụng LPG trên các động cơ này sẽ có ý nghĩa kinh tế xã hội rất cao đối với việc giảm tiêu thụ nhiên liệu truyền thống và bảo vệ môi trường.

Với các ưu điểm sạch, nhiệt lượng cao và sức ép toàn cầu về vấn đề môi trường, LPG hiện đang là loại khí đốt được khuyến khích tiêu dùng với mức tăng trưởng

hàng năm trên toàn thế giới đạt trên 3,5%. Tuy nhiên, LPG cũng bị cạnh tranh trực tiếp từ các loại khí đốt khác như CNG, LNG, đặc biệt là các khu vực có hệ thống cơ sở hạ tầng tốt với hệ thống dẫn khí đốt đồng bộ do giá các loại khí này rẻ hơn. Tuy nhiên, các loại khí này không thể so sánh được với LPG về tính linh hoạt trong tồn trữ, vận chuyển và phân phối. Thực tế cho thấy ở đâu cần sự linh hoạt trong phân phối, ở đó LPG luôn chiếm ưu thế. Về xu hướng sử dụng, hiện nay tỷ trọng LPG sử dụng cho công nghiệp, hoá dầu, giao thông vận tải/động cơ đốt trong đang tăng dần.

Theo các số liệu thống kê năm 2010 [16], [31], hiện nay trên toàn thế giới có khoảng 13 triệu xe ô tô sử dụng LPG, trong đó trên 7 triệu xe tập trung tại 38 nước và chủ yếu tại các vùng kinh tế phát triển do tại đây có mức sống cao và vấn đề ô nhiễm môi trường đang là vấn đề bức xúc được chính phủ quan tâm. Dưới đây là các thông tin khái quát về thị trường Autogas tại một số quốc gia đang có mức tăng trưởng thị trường Autogas nhanh nhất trên thế giới hiện nay:

- Italy: Là quốc gia có mức tiêu thụ LPG cho Autogas lớn nhất với lượng tiêu dùng hàng năm đạt khoảng 1,3 triệu tấn. Hiện nay số lượng xe dùng LPG tại Italy là 1,234 triệu xe trong tổng số 32,969 triệu xe vận tải. Tuy chỉ chiếm 4% trong tổng số xe lưu hành nhưng trong thời gian tới tỷ lệ này sẽ tăng với tốc độ nhanh chóng do các chính sách hỗ trợ hiện tại của Chính phủ nhằm giảm mức độ ô nhiễm môi trường. Trong năm 1999, có khoảng 175.000 xe sử dụng xăng dầu đã được lắp bộ phận chuyển đổi để sử dụng LPG. Nhằm thúc đẩy sự chuyển đổi này, hiện nay chính phủ Italia đang áp dụng các biện pháp khuyến khích như: thanh toán từ quỹ của chính phủ cho việc chuyển đổi, giảm lệ phí giao thông, hạn chế việc lưu hành các xe chạy bằng xăng dầu tại một số khu vực có mật độ ô nhiễm cao.

- Anh: Thị trường Autogas tại nước Anh được đánh giá là một trong những thị trường tiềm năng nhất với mức tăng trưởng đạt tới 500%. Năm 1999, tại Anh mới chỉ có 3500 xe thì đến tháng 05/2000 con số này đã lên tới 20.000 xe và đến cuối năm 2000 theo ước tính đạt 30.000 xe, tới năm 2007 con số này đã lên

tới là 150.000 xe. Để đạt được tốc độ này, chính phủ Anh đã có các tác động đáng kể thông qua các chính sách như: hình thành quỹ hỗ trợ chuyển đổi từ xe chạy xăng, dầu sang chạy LPG, giảm thuế đối với LPG dùng cho ô tô, mở rộng hệ thống các trạm bơm LPG cho xe ô tô.

- Thổ Nhĩ Kỳ: Năm 1999, có 500.000 xe taxi chạy bằng LPG (chiếm 92% trong tổng số). Con số này năm 2000 là 800.000 chiếc, tăng 60%. Tuy nhiên, do chuyển đổi xảy ra khá tuỳ tiện mà Chính phủ không thể kiểm soát được nên họ đang áp dụng các biện pháp chặt chẽ hơn đối với các xe chạy bằng LPG nhằm đảm bảo sự an toàn đối với thị trường Autogas đang phát triển ở nước này.

- Ba Lan: Hiện đang có 470.000 xe chạy LPG với hệ thống 1900 trạm nạp chính thức. Chi phí LPG sử dụng cho phương tiện vận tải thấp hơn so với các loại nhiên liệu khác là lý do cơ bản thúc đẩy sự phát triển của Autogas tại nước này phát triển. LPG sử dụng cho Autogas năm 1999 là 395.000 tấn, tăng 32% so với năm 1998. Do được sự hỗ trợ về thuế, giá LPG dùng cho Autogas chỉ bằng 35% so với nhiên liệu khác (đây là một trong những quốc gia có mức chênh lệch thuế đối với Autogas và nhiên liệu khác lớn nhất).

- Trung Quốc: Do sự phát triển mạnh về kinh tế trong thời gian gần đây nên vấn đề giao thông và ô nhiễm môi trường đang trở thành vấn đề nóng cần được giải quyết, đặc biệt là tại các thành phố lớn. Kể từ năm 2000, Chính phủ dự kiến miễn thuế nhiên liệu 05 năm đối với xe chạy LPG. Tại thời điểm đó ở Thượng Hải có khoảng hơn 20.000 xe trong tổng cộng hơn 61.000 xe taxi chạy bằng LPG. Theo LPG World, số 17 ngày 7/9/2000, mỗi ngày tại thành phố này có 40 xe chuyển sang sử dụng LPG và đến nay thành phố này đã có khoảng hơn 40.000 xe taxi chạy LPG. Đây cũng là nguyên nhân làm cho lượng sử dụng LPG của Thượng Hải tăng lên rất lớn trong những năm gần đây đạt hơn 300.000 tấn/năm, tốc độ tăng trưởng hàng năm trung bình khoảng 40-50%. Tiếp tục hỗ trợ thị trường này, chính quyền thành phố đã thông qua kế hoạch xây mới thêm nhiều trạm nạp mới cho đến nay tổng số trạm bơm LPG cung cấp cho xe ô tô đã lên tới hơn 100 trạm.

- Hàn Quốc: Do giá bán LPG chạy xe chỉ bằng 1/3 giá xăng, Autogas được sử dụng rất rộng rãi cho xe taxi, bus và xe tải nên tốc độ tăng trưởng rất nhanh.

Sản lượng butan cho chạy xe khoảng 1,5 triệu tấn/năm.

- Ấn Độ: Tháng 08/2000, Chính phủ đã chính thức cho phép lưu hành xe chạy LPG. Hiện tại, hai thành phố Bombay và New Delhi được ưu tiên phát triển đội xe sử dụng LPG. Tại Bombay, hiện có 1/5 trong tổng số 55.000 xe taxi được lắp đặt bộ phận chuyển đổi dùng LPG.

Theo hiệp hội LPG thế giới, năm 2007 trên thế giới có khoảng 13 triệu phương tiện chạy LPG tiêu thụ 20,3 triệu tấn nhiên liệu với 51.730 trạm tiếp nhiên liệu. Số lượng tiêu thụ và sử dụng ngày càng tăng nhanh chủ yếu tập trung tại một số nước phát triển. Năm nước sử dụng LPG làm nhiên liệu động cơ nhiều nhất là Hàn Quốc, Nhật Bản, Ba Lan, Thổ Nhĩ Kỳ và Australia. Lượng tiêu thụ LPG của năm nước này chiếm một nửa lượng tiêu thụ LPG trên toàn thế giới.

Tuy nhiên, các con số thống kê trên chủ yếu là trên các loại động cơ đánh lửa cưỡng bức do chỉ số octan cao của LPG làm cho nó thích hợp với các loại động cơ này. Ngược lại, số cetan của LPG thấp nên sử dụng LPG trên động cơ Diesel khó khăn hơn.

1.1 Tình hình nghiên cứu sử dụng LPG cho động cơ đốt trong

Mục tiêu chính của việc sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trong động cơ Diesel là sử dụng nguồn nhiên liệu tiềm năng có giá thành rẻ và ít gây ô nhiễm để làm nhiên liệu thay thế một phần cho nhiên liệu Diesel đang cạn kiệt trên các động cơ Diesel hiện hành và giảm phát thải gây ô nhiễm môi trường. Trong mọi trường hợp sử dụng nhiên liệu thay thế, yêu cầu đặt ra là động cơ phải làm việc ổn định và đạt được các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật mong muốn trong các điều kiện nhất định. Chính vì vậy đã có nhiều công trình nghiên cứu về quá trình cháy của động cơ cũng như đánh giá tính năng làm việc và phát thải của động cơ khi chạy nhiên liệu kép LPG - Diesel trong các điều kiện vận hành khác nhau nhằm đánh giá đặc tính làm việc và đưa ra được phương pháp cấp nhiên liệu phù hợp, xác định được các thông số điều chỉnh tối ưu và điều kiện vận hành hợp lý của động cơ. Các vấn đề chính được các nhà nghiên cứu quan tâm là nghiên cứu quá trình cháy cũng như đặc tính làm việc và phát thải của động cơ để đánh giá xem:

- Động cơ Diesel hiện hành có vận hành bình thường được với nhiên liệu

khí - Diesel không? Quá trình cháy của động cơ diễn ra như thế nào?

– Ảnh hưởng của tỷ lệ LPG thay thế đến công suất, hiệu suất, suất tiêu hao nhiên liệu và phát thải của động cơ như thế nào?

– Ảnh hưởng của thành phần nhiên liệu LPG đến các tính năng làm việc và phát thải của động cơ như thế nào?

– Các thông số kỹ thuật của động cơ (kết cấu, tốc độ, tải, góc phun sörm...) ảnh hưởng thế nào đến đặc tính làm việc của động cơ nhiên liệu kép LPG – Diesel?

– Các thông số điều chỉnh của động cơ cần thay đổi thế nào khi chuyển từ động cơ chạy nhiên liệu Diesel sang chạy nhiên liệu kép LPG – Diesel?

Các tác giả đã thực hiện các công trình trong nghiên cứu sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trên các mẫu động cơ khác nhau với các điều kiện vận hành và thí nghiệm cũng như tỷ lệ nhiên liệu khí LPG khác nhau và có các kết quả nghiên cứu và đánh giá như sau:

1.1.1 Các kết quả nghiên cứu trong nước

- *Hướng ảnh hưởng của LPG đến đặc tính kỹ thuật và khí thải của động cơ Diesel***

Ở trong nước nói chung, các nghiên cứu nhằm đánh giá ảnh hưởng khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel đến các tính năng kỹ thuật và lượng phát thải do hoạt động của các phương tiện giao thông đã được các nhà khoa học và quản lý môi trường rất quan tâm trong những năm gần đây.

Vũ An (Viện dầu khí Việt Nam) (2009) đã chủ trì cùng với nhóm nghiên cứu của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội giới thiệu một giải pháp cắt giảm phát thải khói đen cho động cơ xe buýt thông qua việc sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel. Nghiên cứu này hiện đang được tiếp tục thực hiện với mục đích đa dạng hóa nguồn nhiên liệu sử dụng cho phương tiện giao thông [1].

Công trình nghiên cứu về ngọn lửa khuếch tán bên ngoài động cơ của Bùi Văn Ga (Đại học Đà Nẵng) đã cho thấy ảnh hưởng của quá trình cháy và sự hình thành các chất ô nhiễm trong khí xả động cơ Diesel [4]. Luận án tiến sĩ kỹ thuật của Trần

Văn Nam (Đại học Đà Nẵng) đã đóng góp cho việc mô hình hóa động cơ đánh lửa cưỡng bức và tính toán động học phản ứng quá trình hình thành CO trong buồng cháy [15]. Luận án tiến sĩ kỹ thuật của Phạm Xuân Mai đã góp phần đưa mô hình ngọn lửa khuếch tán bên ngoài động cơ vào bên trong buồng cháy động cơ Diesel phun nhiên liệu trực tiếp và nghiên cứu quá trình hình thành bồ hóng của nó [13]. Luận án tiến sĩ kỹ thuật của Trần Thanh Hải Tùng đã góp phần nghiên cứu sự hình thành NO_x trong quá trình cháy của động cơ Diesel buồng cháy phân chia [22].

Đề tài tính toán mô phỏng cung cấp nhiên liệu khí thiên nhiên phun trực tiếp cho động cơ có tỷ số nén cao của Lê Văn Tụy (Đại học Đà Nẵng) (2009) [25] đã xây dựng được mô hình tính toán hệ thống phun trực tiếp hai giai đoạn nhiên liệu khí thiên nhiên điều khiển bởi rơ le điện tử kép cho động cơ Diesel, qua đó cho phép nâng cao hiệu suất nhiệt và công suất động cơ, tiết kiệm nhiên liệu hơn, đồng thời giảm thiểu tốt hơn ô nhiễm môi trường do các phương tiện giao thông gây ra.

Kết quả nghiên cứu của Trần Thanh Hải Tùng, Lê Minh Xuân (Đại học Đà Nẵng) (2006) [21] đã cho thấy ảnh hưởng của tỷ lệ LPG sử dụng trong hỗn hợp để động cơ Mazda WL hoạt động bình thường nhỏ hơn 20%. Công suất giảm khoảng 5% - 10% và nồng độ bồ hóng giảm 15% - 20%.

Đối với động cơ sử dụng nhiên liệu kép, việc tính toán phát thải dựa chủ yếu vào các kết quả thực nghiệm. Với các nghiên cứu của Vương Văn Sơn [23] đã tiến hành nghiên cứu tính toán thực nghiệm đo lượng phát thải của động cơ Diesel lắp trên xe buýt. Kết quả thực nghiệm theo chu trình ECE R49 cho thấy, khi lắp thêm bộ hóa hơi giảm áp để phun LPG vào đường ống nạp, mức độ phát thải của một số chất độc hại trong khí thải như PM, NO_x giảm đáng kể.

Ảnh hưởng của tốc độ động cơ và mức tải đến lượng phát thải của động cơ LPG - Diesel đã được Mai Sơn Hải (Đại học Nha Trang) (2008) [8] nghiên cứu tính toán thực nghiệm trên một động cơ Diesel có lắp thêm hệ thống cung cấp LPG. Kết quả nghiên cứu cho thấy đối với động cơ LPG - Diesel khi hoạt động ở chế độ tải cao, độ mờ khói giảm đáng kể, tuy nhiên một số thành phần khác như HC, CO tăng nhưng lượng tăng không đáng kể, giá trị vẫn nằm trong giới hạn cho phép. Các tác giả cũng đã chỉ ra được những vấn đề kỹ thuật cần giải quyết khi sử dụng nhiên liệu

kép LPG - Diesel trên động cơ Diesel.

Nguyễn Tường Vi (2014) [29] thực hiện luận án nghiên cứu đã chế tạo thành công bộ điều khiển điện tử điều khiển phun LPG với sự thay đổi lưu lượng cung cấp LPG phụ thuộc vào áp suất phun của LPG và đường kính các bộ giclo thử nghiệm. Kết quả đã xác định được các tỷ lệ cung cấp nhiên liệu LPG trên động cơ diesel phù hợp với mục đích cải thiện tính năng kinh tế, kỹ thuật và giảm phát thải động cơ, tỷ lệ LPG thay thế diesel lên tới 30% và 17,81% tương ứng với động cơ AVL 5402 và D1146TI ở toàn tải. Về phát thải độc hại với động cơ thực nghiệm cho thấy càng tăng tỷ lệ LPG thì HC và CO càng tăng; NOx, CO₂ và PM càng giảm. Ở chế độ 100% tải theo chu trình thử Châu Âu ECE R49. Lượng HC và CO tăng tương ứng 10,2% và 11,7%, lượng CO₂ giảm 5,8%, NOx giảm 3% và đặc biệt hàm lượng chất thải hạt PM giảm đáng kể tới gần 20%.

Chu Mạnh Hùng (Bộ Giao thông Vận tải) (2006) [10] đã khảo sát thử nghiệm và đưa ra kết luận về khả năng giảm thiểu ô nhiễm môi trường của ô tô sử dụng nhiên liệu LPG, đồng thời khẳng định hiệu quả kinh tế của việc sử dụng khí hóa lỏng cho các loại ô tô ở Việt Nam.

- ***Hướng nghiên cứu ứng dụng động cơ nhiên liệu kép LPG – Diesel vào thực tế***

Ở Việt Nam, nghiên cứu sử dụng LPG cho xe máy và ô tô con sử dụng xăng đã được thực hiện và công bố rộng rãi, tuy nhiên, các nghiên cứu đề cập đến việc sử dụng LPG trên động cơ Diesel còn rất hạn chế.

Hiện đã có một số ứng dụng trong việc sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trên ô tô nhằm giảm ô nhiễm môi trường không khí. Diễn hình là nghiên cứu chuyển đổi động cơ Diesel sang động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel trên ô tô buýt năm 2009 của Viện dầu khí Việt Nam [1]. Nghiên cứu này, LPG thay thế tối ưu khoảng 26,5% nhiên liệu Diesel, trong khi động cơ vẫn đạt được mômen và công suất cực đại. Tuy nhiên, trong nghiên cứu này, do sử dụng bộ điều khiển LPG đơn giản nên lưu lượng LPG hầu như không đổi theo các chế độ làm việc khác nhau của động cơ, dẫn đến thừa LPG ở chế độ tải thấp và không phát huy hết tính ưu việt của nhiên liệu kép ở tải cao.

Nguyễn Quang Vinh (Công ty Cơ khí Ngô Gia Tự) (2008) [28] đã nghiên cứu tính năng và phát thải của động cơ Diesel lắp trên xe buýt cỡ nhỏ khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel. Kết quả thử nghiệm đã cho thấy mức độ giảm phát thải độc hại NO_x và PM và khả năng duy trì công suất, mô men của động cơ nghiên cứu. Tuy nhiên, công trình này mới nghiên cứu ở mức tỷ lệ LPG thay thế thấp (dưới 19%) và chưa đánh giá ảnh hưởng của LPG đến các thành phần khí thải của xe.

Tác giả Đỗ Văn Dũng, Lê Thanh Phúc (2008) [9] với đề tài ứng dụng kỹ thuật nhiên liệu kép trên động cơ Diesel có sẵn trên thị trường, Vikyno RV125, kim phun lắp trên đường ống nạp. Kết quả nghiên cứu cho thấy động cơ nhiên liệu kép, về cơ bản, đảm bảo các yêu cầu và tiết kiệm hơn động cơ Diesel tương ứng.

Nguyễn Văn Phụng (2013) [20] đã nghiên cứu, thiết kế và chế tạo bộ điều khiển cung cấp nhiên liệu LPG phun vào đường nạp và lượng khí thải hồi lưu. Bộ điều khiển này sử dụng vi điều khiển ATmega32 kết hợp với các cảm biến gắn trên động cơ giúp hệ thống có khả năng kiểm soát hỗn hợp LPG - không khí theo tỉ lệ lý tưởng (hệ số dư lượng không khí $\alpha \approx 1$) đồng thời cho phép điều khiển lượng phun diesel mỗi phun vào động cơ WL-Turbo. Kết quả nghiên cứu cho thấy với hệ thống này chỉ có khả năng điều khiển tuần hoàn van khí thải (EGR) để giảm sự cháy kích nổ của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép LPG – Diesel.

Vương Văn Sơn (2014) [23] đã thực hiện luận án nghiên cứu một cách tổng quan về quá trình cháy của động cơ Diesel - LPG và xác định thành phần khí thải phát tán vào môi trường. Kết quả đề tài đã lắp đặt hoàn chỉnh bộ cung cấp LPG lên động cơ diesel tăng áp FAWDE 4DX23-110 sử dụng phương pháp cung cấp bằng cách cố định lượng LPG với hệ thống cung cấp LPG đơn giản và khi LPG thay thế 20% Diesel, Độ khói giảm ở tất cả các tốc độ làm việc của động cơ, CO và HC tăng nhưng vẫn đạt tiêu chuẩn EURO II, lượng giảm NOx là 4,2 %, lượng giảm PM là 21,4 %.

Một số trường đại học cũng đã có những đề tài nghiên cứu thực nghiệm sử dụng động cơ Diesel – LPG. Ví dụ, nghiên cứu ứng dụng khả năng sử dụng nhiên liệu kép trên động cơ Diesel cỡ nhỏ (động cơ 1 xy lanh) của nhóm nghiên cứu thuộc Trường ĐH Bách khoa Hà Nội, nghiên cứu quá trình cháy trong xy lanh

động cơ Diesel – LPG của nhóm tác giả Trường ĐH Đà Nẵng...

Tóm lại, với các công trình nghiên cứu về động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trong nước đã có những kết quả bước đầu đã cho thấy các ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế đến việc giảm thiểu lượng khí thải độc hại gây ô nhiễm môi trường của ô tô khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel, đặc biệt là khả năng giảm phát thải muội than trên một số động cơ. Tuy nhiên, các công trình trong nước chưa có những nghiên cứu ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu thay thế LPG tối đa, biện pháp kỹ thuật phối hợp điều khiển tỷ lệ cung cấp LPG – Diesel của động cơ nhưng vẫn đảm bảo các tính kỹ thuật đặc tính kỹ thuật của động cơ, cũng như là phương pháp giám sát quá trình kích nổ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cho động cơ ô tô.

1.1.2 Các kết quả nghiên cứu trên thế giới

Trên thế giới, việc sử dụng động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel thực tế chưa phổ biến như chuyển đổi động cơ đơn nhiên liệu LPG, tuy nhiên việc nghiên cứu, thử nghiệm chuyển đổi nhiên liệu kép ngày càng được quan tâm đặc biệt. Loại phương tiện chuyển đổi chủ yếu tập trung vào các loại ô tô tải và ô tô chở khách chạy trong các đô thị lớn.

Do nhiên liệu LPG có trị số octan cao và số Cetan thấp, nhiệt độ tự cháy cao (788^0K) so với nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu Diesel (525^0K) nên LPG khó có thể được sử dụng theo cách thức tự cháy do nén thông thường như nhiên liệu Diesel và thay thế hoàn toàn nhiên liệu Diesel trong động cơ Diesel hiện hành được [27], [29]. Do đó, LPG thường được sử dụng để thay thế một phần nhiên liệu Diesel trên động cơ này, tức là động cơ Diesel sẽ hoạt động đồng thời với một phần nhiên liệu LPG và một phần nhiên liệu Diesel và được gọi là động cơ chạy nhiên liệu kép LPG-Diesel. Việc cung cấp nhiên liệu kép LPG-Diesel được thực hiện theo cách hoặc là LPG được tạo hỗn hợp trước với không khí còn nhiên liệu Diesel được phun vào cuối quá trình nén để khởi tạo quá trình cháy [70], [80] hoặc LPG được hòa trộn ở trạng thái lỏng với nhiên liệu Diesel ở bên ngoài động cơ rồi hỗn hợp nhiên liệu LPG-Diesel được phun vào động cơ và được đốt cháy nhờ nhiên liệu Diesel tự cháy.

Mục tiêu chính của việc sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trong động cơ diesel là sử dụng nguồn nhiên liệu tiềm năng có giá thành rẻ và ít gây ô nhiễm để làm nhiên liệu [36] thay thế một phần cho nhiên liệu diesel đang cạn kiệt trên các động cơ diesel hiện hành và giảm phát thải gây ô nhiễm môi trường. Trong mọi trường hợp sử dụng nhiên liệu thay thế, yêu cầu đặt ra là động cơ phải làm việc ổn định và đạt được các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật mong muốn trong các điều kiện nhất định. Chính vì vậy đã có nhiều công trình nghiên cứu về quá trình cháy của động cơ cũng như đánh giá tính năng làm việc và phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trong các điều kiện vận hành khác nhau nhằm đánh giá đặc tính làm việc và đưa ra được phương pháp cấp nhiên liệu phù hợp, xác định được các thông số điều chỉnh tối ưu và điều kiện vận hành hợp lý của động cơ. Các vấn đề chính được các nhà nghiên cứu quan tâm là nghiên cứu quá trình cháy cũng như đặc tính làm việc và phát thải của động cơ để đánh giá xem:

- Động cơ diesel hiện hành có vận hành bình thường được với nhiên liệu kép (LPG – Diesel) không, quá trình cháy của động cơ diễn ra như thế nào? [36], [49], [64], [69], [77].
- Ảnh hưởng của tỷ lệ LPG thay thế đến công suất, hiệu suất, suất tiêu hao nhiên liệu và phát thải của động cơ như thế nào? [63], [64].
- Ảnh hưởng của thành phần nhiên liệu LPG đến các tính năng làm việc và phát thải của động cơ như thế nào? [48], [78].
- Các thông số kỹ thuật của động cơ (kết cấu, tốc độ, tải, góc phun súng...) ảnh hưởng thế nào đến đặc tính làm việc của động cơ nhiên liệu kép (LPG – Diesel) [36], [76].
- Các thông số điều chỉnh của động cơ cần thay đổi thế nào khi chuyển từ động cơ chạy nhiên liệu diesel sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) [36].

Các tác giả đã thực hiện việc nghiên cứu sử dụng nhiên liệu kép (LPG - Diesel) trên các mẫu động cơ khác nhau với các điều kiện vận hành và thí nghiệm cũng như tỷ lệ nhiên liệu khí LPG khác nhau và có các kết quả đánh giá như sau:

1.1.2.1 Phương pháp phun trực tiếp nhiên liệu kép LPG - Diesel vào xilanh động cơ

Phương pháp phun trực tiếp nhiên liệu kép LPG - Diesel vào các xilanh động cơ có tính ưu việt nổi bật là có thể định lượng chính xác và đều các thành phần nhiên liệu vào các xilanh giúp kiểm soát tối ưu thành phần hỗn hợp ở tất cả các xilanh. Việc phun trực tiếp LPG và Diesel có thể được thực hiện riêng rẽ, trong đó việc phun LPG được thực hiện ở đầu hành trình nén để tạo hỗn hợp đồng nhất với không khí trong xilanh trước khi nhiên liệu Diesel được phun vào để khởi tạo quá trình cháy. Tuy nhiên, trong trường hợp này sẽ phải bố trí lắp đặt hai hệ thống phun nhiên liệu cao áp vào trong xilanh. Điều này làm phức tạp không những về kết cấu của hệ thống cung cấp nhiên liệu mà cả của nắp xilanh nên rất khó khả thi đối với việc chuyển đổi các động cơ Diesel hiện hành sang chạy nhiên liệu kép LPG-Diesel. Do vậy, các nhà nghiên cứu thường sử dụng phương pháp hòa trộn nhiên liệu LPG với Diesel rồi phun hỗn hợp nhiên liệu này vào không khí nén có nhiệt độ cao trong xilanh động cơ ở cuối quá trình nén [42], [45], [46]. Khi đó, nhiên liệu Diesel sẽ tự bốc cháy tạo mồi lửa đốt cháy tiếp nhiên liệu LPG. Phương pháp cấp nhiên liệu này có thể giảm được xu thế kích nổ so với phương pháp tạo hỗn hợp LPG - không khí bên ngoài vì hỗn hợp LPG - không khí không bị nén trước. Do đó, có thể tăng được tỷ lệ LPG thay thế cao hơn so với trường hợp tạo hỗn hợp trong đường ống nạp. Đặc tính làm việc của động cơ cũng sẽ được cải thiện.

Kết quả nghiên cứu của Donghai và cộng sự [46] khi sử dụng 10% LPG và 30% LPG trong hỗn hợp nhiên liệu LPG-Diesel cho thấy, với tỷ lệ LPG cao hơn thì áp suất cực đại trong xilanh đạt được cao hơn và công suất động cơ cũng cao hơn. Thêm nữa, tăng tỷ lệ LPG thì thành phần phát thải Smoke, NO_x và CO giảm nhưng HC tăng.

Cũng với phương pháp này, các nghiên cứu của Cao ET. AL, D.H. Qi và cộng sự [42], [45] đã nghiên cứu đánh giá đặc điểm của quá trình cháy và phát thải khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu LPG và Diesel bằng bộ trộn LPG và Diesel bên ngoài xilanh sau đó phun trực tiếp vào xilanh động cơ với tỷ lệ LPG trong hỗn hợp

thay thế là 10%, 20%, 30%, 40%. Kết quả cho thấy, ở tốc độ thấp, áp suất cực đại trong xilanh đạt được tương tự như sử dụng hoàn toàn Diesel. Tuy nhiên ở tốc độ và tải cao, quá trình cháy trở lên kém hơn, thời gian cháy kéo dài do số xêtan của LPG thấp, dẫn đến hiệu suất động cơ giảm và tiêu hao nhiên liệu tăng khi tăng tỷ lệ LPG với tỷ lệ thay thế cao nhất là 25%. Thành phần CO tăng nhẹ ở chế độ tải thấp và giảm ở tải cao trong khi thành phần HC tăng theo tỷ lệ LPG trong hỗn hợp nhiên liệu.

Có thể nói, phương pháp cung cấp hỗn hợp LPG - Diesel trực tiếp vào xilanh đã đem lại lợi ích giảm phát thải khói bụi và NO_x cho động cơ. Tuy nhiên, việc hòa trộn và phun trực tiếp hỗn hợp nhiên liệu lỏng LPG và Diesel vào trong xilanh động cơ cũng khá phức tạp. Nhiên liệu LPG lỏng và Diesel có tỷ trọng rất khác nhau (560 kg/m³ so với 810 kg/m³) và áp suất bảo quản khác nhau nên khó có thể đảm bảo hòa trộn thành hỗn hợp nhiên liệu đồng nhất trong bình chứa để cung cấp cho động cơ. Do vậy, các nhiên liệu này thường được tích trữ trong các bình riêng rồi hòa trộn theo tỷ lệ đã định trong hệ thống cung cấp nhiên liệu trước khi đưa đến bơm cao áp để bơm dưới áp suất cao phun vào trong xilanh động cơ [46]. Đặc điểm này làm cho hệ thống cung cấp nhiên liệu trở lên phức tạp hơn nhiều so với phương pháp cấp và tạo hỗn hợp LPG-không khí trong đường ống nạp vì phải trang bị thêm thiết bị trộn LPG và Diesel với áp suất cao trước khi cấp đến bơm cao áp để duy trì trạng thái lỏng của LPG. Điều này làm cho thiết bị cung cấp nhiên liệu có giá thành cao, khó cài đặt và vận hành. Do đó phương pháp cấp nhiên liệu này khó khả thi khi chuyển đổi động cơ Diesel hiện hành sang chạy nhiên liệu kép LPG - Diesel. Chính vì vậy, phương pháp cấp nhiên liệu này ít được sử dụng trong các động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel chuyển đổi từ động cơ Diesel.

1.1.2.2 Phương pháp cung cấp và tạo hỗn hợp LPG - không khí trong đường nạp

Phương pháp cấp nhiên liệu khí hay LPG vào đường ống nạp, tạo hỗn hợp với không khí rồi nạp vào xilanh, còn nhiên liệu Diesel thì được phun vào cuối kỳ nén để khởi tạo quá trình cháy được thực hiện rộng rãi nhất trong các động cơ nhiên liệu kép khí-Diesel nói chung [36], [65] cũng như động cơ nhiên liệu kép LPG -

Diesel nói riêng [69]. Lý do là thiết bị cung cấp nhiên liệu khí vào đường nạp đã được sử dụng phổ biến trong các động cơ LPG đốt cháy cưỡng bức và rất sẵn có trên thị trường, lắp đặt dễ dàng, chi phí thấp trong khi không phải thay đổi kết cấu động cơ. Còn đối với hệ thống cung cấp phun nhiên liệu Diesel cao áp vào động cơ thì chỉ cần điều chỉnh giảm lượng nhiên liệu phun theo tính toán ở mỗi chế độ làm việc. Trong hệ thống cấp nhiên liệu này, LPG được cấp và tạo hỗn hợp với không khí trong đường nạp của động cơ rồi nạp vào xilanh tương tự như phương pháp cung cấp LPG vào đường nạp của động cơ LPG đốt cháy cưỡng bức đã nói ở trên. Do đó, môi chất trong quá trình nén của động cơ là hỗn hợp không khí và nhiên liệu LPG ở trạng thái hơi. Cuối quá trình nén, hỗn hợp nhiên liệu không khí đã ở trạng thái đồng nhất có nhiệt độ và áp suất cao nhưng không tự cháy được do nhiệt độ tự cháy của LPG lớn hơn nhiệt độ của hỗn hợp trong quá trình nén [64]. Khi đó nhiên liệu Diesel được phun vào, tự bốc cháy và làm mồi lửa đốt cháy tiếp nhiên liệu LPG trong hỗn hợp với không khí.

Tuy nhiên, bộ hòa trộn ít được sử dụng vì gây tổn thất khí nạp, thêm nữa, bộ hòa trộn cơ khí không giúp được việc thay đổi lượng nhiên liệu LPG cấp vào theo tải vì lưu lượng khí nạp trong động cơ Diesel ít thay đổi theo tải. Hệ thống phun LPG dễ dàng định lượng chính xác lượng nhiên liệu phun theo tải nên được sử dụng rộng rãi hơn trong các động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel.

Khác với động cơ LPG đốt cháy cưỡng bức thường có hệ số dư lượng không khí gần bằng 1, trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel, tổng nhiên liệu LPG và Diesel được cung cấp cần đảm bảo hệ số dư lượng không khí chung $\lambda > 1$ (thường là $\lambda > 1,2$) [36] để nhiên liệu có thể cháy hết vì hỗn hợp cháy là không đồng nhất. Trong động cơ này, tỷ lệ LPG thay thế Diesel tối đa thường bị giới hạn bởi sự cháy kích nổ vì sự cháy kích nổ của nhiên liệu LPG phụ thuộc vào nhiệt độ hỗn hợp và hàm lượng của LPG trong hỗn hợp trước khi cháy [49], [59]. Những kết quả nghiên cứu của các tác giả như sau:

- **Đặc điểm quá trình cháy**

Nghiên cứu về quá trình cháy của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (khí – Diesel) nói chung và (LPG - Diesel) nói riêng, các tác giả đã có một số nhận định

khác nhau về diễn biến quá trình cháy liên quan đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Goldsworthy [49] đã nghiên cứu thực nghiệm diễn biến quá trình cháy của động cơ diesel tăng áp tàu thủy kiểu common rail sử dụng nhiên liệu kép propan-diesel với hệ thống cấp propan vào đường nạp và hệ thống điều khiển phun nhiên liệu diesel bằng điện tử phun hai lần. Đặc điểm của hệ thống điều khiển phun nhiên liệu diesel trên động cơ này là tự động thay đổi thời điểm phun ở giai đoạn phun chính theo tốc độ và lượng nhiên liệu phun ở mỗi chu trình, giảm lượng nhiên liệu phun thì thời điểm phun chính sẽ tự động được điều chỉnh muộn đi. Khi nghiên cứu ở mỗi chế độ tải và tốc độ, tác giả thay đổi tỷ lệ năng lượng nhiệt của propan trên tổng năng lượng nhiệt của diesel và propan trong khi giữ tổng năng lượng này bằng năng lượng của diesel khi động cơ chạy chỉ với diesel. Xét về đặc điểm quá trình cháy nhiên liệu kép, tác giả đã chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ propan thay thế, thời điểm cháy chính bắt đầu sớm hơn và áp suất cực đại trong xilanh cũng tăng lên, tốc độ cháy và tỏa nhiệt cũng tăng lên. Nghiên cứu chi tiết về thời gian cháy trễ, tác giả đã chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ propan thay thế thì thời gian cháy trễ của phần nhiên liệu diesel phun lần thứ nhất tăng một chút [49]. Tuy nhiên, tốc độ cháy sau khi phun lần thứ hai tăng nhanh làm cho thời điểm cháy chính diễn ra sớm hơn và do đó tốc độ tăng áp suất và áp suất cực đại tăng lên cao hơn so với động cơ chạy chỉ với nhiên liệu diesel.

Kết quả nghiên cứu thực nghiệm động cơ (LPG - Diesel) ở toàn tải của Negurescu [68] cũng cho kết quả tương tự kết quả công bố của Goldsworthy, khi tăng tỷ lệ LPG thay thế lên 18,3%, áp suất khí thải cực đại tăng lên 150 bar so với 130bar của trường hợp động cơ chạy chỉ với nhiên liệu diesel.

Lata và cộng sự [63], [64] nghiên cứu sử dụng nhiên liệu kép (LPG - Diesel) trên động cơ diesel tăng áp công suất 62,5 kW dùng cho máy phát điện đã chỉ ra kết quả ngược lại so với kết quả nghiên cứu của Goldsworthy [49] ở tỷ lệ LPG thay thế nhỏ. Lata [63] chỉ ra rằng khi tăng tỷ lệ LPG thay thế từ 0 đến khoảng 30% thì thời gian cháy trễ của động cơ nhiên liệu kép tăng. Tuy nhiên sau đó nếu tiếp tục tăng LPG thì thời gian cháy trễ giảm. Ở tải nhỏ và tỷ lệ LPG thay thế thấp thì thời gian cháy nhiên liệu kép dài hơn và áp suất khí thải thấp hơn so với động cơ chạy

diesel nhưng ở tỷ lệ LPG thay thế cao đến 40% thì thời gian cháy trễ và thời gian cháy chính của nhiên liệu kép ngắn hơn so với diesel và áp suất cực đại khi đó cao hơn so với động cơ chạy diesel đến 5%.

Đối với động cơ nhiên liệu kép khí thiên nhiên-diesel một số nhà nghiên cứu chỉ ra rằng ở mọi chế độ tải khi tăng tỷ lệ nhiên liệu khí thay thế thì thời gian cháy trễ của nhiên liệu diesel phun vào tăng lên do hàm lượng ôxy bị giảm và nhiệt độ môi chất trong quá trình nén thấp hơn của động cơ diesel, thời gian cháy chính cũng tăng lên và áp suất khí thải giảm [78].

- ***Hiệu suất của động cơ***

Về hiệu suất của động cơ, Goldsworthy [49] chỉ ra rằng với tỷ lệ propan thay thế tính theo phần trăm tổng năng lượng (diesel và propan) cấp vào tăng từ 0 đến 20%, hiệu suất nhiệt của động cơ được cải thiện dần và đạt khoảng 2-2,5% ở tỷ lệ propan thay thế cao ở toàn tải. Việc sử dụng nhiên liệu kép ở tải nhỏ hầu như không có cải thiện về hiệu suất nhiệt. Sự tăng hiệu suất động cơ nhiên liệu kép (LPG - Diesel) ở toàn tải cũng được Lata và cộng sự [63] chỉ ra. Tác giả cho thấy hiệu suất chỉ thị và hiệu suất có ích của động cơ chạy nhiên liệu kép (LPG - Diesel) ở tải lớn với tỷ lệ LPG thay thế đến 40% (tính theo năng lượng) [59] đều cao hơn so với hiệu suất động cơ khi chạy với chỉ nhiên liệu diesel. Mức tăng hiệu suất nhiệt so với khi chạy chỉ với nhiên liệu diesel đạt được khoảng 6% ở tỷ lệ LPG thay thế 40%. Tuy nhiên, ở các chế độ tải nhỏ và trung bình thì hiệu suất động cơ chạy với nhiên liệu kép thấp hơn động cơ chạy diesel.

- ***Giới hạn tỷ lệ LPG thay thế gây cháy kích nổ***

Về hiện tượng cháy kích nổ, Goldsworthy [49] chỉ ra rằng ở tải cao khi tăng tỷ lệ propan thay thế lên trên 20%, tốc độ tăng áp suất bắt đầu tăng mạnh và sau đó xuất hiện tiếng gõ. Ví dụ như ở tỷ lệ propan thay thế 20%, tốc độ tăng áp suất vào khoảng 17 bar/độ góc quay trực khuỷu, nhưng với tỷ lệ propan thay thế là 26% và 35% thì tốc độ tăng áp suất lần lượt là 19 bar/độ và 58 bar/độ góc quay trực khuỷu và tiếng gõ kích nổ rất mạnh. Theo D. Bradley [44] thì kích nổ thường xảy ra khi tốc độ tăng áp suất khí thải lớn hơn 10 bar/độ góc quay trực khuỷu. Cho nên có thể nói trong nghiên cứu của Goldsworthy [49] ở tỷ lệ propan thay thế 26% và 35%,

hiện tượng cháy kích nổ đã xảy ra mạnh. Negurescu [68] cũng cho rằng ở toàn tải tỷ lệ LPG thay thế tăng đến 25% là bắt đầu xuất hiện kích nổ trong khi nghiên cứu của Lata và cộng sự [63], [64] cho thấy với tỷ lệ LPG thay thế tăng đến trên 50% kích nổ vẫn chưa xuất hiện.

- **Đặc điểm phát thải độc hại**

Với các động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) các tác giả cũng đưa ra các kết quả nghiên cứu về phát thải của động cơ bằng cách sử dụng phương pháp mô phỏng kết hợp với thực nghiệm như sau:

Kết quả nghiên cứu về phát thải NO_x của Goldsworthy và Wang Y [49], [88] cho thấy khi tăng tỷ lệ propan thì phát thải NO_x giảm. Ở tải lớn và toàn tải, NO_x giảm nhẹ khi tăng tỷ lệ propan nhưng ở tải nhỏ thì NO_x giảm mạnh khi tăng tỷ lệ propan. Điều này được tác giả giải thích là do khi tăng tỷ lệ propan thì hàm lượng ôxy trong hỗn hợp cháy bị giảm một chút và thể tích chùm tia phun nhiên liệu Diesel cũng giảm làm giảm các điều kiện tạo thành NO_x vì NO_x chủ yếu tạo ra ở vùng cháy của nhiên liệu Diesel với ôxy. Nghiên cứu của Saleh [79], của Lata [63] và công sự về động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel cũng chỉ ra sự giảm NO_x và khói khi tăng tỷ lệ LPG thay thế. Tuy nhiên, nghiên cứu của Alla và cộng sự [30] lại chỉ ra rằng trong động cơ nhiên liệu kép propan-Diesel khi tăng tỷ lệ propan thay thế thì hàm lượng phát thải NO_x tăng với sự giải thích là propan cháy có nhiệt độ cao làm tăng phản ứng của nitơ và ôxy.

Về phát thải HC trong động cơ nhiên liệu kép khí-Diesel nói chung hay LPG-Diesel nói riêng, hầu hết các nhà nghiên cứu đều chỉ ra rằng phát thải HC tăng khi tăng tỷ lệ nhiên liệu khí thay thế, đặc biệt là ở chế độ tải nhỏ, HC tăng mạnh khi tăng tỷ lệ nhiên liệu khí thay thế [63], [64], [78]. Phát thải HC (g/kWh) ở tải thấp cao hơn rất nhiều so với phát thải HC ở tải cao khi cùng tỷ lệ nhiên liệu khí. Tuy nhiên, Negurescu [68] lại báo cáo HC giảm trong kết quả thí nghiệm của mình ở chế độ toàn tải khi tăng tỷ lệ LPG.

Về phát thải CO, theo kết quả nghiên cứu của Goldsworthy và S.K. Acharya [49], [81] phát thải CO tăng khi tăng tỷ lệ propan thay thế. Mức độ tăng CO theo

tỷ lệ propan thay thế gần giống nhau ở các chế độ tải. Tuy nhiên, khác với xu hướng thay đổi so với HC là phát thải CO (g/kWh) ở tải cao thường cao hơn so với phát thải CO ở tải thấp. Kết quả tương tự cũng được khẳng định trong nghiên cứu động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel của Lata và cộng sự [62], [63] và nghiên cứu động cơ nhiên liệu kép khí thiên nhiên - Diesel của Papagiannakis [77], Gibson và các cộng sự [50] giải thích sự tăng CO theo tỷ lệ nhiên liệu khí thay thế và theo tải trọng động cơ nhiên liệu kép khí - Diesel là do CO được tạo thành chủ yếu từ nhiên liệu khí trong vùng tia phun nhiên liệu Diesel hoặc giáp với tia phun.

1.2 Đặc điểm của khí hóa lỏng

LPG (Liquefied Petroleum Gas) là tên viết tắt của khí dầu mỏ hoá lỏng. LPG tồn tại trong thiên nhiên ở các giếng dầu hoặc giếng gas và cũng có thể được sản xuất ở các nhà máy lọc dầu. Thành phần chính của LPG là hỗn hợp hydrocacbon với thành phần chính là butan (C_4H_{10}) và propan (C_3H_8) chiếm tới 99%, còn lại là một số thành phần hydrocacbon khác [1], [14]. Tỷ lệ giữa propan và butan thay đổi giữa các quốc gia cũng như thời điểm sản xuất. Loại nhiên liệu này được phát triển và thương mại hóa từ những 1950 của thế kỷ trước.

LPG là loại nhiên liệu có thể dễ dàng được chuyển đổi sang thể lỏng bằng việc tăng áp suất thích hợp hoặc giảm nhiệt độ để dễ tồn trữ và vận chuyển. LPG có thành phần hóa học tương đối đơn giản hơn các loại nhiên liệu khác, ít tạp chất, không có hợp chất chứa lưu huỳnh và chì, đặc biệt sản phẩm cháy không tạo muội, tạo cặn cacbon [11]. Ngoài ra, LPG còn có nhiệt trị theo khối lượng cao hơn so với các loại nhiên liệu truyền thống như xăng và dầu Diesel nên có điều kiện tăng tính kinh tế khi sử dụng.

1.2.1 Tính chất lý hóa của LPG

LPG biến đổi từ thể lỏng thành thể hơi theo tỷ lệ thể tích 1 lít LPG thể lỏng hóa thành khoảng 250 lít ở thể hơi ở nhiệt độ lớn hơn $0^{\circ}C$ trong môi trường áp suất bằng áp suất khí quyển. LPG bay hơi rất nhanh, dễ dàng khuếch tán, hòa trộn với không khí thành hỗn hợp cháy nổ.

LPG nhẹ hơn nước, tỷ trọng của Butan bằng 0,55 - 0,58 lần và Propan từ 0,5 - 0,53 lần tỷ trọng của nước. Ở thể hơi trong môi trường áp suất bằng áp suất khí quyển, LPG nặng hơn so với không khí, đối với butan là 2,01 lần, Propan là 1,53 lần.

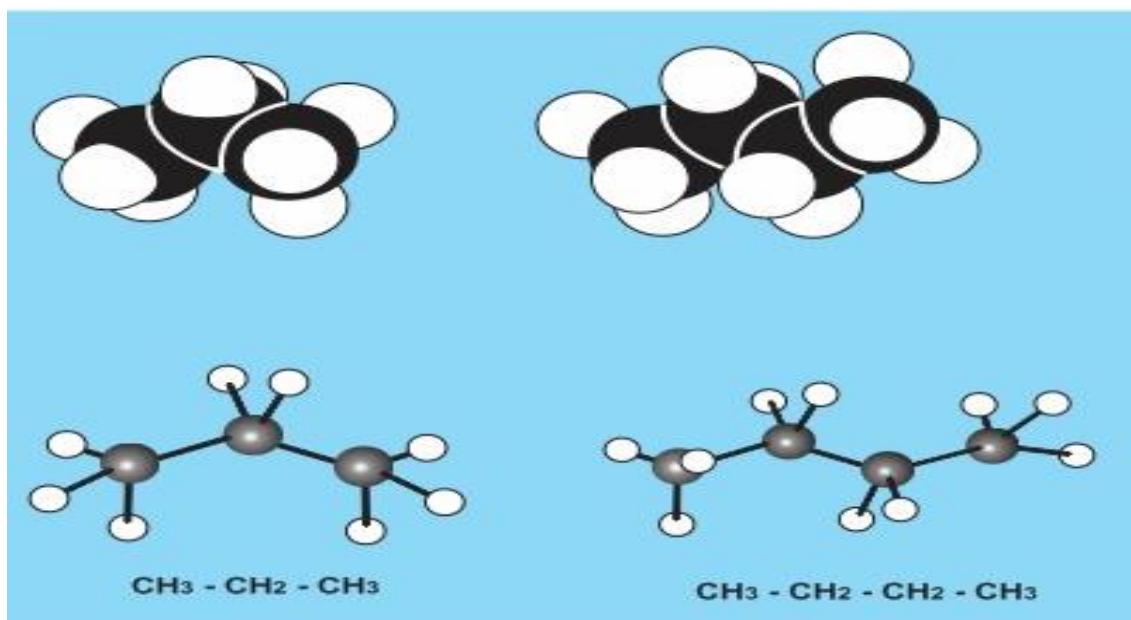
Do LPG ở trạng thái nguyên chất không có mùi và nặng hơn không khí nên có thể gây ngạt nếu nó tràn ra ngoài chiếm chỗ của ôxy. Vì vậy, người ta thường pha trộn thêm chất tạo mùi hăng mercaptan vào LPG với tỷ lệ nhất định để có mùi đặc trưng nhằm phát hiện ra hiện tượng rò rỉ LPG.

LPG lỏng gây bỏng nặng trên da khi tiếp xúc trực tiếp, nhất là với dòng LPG rò rỉ trực tiếp vào da.

Nhiệt độ của LPG khi cháy rất cao từ $1900^{\circ}\text{C} \div 1950^{\circ}\text{C}$, có khả năng đốt cháy và nung nóng chảy hầu hết các chất và kim loại.

LPG có thành phần chủ yếu là propan và butan. Ngoài ra, tùy thuộc vào nguồn nhiên liệu khi chế biến mà trong thành phần của nó có thể có một lượng nhỏ olefin như propen, buten. Trong đó propan chỉ có duy nhất ở dưới dạng mạch thẳng, butan có thể ở dạng mạch thẳng hoặc mạch nhánh (*Hình 1.1*).

Công thức hóa học và cấu trúc phân tử:



Hình 1.1: Cấu trúc hóa học của các thành phần trong nhiên liệu LPG

Bảng 1.1: Tính chất của các thành phần trong LPG [14], [56]

Thông số đặc trưng	Propan	n-butan	iso-butan
Công thức hóa học	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀
Nhiệt độ sôi (°C)	- 42,1°C	+1,0	-
Trị số octan nghiên cứu(RON)	111	102	94
Hệ số tỷ lượng A/F(kg/kg)	15,7	15,4	15,49
Nhiệt độ tự bắt cháy (°C)	481	544	44
Nhiệt trị thấp (MJ/kg)	46,3	45,5	45,70
Chỉ số Cetane	3	9	13

Phương trình cháy:



Sự cháy của LPG diễn ra thuận lợi nhất trong hỗn hợp đồng nhất của LPG với không khí; tốc độ cháy và lan tràn màng lửa đạt cao nhất ở tỷ lệ hỗn hợp nhiên liệu – không khí hơi đậm một chút với hệ số dư lượng không khí $\lambda = 0,95 - 1$ [1], [14]. Đặc điểm diễn biến quá trình cháy và các nhân tố ảnh hưởng cũng tương tự như đối với nhiên liệu xăng [29].

1.2.2 Ưu điểm của LPG so với các loại nhiên liệu truyền thống

Nếu có đủ ôxy, quá trình cháy của LPG dễ diễn ra một cách triệt để. Điều này đã làm cho LPG có các đặc tính của một nhiên liệu cháy sạch. Sản phẩm cháy chỉ có CO₂ và hơi nước, không có hợp chất chứa lưu huỳnh và chì, hàm lượng các khí NO_x thấp, ít gây ô nhiễm môi trường. Ngoài ra, LPG có trị số octan nghiên cứu cao hơn so với xăng không chì từ 5-12 đơn vị, và có nhiệt trị khối lượng lớn hơn so với xăng và dầu Diesel và lớn hơn nhiều so với methanol và ethanol. Vì vậy, LPG rất có lợi thế, khi muốn tăng hiệu suất nhiệt và tăng công suất động cơ [5].

Trong sử dụng, LPG không làm ăn mòn các thiết bị liên quan, lại rất thông dụng và đa năng khi vận chuyển, vì cả propan và butan đều dễ hóa lỏng và có thể chứa được trong các bình áp lực, thuận tiện khi cung cấp đến người tiêu dùng.

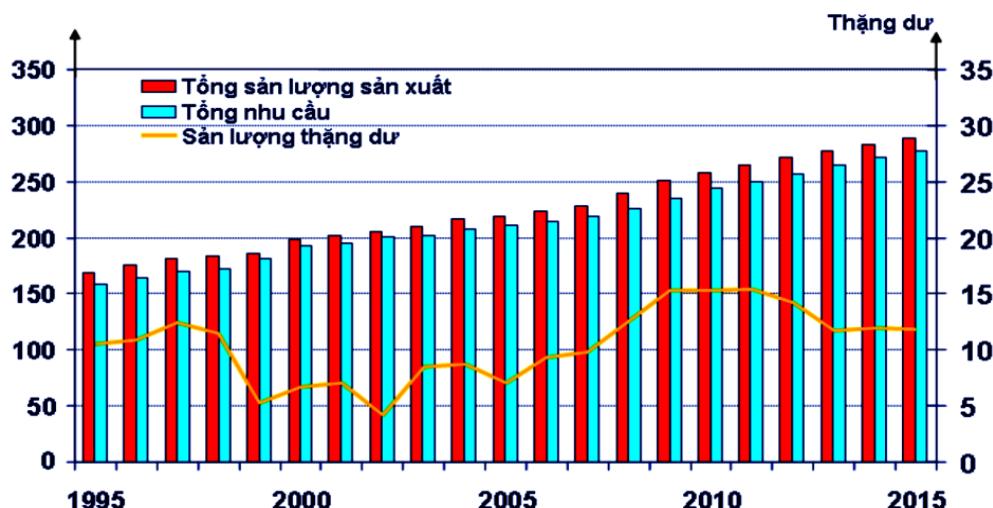
Vì có tốc độ bay hơi nhanh, LPG dễ dàng khuếch tán và hòa trộn với không khí tạo thành hỗn hợp nên LPG là loại nhiên liệu thay thế tốt cho xăng trong các động cơ đánh lửa cưỡng bức [62].

Với những ưu điểm như trên, LPG có thể làm nhiên liệu thay thế cho các loại nhiên liệu như củi, than và đặc biệt là nhiên liệu truyền thống của động cơ đốt trong là xăng và dầu Diesel. Điều này góp phần khắc phục tình trạng cạn kiệt nhiên liệu truyền thống và giảm phát thải ô nhiễm môi trường.

1.2.3 Tình hình sản xuất LPG

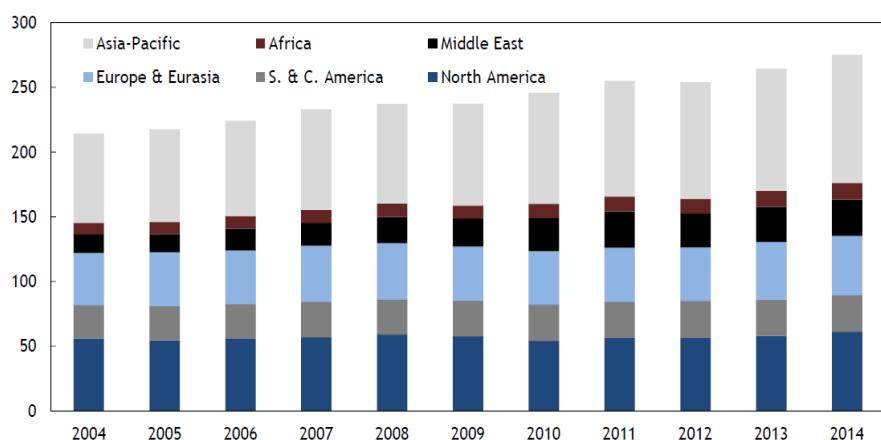
- Tình hình sản xuất, sử dụng LPG trên thế giới*

Từ thập niên 90 đến nay, lượng LPG sản xuất trên toàn cầu liên tục tăng (trung bình 5 - 10%/năm) và dự đoán vẫn tiếp tục tăng trong những năm tới. Tổng nguồn cung LPG trên thế giới năm 2008 đạt 239 triệu tấn [31]. Tổng sản lượng khai thác và sử dụng LPG của thế giới trong năm 2013 đạt tới 260 triệu tấn theo như con số đã được công bố tại Hội nghị thương đỉnh LPG thế giới đã diễn ra tại TP.HCM [16]. Nguồn sản xuất LPG là từ quá trình chế biến dầu mỏ và khí đốt nên hoàn toàn có thể tính toán và dự đoán được sản lượng LPG sản xuất được trong tương lai theo trữ lượng và năng suất khai thác dầu mỏ và khí đốt. Dự báo đến năm 2015 năng suất khai thác và chế biến LPG có thể đạt 291,7 triệu tấn, trong đó, 60% LPG được sản xuất từ quá trình xử lý, 39,5% sản xuất từ các nhà máy lọc dầu và còn lại 0,5% từ các nguồn khác.



Hình 1.2: Sản lượng LPG trên toàn cầu (triệu tấn) [83]

Trong giai đoạn 2000 - 2015, Trung Đông, Bắc Á là hai khu vực sản xuất LPG lớn nhất nhì trên thế giới. Trung Đông cung cấp 1/5 tổng lượng LPG trên thế giới trong năm 2012 và tăng trung bình 4,1%/năm từ năm 2000 mặc dù sản lượng của khu vực này giảm trong năm 2001 và 2002. Tổng cung khu vực này dự báo tăng đến 69,7 triệu tấn cho năm 2015. Năm 2012, khoảng 66% sản lượng LPG Trung Đông là từ xử lý khí đồng hành, 24% là từ quá trình tinh chế.



Hình 1.3: Biểu đồ tiêu thụ LPG trên toàn cầu [91]

Ở Bắc Á, hơn 90% sản lượng tăng lên là từ các nhà máy lọc dầu ở Trung Quốc. Hầu hết sản lượng LPG của khu vực này tới từ các nhà máy lọc hóa dầu, số ít là xử lý khí và duy nhất cho tới nay ở Trung Quốc có nhà máy hóa khí từ than. Phần còn lại trong sản lượng của khu vực là từ các nhà máy lọc dầu ở Hàn Quốc và Đài Loan. Dự báo đến năm 2018 đạt khoảng 31,1 triệu tấn.

Việc sử dụng LPG trên thế giới tập trung vào bốn lĩnh vực, tiêu dùng dân dụng hiện có khối lượng sử dụng lớn nhất chiếm gần 50%, tiếp theo là lĩnh vực hoá chất chiếm 24%, sử dụng LPG trong công nghiệp đứng thứ ba với tổng mức tiêu thụ chiếm khoảng 13%, trong khi vận tải chỉ đứng thứ 4 với tổng lượng tiêu thụ hàng năm chiếm 8,8%. Tiêu thụ LPG toàn cầu tăng 4% trong năm 2014 và lên hơn 275 triệu tấn / năm - so với năm 2013

- *Tình hình sản xuất, sử dụng LPG ở Việt nam*

Hiện nay, ở Việt Nam có thể tạm chia ra 4 cụm khai thác khí quan trọng [24]:

- Cụm khí thứ nhất nằm ở vùng đồng bằng Bắc Bộ, gồm nhiều mỏ khí nhỏ, trong đó có Tiền Hải - Thái Bình, trữ lượng khoảng 250 tỷ m³ khí, được bắt đầu

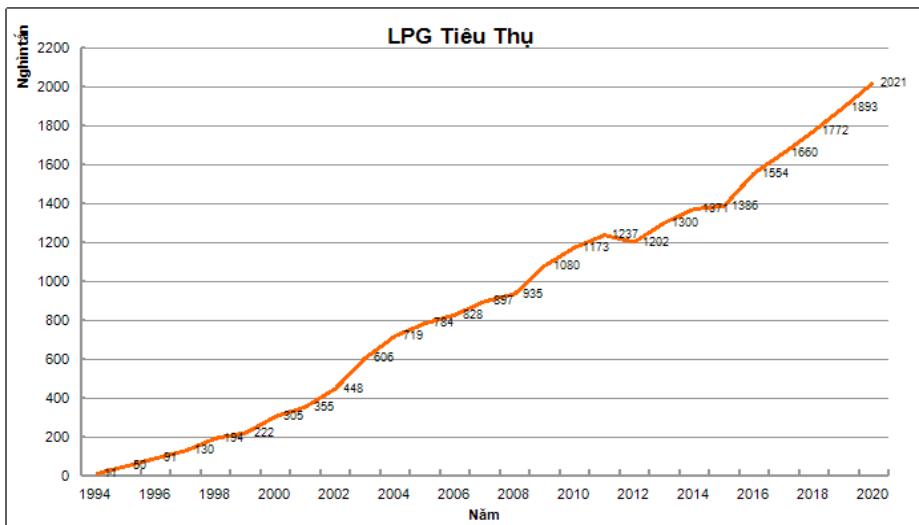
khai thác năm 1981 phục vụ cho công nghiệp địa phương.

- Cụm khí thứ 2 thuộc vùng biển Cửu Long, gồm có 4 mỏ dầu Bạch Hổ, Rồng, Rạng Đông, Ru Bi.
- Cụm thứ 3 ở vùng biển Nam Côn Sơn gồm mỏ Đại Hùng đang khai thác và các mỏ khí đã phát hiện khu vực xung quanh Lan Tây, Lan Đỏ, Hải Thạch, Mộc Tinh.
- Cụm mỏ thứ 4 tại thềm lục địa Tây Nam gồm có mỏ BungaKewa - Cái Nước. Nguồn tiêu thụ đầu tiên là dự án khai thác và dẫn khí vào bờ cho các nhà máy điện Phú Mỹ I và Phú Mỹ II, nhà máy sản xuất phân đạm. Cùng với nó, ngày 1/1/1995 nhà nước đã quyết định cho nhà máy điện Bà Rịa - Vũng Tàu sử dụng khí đồng hành thay Diesel, đồng thời xây dựng nhà máy khí Dinh Cố tại Bà Rịa với công suất thiết kế là vận chuyển vào bờ 3 triệu m³ khí/ngày và sẽ được nâng lên 3,5 - 4 tỷ m³ khí/năm. Đây là nhà máy xử lý khí đầu tiên của nước ta đã chính thức hoạt động, cung cấp LPG phục vụ cho công nghiệp và dân dụng.

Từ năm 1998 PetroVietnam cũng đã khởi công xây dựng nhà máy lọc dầu Dung Quất và cho tới nay đã dần hoàn thiện. LPG được sản xuất tại Dinh Cố sử dụng nguồn nguyên liệu là khí đồng hành được vận chuyển từ các mỏ Bạch Hổ, Rồng, Đại Hùng. Khí đồng hành tại các mỏ này có hàm lượng H₂S và CO₂ rất thấp (0,4 - 4%) rất thuận lợi cho chế biến và sử dụng.

Dầu mỏ Bạch Hổ có tỷ xuất khí hòa tan trung bình là 180m³/tấn nghĩa là cứ một tấn dầu trong điều kiện mỏ có áp suất lớn hơn áp suất bão hòa khi khai thác lên có thể tách ra 180m³ khí.

Nhu cầu sử dụng LPG tại Việt Nam những năm gần đây gia tăng một cách nhanh chóng. Năm 1991 nhu cầu LPG cả nước là 50.000 tấn, năm 2000 là 305.000 tấn và năm 2010 là 1,2 triệu tấn và năm 2015 nhu cầu sử dụng LPG cả nước khoảng 1,4 triệu tấn. Dự báo năm 2016 tiêu thụ 1,6 triệu tấn và năm 2020 đạt 2 triệu tấn. Tuy nhiên ở nước ta, LPG vẫn chủ yếu sử dụng làm chất đốt, việc sử dụng LPG cho các phương tiện giao thông vận tải chưa đáng kể.



Hình 1.4: Đồ thị diễn biến tiêu thụ và kế hoạch dự kiến tiêu thụ tương lai [2]

1.3 Kết luận chương 1

Nhiên liệu LPG không thể sử dụng được theo cách thức tự cháy do nén thông thường như nhiên liệu Diesel nhằm thay thế hoàn toàn nhiên liệu Diesel được, nên LPG thường được sử dụng trên động cơ Diesel hiện hành theo cách kết hợp với nhiên liệu Diesel gọi là nhiên liệu kép LPG-Diesel.

Với số lượng đáng kể và thị phần cao về tổng công suất của động cơ Diesel so với động cơ xăng và đặc điểm phát thải muội than cao của động cơ Diesel thì việc nghiên cứu sử dụng nhiên liệu LPG trên động cơ Diesel có ý nghĩa kinh tế và thực tiễn cao.

Với các công trình nghiên cứu trong và ngoài nước về việc sử dụng nhiên liệu kép LPG-Diesel trên động cơ Diesel. Các nhà nghiên cứu đã đưa ra các nhận định chung như sau:

- Việc cấp nhiên liệu kép bằng phương pháp phun LPG dạng khí vào đường ống nạp của động cơ, hòa trộn với không khí rồi nạp vào xilanh để tạo hỗn hợp đồng nhất trong xilanh trước khi nhiên liệu Diesel được phun là phù hợp đối với các động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel.

- Ở toàn tải với tỷ lệ LPG thay thế dưới 25%, động cơ làm việc êm dịu, quá trình cháy diễn ra qua ghi nhận đồ thị diễn biến áp suất thấy không thay đổi nhiều. Nếu tăng tỷ lệ LPG thay thế lên cao hơn sẽ dẫn đến tăng tốc độ cháy và áp suất cực

đại trong xilanh và có xu hướng xuất hiện kích nổ.

- Phát thải muội than và NO_x giảm đáng kể khi sử dụng LPG; tỷ lệ LPG thay thế càng lớn thì mức giảm muội than càng nhiều.
- Phát thải HC và CO lớn hơn phát thải của động cơ Diesel; tỷ lệ LPG thay thế càng tăng thì phát thải HC càng lớn.

Tuy nhiên, một số nghiên cứu đưa ra các kết quả rất khác nhau xung quanh một số vấn đề như sau:

– Về hiện tượng cháy kích nổ: Hiện tượng kích nổ xảy ra khi tăng tỷ lệ LPG thay thế đến mức nhất định, tuy nhiên các tỷ lệ LPG thay thế giới hạn xảy ra kích nổ được các tác giả chỉ ra rất khác nhau, thay đổi từ 20% đến trên 50% nên người sử dụng không xác định được nên giới hạn ở tỷ lệ nào là thích hợp.

– Ảnh hưởng của LPG đến thời gian cháy trễ, thời gian cháy chính, tốc độ cháy ở tải nhỏ và trung bình được công bố khác nhau. Một số tác giả cho rằng LPG làm tăng tốc độ cháy dẫn đến áp suất cực đại tăng, một số khác lại cho rằng LPG làm giảm nhiệt độ môi chất ở kỳ nén và giảm ôxy dẫn đến tăng thời gian cháy trễ, thời gian cháy chính, dẫn đến làm giảm áp suất khí thể cực đại và do vậy làm giảm hiệu suất nhiệt của động cơ. Các nhận định trái chiều này làm khó cho người sử dụng trong việc xác định hướng điều chỉnh tỷ lệ LPG thay thế và góc phun sớm tối ưu khi chạy nhiên liệu kép LPG - Diesel.

– Các nghiên cứu của các tác giả về cùng một vấn đề nhưng lại cho kết quả khác nhau như đã đề cập và phân tích ở trên là do động cơ thí nghiệm và các điều kiện vận hành động cơ trong thí nghiệm khác nhau. Từ đó có thể kết luận rằng ảnh hưởng của tỷ lệ LPG thay thế đến các đặc tính làm việc và phát thải của động cơ như kích nổ, phát thải, góc phun sớm tối ưu ... phụ thuộc rất nhiều vào loại và kết cấu động cơ, thành phần nhiên liệu sử dụng, phương pháp cấp nhiên liệu LPG và điều kiện vận hành động cơ.

– Đa số các nghiên cứu của các tác giả chưa quan tâm đến việc cung cấp tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế lớn nhất nhưng phải bảo toàn công suất và mô men của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép so với khi sử dụng nhiên liệu Diesel.

Chính vì vậy, việc nghiên cứu sâu để làm rõ hơn ảnh hưởng của tỷ lệ LPG trên động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel đến đặc tính kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ là rất cần thiết, để xác định được các thông số điều chỉnh hợp lý, giúp cho việc chuyển đổi hiệu quả động cơ Diesel hiện hành sang chạy nhiên liệu kép LPG - Diesel. Các vấn đề cần được nghiên cứu làm rõ thêm gồm:

- Nghiên cứu và điều khiển hệ thống cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel) với động cơ Diesel sử dụng bộ điều khiển nhiên liệu bằng điện tử để vận dụng chuyển đổi cho các động cơ sử dụng Diesel hiện đại điều khiển bằng điện tử.
- Ảnh hưởng của tỷ lệ LPG thay thế đến diễn biến quá trình cháy và các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật và phát thải của động cơ.
- Tỷ lệ LPG thay thế lớn nhất có thể nhưng đáp ứng các tính năng kỹ thuật của động cơ.
- Các thông số điều chỉnh như góc phun sớm tối ưu khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel ở các tỷ lệ thay thế khác nhau và phương pháp điều chỉnh cấp LPG phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ.

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT VÀ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU KÉP (LPG – DIESEL)

Như đã nói ở chương 1, những nghiên cứu sử dụng các nhiên liệu khí, đặc biệt là LPG, trong động cơ Diesel như một loại nhiên liệu kép khí/Diesel với cách thức cung cấp và tạo hỗn hợp đồng nhất của nhiên liệu khí-không khí từ bên ngoài vào xilanh còn nhiên liệu Diesel được sử dụng làm nhiên liệu phun mồi đang ngày càng được quan tâm. Mục đích của việc nghiên cứu sử dụng nhiên liệu kép trong động cơ Diesel là để giảm phát thải khói bụi và thay thế một phần nhiên liệu Diesel truyền thống đang ngày càng cạn kiệt [48], [60]. Tuy nhiên, để đạt được mục đích này khi sử dụng nhiên liệu LPG trong động cơ Diesel cần phải hiểu rõ sự hình thành hỗn hợp và cháy của nhiên liệu kép này trong động cơ vì quá trình cháy trong động cơ nhiên liệu kép khí - Diesel rất phức tạp do có sự kết hợp quá trình tự cháy của nhiên liệu Diesel với quá trình cháy lan tràn màng lửa của nhiên liệu khí [64]. Thực vậy, quá trình hình thành hỗn hợp và cháy của nhiên liệu Diesel trong hỗn hợp đồng nhất của nhiên liệu LPG với không khí bị thay đổi rất nhiều so với trong động cơ Diesel truyền thống [59]. Các vấn đề nói trên phụ thuộc nhiều vào tác động tương hỗ giữa chùm tia phun nhiên liệu Diesel và chuyển động rối của môi chất trong xilanh, sự cháy hỗn hợp LPG - không khí và bản chất động học phản ứng cháy của các thành phần nhiên liệu Diesel và thành phần LPG trong hỗn hợp. Do đó, việc nghiên cứu cơ sở lý thuyết để có cái nhìn toàn diện về bản chất của các quá trình này trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel là rất cần thiết, để thực hiện hiệu quả việc nghiên cứu chuyển đổi động cơ Diesel hiện hành sang sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel. Việc nghiên cứu đơn thuần bằng khảo nghiệm động cơ trên băng thử khó có thể đạt được mục tiêu này với kinh phí hạn hẹp.

Động cơ, sử dụng nhiên liệu diesel truyền thống và nhiên liệu LPG, được gọi là “động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel”. Trong động cơ này, nhiên liệu LPG được trộn lẫn với không khí trong xi lanh động cơ hoặc thông qua việc trộn trực tiếp trong ống nạp khí với không khí hoặc phun trực tiếp vào xi lanh [59]. Một động cơ nhiên

liệu kép cơ bản là một động cơ diesel cải tiến, trong đó một lượng nhiên liệu LPG, được gọi là nhiên liệu chính được hòa trộn cùng với không khí. Hỗn hợp hòa khí này là nguồn năng lượng đầu vào chính cho động cơ. Hỗn hợp LPG – không khí được nén trong xilanh nhưng không tự động bốc cháy do nhiệt độ tự cháy cao. Một lượng nhỏ dầu diesel, thường được gọi là phun mồi, được phun vào như trong một động cơ diesel thông thường ở cuối thì nén của hỗn hợp LPG - không khí. Nhiên liệu diesel phun mồi sẽ tự động bốc cháy đầu tiên và hoạt động như nguồn lửa đốt cháy hỗn hợp LPG - không khí. Lượng nhiên liệu diesel phun mồi, được phun bởi thiết bị phun diesel thông thường, chỉ đóng góp một phần nhỏ của công suất động cơ. Do đó quá trình đốt trong một động cơ nhiên liệu kép là phức tạp vì nó kết hợp các tính năng của động cơ SI và CI [34]. Các động cơ nhiên liệu kép cũng có thể được quay trở lại hoạt động thẳng dầu diesel [76]. Hoạt động của nhiên liệu kép có lợi thế so với các động cơ diesel và động cơ đốt trong (SI), về lý thuyết hiệu suất nhiệt cao hơn do đốt nhanh hơn, công suất cao và giảm lượng khí thải độc hại [61]. Bằng cách chuyển đổi động cơ diesel chạy trên LPG, chúng ta có thể giảm đáng kể vấn đề ô nhiễm dầu diesel đồng thời cải thiện lượng phát thải khí nhà kính [43], [90]. Tuy nhiên, việc chuyển đổi như vậy không phải là một vấn đề đơn giản của việc thay đổi nhiên liệu, nhiều vấn đề kỹ thuật đặc biệt liên quan đến sự sẵn có của hệ thống cung cấp nhiên liệu cụ thể, kiểm soát phun nhiên liệu và tối ưu hóa động cơ để đảm bảo hiệu suất của động cơ được duy trì và lượng khí thải được giảm thiểu.

Tuy nhiên, động cơ nhiên liệu kép có một số vấn đề cần giải quyết như việc sử dụng nhiên liệu LPG kém ở mức tải thấp và trung bình dẫn đến hiệu suất động cơ thấp (giảm hiệu suất động cơ), lượng HC cao, khí thải CO và quá trình cháy diễn ra nhanh khi lượng LPG thay thế cao hơn. Hiệu suất tải kém do đốt cháy LPG không đầy đủ. Do hiệu suất nhiệt kém, phát thải mức cao của các hydrocarbon chưa cháy trong khí thải được tìm thấy [75], [51], [82]. Trong nghiên cứu tài liệu này, các nghiên cứu với nhiều loại động cơ diesel và các loại khác nhau điều tra ở các điều kiện hoạt động khác nhau được xem xét lại. Tương tự, các tỷ lệ phần trăm khác nhau của LPG được áp dụng để tối ưu hóa công suất động cơ. Đặc tính của động cơ, đốt và phát thải được thảo luận ở các phần khác nhau để có được kịch bản rõ ràng về

ánh hưởng của việc sử dụng khí hóa lỏng (LPG) trong động cơ diesel ở chế độ nhiên liệu kép [33].

Việc nghiên cứu phát triển các mô hình mô phỏng toàn diện về hoạt động của động cơ nhiên liệu kép cho đến nay vẫn còn rất hạn chế, chủ yếu do đặc điểm quá trình cháy của nhiên liệu kép khí - Diesel quá phức tạp. Đến nay, cũng đã có một số nghiên cứu về chủ đề này nhưng thường giới hạn ở một số chế độ làm việc nhất định của động cơ. Ví dụ như, mô hình một vùng của Thyagarajan và cộng sự [85] chỉ có thể tính toán các thông số đặc tính làm việc chung của động cơ như áp suất khí thải trong xilanh và công suất có ích. Mô hình 2 vùng của Karim GA [59] cho phép nghiên cứu đặc tính làm việc chung của động cơ sử dụng nhiên liệu kép ở chế độ tải lớn. Mô hình không tính toán được phát thải vì không đề cập đến đặc điểm thay đổi nhiệt độ, động học phản ứng cháy và thành phần khí cháy trong xilanh động cơ. X., Chen, J, Gao và cộng sự [86] đã phát triển mô hình 3 vùng để mô phỏng đặc tính làm việc và phát thải NO_x trong phạm vi chế độ làm việc nhất định của động cơ nhiên liệu kép Ethanol/Diesel trong đó Ethanol tạo hỗn hợp đồng nhất với không khí, còn Diesel là nhiên liệu phun mồi. Tuy nhiên, mô hình này cũng chỉ được sử dụng để nghiên cứu phạm vi chế độ làm việc nhất định của động cơ chạy Ethanol/Diesel. Đây đủ và chi tiết hơn là mô hình đa vùng, đa chiều áp dụng cho môi chất công tác trong xilanh động cơ trên cơ sở lý thuyết tính toán động lực học chất lỏng CFD kết hợp với động học phản ứng cháy của Wong và cộng sự đề cập đến 53 thành phần môi chất và 325 phản ứng hóa học [89]. Tuy nhiên, mô hình trên được phát triển để ứng dụng cho môi chất đồng nhất trong động cơ đánh lửa cưỡng bức và hơn nữa, mô hình quá phức tạp tốn rất nhiều thời gian chạy máy tính cho một lần tính toán.

Để khắc phục các hạn chế của các mô hình nói trên trong khi vẫn rút ngắn thời gian tính toán thì cần phải lựa chọn và xây dựng một mô hình tính toán hiệu quả hơn. Mô hình được chọn cần mô phỏng được đầy đủ quá trình tạo hỗn hợp và cháy trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel, cho phép tính toán được áp suất, nhiệt độ và sự thay đổi thành phần khí thải theo thời gian, làm cơ sở để đánh giá được đặc tính làm việc và phát thải của động cơ. Trong khi đó, mô hình cũng

phải đủ đơn giản để có thể số hóa một cách dễ dàng hoặc có thể áp dụng được các phần mềm mô phỏng sẵn có để cho ra các kết quả tính toán một cách nhanh chóng trong khi vẫn đảm bảo độ tin cậy sử dụng.

Trong luận án này, tác giả sẽ xây dựng và phát triển các mô hình nhiệt động với các mô hình toán về động học phản ứng cháy để mô phỏng quá trình tạo hỗn hợp và cháy của động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel với việc tạo hỗn hợp đồng nhất LPG - không khí từ bên ngoài và phun mồi Diesel trên động cơ nghiên cứu Toyota 3C-TE (*hình 2.1*) trang bị hệ thống phun nhiên liệu kiểu bơm phân phối VE điều khiển bằng điện tử (VE – ECD - Electronic Diesel Control). Mục tiêu cụ thể như sau:

- Xây dựng và phát triển các mô hình toán biểu diễn các quá trình tạo hỗn hợp, quá trình cháy và hình thành phát thải của động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel.
- Đánh giá đặc tính kinh tế kỹ thuật và phát thải của động cơ và xác định tỷ lệ LPG thay thế hợp lý và các thông số điều chỉnh tối ưu cho động cơ.
- Cung cấp bộ số liệu tính toán làm cơ sở cho việc nghiên cứu thực nghiệm để chuyển đổi động cơ Diesel hiện hành thành động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel một cách hiệu quả.



Hình 2.1: Động cơ Diesel 3C-TE với hệ thống điều khiển nhiên liệu VE-EDC

Động cơ Toyota 3C – TE được lựa chọn phục vụ công tác nghiên cứu trong luận án này, vì đây là động cơ trang bị đầy đủ các hệ thống tiêu chuẩn của động cơ Diesel có độ tin cậy cao với hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu bằng điện

tử cho phép hiệu chỉnh, kiểm soát và thay đổi các thông số một cách dễ dàng với độ chính xác các chế độ hoạt động của động cơ thông qua giao diện điều khiển trên máy tính.

Mô hình toán chung được tích hợp từ các mô hình chi tiết riêng để mô tả các quá trình diễn ra trong động cơ, gồm:

- Mô hình phun nhiên liệu và tạo hỗn hợp: Mô tả đặc điểm quá trình phun nhiên liệu Diesel và tạo hỗn hợp trong xi lanh động cơ, cho phép xác định được khối lượng và thể tích hỗn hợp tại các thời điểm khác nhau của chu trình công tác.
- Mô hình phản ứng cháy: Mô tả đặc điểm của phản ứng cháy và cho phép tính toán các thành phần của sản phẩm cháy cũng như năng lượng của mỗi chất tại các thời điểm của chu trình công tác cho phép đánh giá thông số quá trình cháy.
- Mô hình nhiệt động: Cho phép tính các thông số nhiệt động của chu trình như áp suất, nhiệt độ khí thể, công và nhiệt trao đổi tại các vị trí góc quay của trực khuỷu trong chu trình công tác, từ đó xác định được các thông số làm việc của động cơ như công suất, hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu.
- Mô hình tạo thành CO, HC, NO_x và chất thải dạng hạt: Cho phép xác định được hàm lượng phát thải các thành phần này của động cơ khi thay đổi điều kiện làm việc và tỷ lệ nhiên liệu thay thế.

2.1 Quá trình cháy của động cơ Diesel và động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

2.1.1 Quá trình cháy của động cơ Diesel

Khác với động cơ xăng, quá trình hình thành hỗn hợp đối với động cơ Diesel được thực hiện bên trong xi lanh. Nhiên liệu có áp suất cao được phun vào xi lanh ở cuối hành trình nén, trước thời điểm quá trình cháy diễn ra [26]. Nhiên liệu lỏng được phun với tốc độ cao thành một hoặc nhiều tia phun qua các lỗ phun nhỏ trên vòi phun, sau đó được xé rời thành những hạt nhỏ và phun vào trong buồng cháy động cơ. Các hạt nhiên liệu này có kích thước khác nhau và phân bố không đều trong xi lanh động cơ. Lớp nhiên liệu trên bề mặt hạt bắt đầu bay hơi và khuếch tán nhanh vào khói không khí nóng xung quanh, tạo ra các lớp hỗn hợp hơi nhiên liệu

và không khí. Lớp hỗn hợp nằm sát với bề mặt hạt có thành phần đậm và nhiệt độ thấp do hạt nhiên liệu hấp thụ nhiệt để bay hơi, lớp hỗn hợp càng xa hạt nhiên liệu thì thành phần càng nhạt và có nhiệt độ càng cao. Khi nhiệt độ và áp suất của lớp hỗn hợp cao hơn điểm tự cháy của nhiên liệu, quá trình tự cháy xuất hiện sau thời gian trễ khoảng vài độ góc quay trực khuỷu. Quá trình cháy của phần hỗn hợp này làm áp suất trong xi lanh tăng nhanh, do đó phần hỗn hợp chưa cháy bị nén mạnh, thời gian chuẩn bị cháy được rút ngắn và phần này được cháy rất nhanh, đồng thời thời gian bay hơi của nhiên liệu lỏng còn lại cũng giảm. Quá trình phun nhiên liệu tiếp tục cho đến khi toàn bộ lượng nhiên liệu cần thiết được cung cấp hết vào xi lanh động cơ. Toàn bộ nhiên liệu phun vào đều lần lượt trải qua các quá trình xétoi, bay hơi, hòa trộn nhiên liệu với không khí và bốc cháy. Trong suốt hành trình cháy và giãn nở, liên tục diễn ra sự hòa trộn của không khí còn sót lại trong xi lanh với hỗn hợp đang cháy và đã cháy.

Quá trình cháy của động cơ Diesel thực chất là các phản ứng cháy của nhiên liệu với không khí. Sản phẩm của quá trình cháy bao gồm: CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , HC cháy không hết, NO_x , bụi, khói và tuỳ thuộc vào chất lượng của nhiên liệu mà sản phẩm cháy có thể có SO_x . Trong các thành phần khí thải thì NO_x , phát thải hạt, CO và HC cháy không hết là phát thải gây độc hại nghiêm trọng nhất của động cơ đốt trong.

Như vậy, quá trình hình thành hỗn hợp và cháy trong động cơ Diesel là một quá trình phức tạp. Có thể rút ra một số đặc điểm chính từ quá trình cháy trong động cơ Diesel như sau:

- Nhiên liệu được phun vào buồng cháy ngay trước khi quá trình cháy diễn ra nên không có hiện tượng kích nổ như đối với động cơ xăng. Do đó, có thể tăng tỷ số nén giúp tăng hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.
- Nhiên liệu Diesel phải có chỉ số xetan đủ lớn để rút ngắn thời gian cháy trễ, điều này đảm bảo việc có thể kiểm soát thời điểm bắt đầu cháy qua thời điểm bắt đầu phun nhiên liệu và đảm bảo áp suất khí cháy tối đa trong xi lanh không vượt quá giới hạn cho phép.

- Mômen của động cơ được điều chỉnh theo lượng nhiên liệu phun vào cho mỗi chu trình trong khi lượng không khí nạp gần như không đổi nên trên đường nạp động cơ không cần có bướm tiết lưu, công suất bơm nhỏ nên hiệu suất cơ giới của động cơ Diesel ở chế độ tải trọng trung bình cao hơn so với động cơ xăng.
- Khi lượng nhiên liệu cung cấp cho một chu trình tăng, lượng muội than (soot) được hình thành do nhiên liệu cháy không hết tăng lên, do vậy hệ số dư lượng không khí ở chế độ toàn tải phải cao hơn 20% hệ số dư lượng không khí ở điều kiện cháy tiêu chuẩn.
- Trong động cơ Diesel tốc độ hòa trộn hỗn hợp sẽ quyết định tốc độ cháy, vì vậy buồng cháy của động cơ Diesel cần đảm bảo hòa trộn nhanh giữa nhiên liệu phun vào và không khí trong xi lanh để quá trình cháy hoàn thành trong khoảng góc quay thích hợp gần điểm chết trên. Quá trình cháy trong động cơ Diesel có thể được chia thành 4 giai đoạn gồm: Cháy trễ, cháy nhanh, cháy chính (cháy chậm) và cháy rót (*Hình 2.2*) [12], [54].

Giai đoạn cháy trễ (I): Được tính từ khi bắt đầu phun nhiên liệu vào buồng cháy đến khi bắt đầu cháy. Đặc điểm của giai đoạn này là:

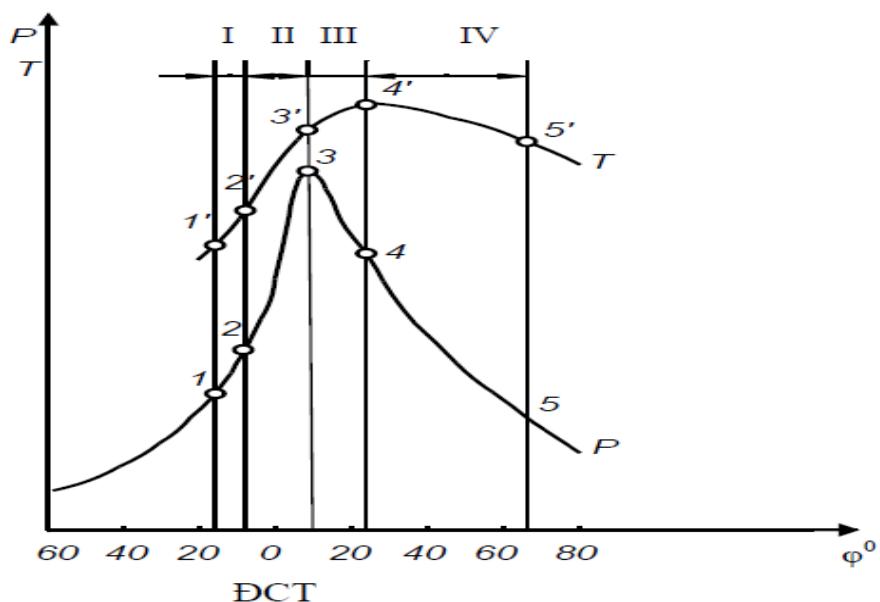
- + Tốc độ phản ứng hóa học tương đối chậm, phản ứng tạo ra các sản phẩm trung gian.
- + Nhiên liệu được phun liên tục vào buồng cháy, lượng nhiên liệu được phun trong giai đoạn cháy trễ khoảng 30-40%, cá biệt đối với một vài động cơ cao tốc có thể tới 100%.

Giai đoạn cháy nhanh (II): Trong giai đoạn này xảy ra quá trình cháy của nhiên liệu đã được hòa trộn với không khí trong giai đoạn cháy trễ, quá trình cháy này diễn ra rất nhanh, chỉ trong vài độ góc quay trực khuỷu. Đặc điểm của giai đoạn này là:

- + Hình thành nguồn lửa, tốc độ cháy tăng nhanh, tốc độ tỏa nhiệt thường lớn nhất, đến cuối giai đoạn này lượng nhiên liệu được đốt cháy chiếm khoảng 1/3 lượng nhiên liệu cấp cho chu trình.
- + Áp suất và nhiệt độ môi chất tăng nhanh.

+ Nhiên liệu tiếp tục phun vào làm tăng nồng độ nhiên liệu trong hỗn hợp.

Trong giai đoạn cháy nhanh, tốc độ tăng áp suất $\Delta p/\Delta\varphi$ rất lớn, nếu giá trị này quá lớn sẽ tạo ra các xung áp suất và đập vào bề mặt các chi tiết tạo thành buồng cháy, gây tiếng gõ, làm giảm tuổi thọ động cơ. Tình hình cháy trong giai đoạn này phụ thuộc chính vào lượng nhiên liệu cung cấp và sự chuẩn bị về vật lý và hóa học của hỗn hợp trong giai đoạn cháy trễ. Nếu giai đoạn cháy trễ kéo dài, lượng nhiên liệu phun vào nhiều và được chuẩn bị đầy đủ để cháy thì sau khi có một điểm bắt đầu cháy, màng lửa sẽ lan nhanh đến mọi nơi trong buồng cháy làm tốc độ cháy và tốc độ tăng áp suất rất lớn.



Hình 2.2: Đồ thị biểu diễn các giai đoạn trong quá trình cháy động cơ Diesel

Giai đoạn cháy chính (III): Khi phần hỗn hợp nhiên liệu/không khí hòa trộn trong giai đoạn cháy trễ được đốt cháy hết, tốc độ cháy (hay tốc độ tỏa nhiệt) trong giai đoạn tiếp theo phụ thuộc vào tốc độ hình thành hỗn hợp đủ điều kiện có thể cháy. Có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến tốc độ hình thành hỗn hợp và cháy trong giai đoạn này như: Mức độ phun sương, khả năng bay hơi nhiên liệu, tốc độ hòa trộn hơi nhiên liệu với không khí, các phản ứng hóa học chuẩn bị cho sự cháy. Trong đó tốc độ cháy bị chi phối lớn nhất bởi quá trình hòa trộn hơi nhiên liệu với không khí. Tốc độ tỏa nhiệt có thể đạt giá trị đỉnh thứ hai (thường thấp hơn đỉnh thứ nhất) và sau đó dần dần giảm xuống. Một số đặc điểm cơ bản của giai đoạn này là:

+ Quá trình cháy tiếp diễn với tốc độ cháy khá lớn, đến cuối giai đoạn này khoảng 70 - 80% nhiệt lượng được tỏa ra.

+ Nhiên liệu đã kết thúc phun, do lượng sản vật cháy tăng nhanh nên nồng độ nhiên liệu và ôxy giảm.

+ Nhiệt độ tăng đến giá trị lớn nhất, tuy nhiên do piston bắt đầu đi xuống nên áp suất hơi giảm xuống.

+ Nồng độ sản phẩm của quá trình cháy trung gian giảm, nồng độ sản phẩm cháy cuối cùng tăng.

Giai đoạn cháy rót (IV): Quá trình tỏa nhiệt vẫn tiếp diễn với tốc độ thấp ngay trong hành trình giãn nở. Một phần nhỏ nhiên liệu chưa được cháy, một phần năng lượng của nhiên liệu ở dưới dạng bò hóng và các sản phẩm của quá trình cháy giàu nhiên liệu vẫn tiếp tục tỏa nhiệt. Đặc điểm của giai đoạn này là:

+ Tốc độ cháy giảm dần đến kết thúc cháy, tốc độ tỏa nhiệt giảm dần tới không.

+ Thể tích môi chất trong xi lanh tăng dần nên áp suất và nhiệt độ môi chất giảm xuống.

Điều kiện cháy trong giai đoạn này kém do áp suất, nhiệt độ thấp, chuyển động của dòng khí yếu và sản phẩm cháy tăng, dẫn đến tăng khả năng hình thành muội than. Phần nhiệt lượng tỏa ra trong giai đoạn này không những chuyển thành công ít hiệu quả hơn so với các giai đoạn trước, mà còn tăng phụ tải nhiệt cho các chi tiết, tăng tổn thất nhiệt truyền cho nước làm mát và làm giảm tính năng của động cơ.

2.1.2 Quá trình cháy trong động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG-Diesel)

Các quá trình cháy trong động cơ nhiên liệu kép có chiều hướng phức tạp hơn trong các động cơ nhiên liệu gas đánh lửa cưỡng bức hay động cơ diesel [52], [87]. Một số đặc điểm cháy điển hình và các thách thức trong quá trình vận hành là:

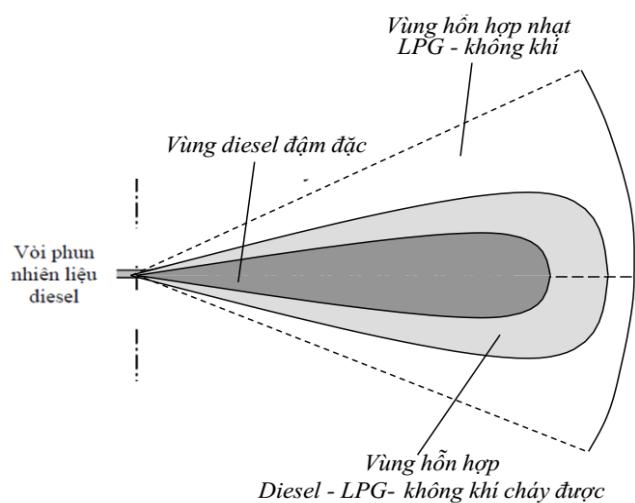
– Nhiên liệu khí có xu hướng ít bị ôxi hóa hoàn toàn ở chế độ tải nhẹ, thường hướng tới việc tăng mức năng lượng tiêu thụ và lượng khí thải gồm các hidrocacbon chưa cháy và cacbon monooxit.

– Một vài quá trình cháy xấu xảy ra với tốc độ giải phóng năng lượng quá nhanh, dẫn tới tốc độ tăng áp suất nhanh quá mức. Đôi khi, một lượng đáng kể các

phản ứng trước đánh lửa diễn ra trong hỗn hợp hơi nhiên liệu không khí trong quá trình bốc cháy của lượng nhiên liệu phun mồi.

- Có hiện tượng kích nổ ở chế độ tải cao với một số nhiên liệu và trong một vài điều kiện vận hành của động cơ, kích nổ được xem như một dạng của việc tự đánh lửa không mong muốn và sau đó là quá trình cháy nhanh của phần khí nạp vào.

Thông thường, các quá trình hòa trộn khí trong xi lanh động cơ nén cháy là không tốt cho việc tiến hành chính xác một quá trình cháy. Với một lượng phun mồi nhỏ, sự đánh lửa thường xảy ra sau khi phun nhiên liệu [87]. Điều này cho thấy một cơ hội đáng kể cho việc hòa trộn nhiều hơi nhiên liệu phun mồi với hỗn hợp nhiên liệu khí và không khí. Một quá trình phun nhiên liệu sớm hơn có thể giúp ích trong việc bắt đầu quá trình cháy của một hỗn hợp nghèo nhiên liệu, vì lượng thời gian lâu hơn dành cho hòa trộn hơi nhiên liệu phun mồi với nhiên liệu khí và sự đánh lửa sau đó. Điều này cho thấy rằng việc phun không ảnh hưởng bất lợi quá sớm tới các quá trình trước đánh lửa bởi vì nhiệt độ và áp suất hiện tại càng thấp thì cơ hội mất mát nhiệt lượng càng lớn và sự phân tán hơi nhiên liệu phun mồi bị giảm mức độ tập trung xuống mức rất thấp. Thường thì để cho quá trình cháy và đặc tính động cơ được tối ưu, việc đánh lửa phải làm cho điểm áp suất cực đại nằm trong khoảng 10^0 - 15^0 sau điểm chết trên.



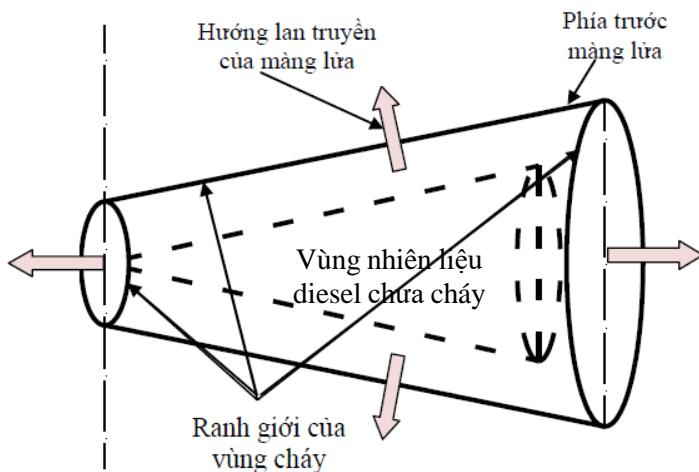
Hình 2.3: Phân chia vùng cháy trong động cơ LPG - Diesel

Tương tự như trong động cơ Diesel - CNG, mỗi chất trong xi lanh sẽ hòa trộn với hơi nhiên liệu ở phần vỏ hình nón của tia nhiên liệu [59]. Đường bao của tia

nhiên liệu chia không gian buồng cháy thành 2 vùng: Vùng chưa cháy và vùng cháy (*Hình 2.3*).

Vùng chưa cháy là vùng hỗn hợp đồng nhất của LPG và không khí, nằm bên ngoài hình nón của tia nhiên liệu. Vùng cháy nằm bên trong hình nón của tia nhiên liệu là nơi diễn ra quá trình cháy, thành phần môi chất trong vùng này gồm sản phẩm cháy, nhiên liệu Diesel chưa cháy, hỗn hợp LPG và không khí chưa cháy.

Quá trình cháy của hỗn hợp môi chất nạp diễn ra sau khi hơi nhiên liệu Diesel tự cháy. Trong quãng thời gian cháy trễ, nhiệt độ và áp suất của môi chất trong cả 2 vùng đều tăng nhanh khi piston vẫn tiếp tục chuyển động tới gần điểm chết trên, đồng thời lượng Diesel bay hơi tiếp tục tăng lên và hòa trộn với môi chất nạp tạo hỗn hợp cháy và thâm nhập vào vùng cháy. Khi quá trình cháy xảy ra, 2 vùng trên bị phân cách bởi màng lửa bao phủ bề mặt của tia nhiên liệu Diesel với chiều dày màng lửa khoảng 0,2mm [18]. Màng lửa này sẽ lan truyền qua toàn bộ không gian buồng cháy theo phương vuông góc với bề mặt ngoài của vùng cháy (*Hình 2.4*).

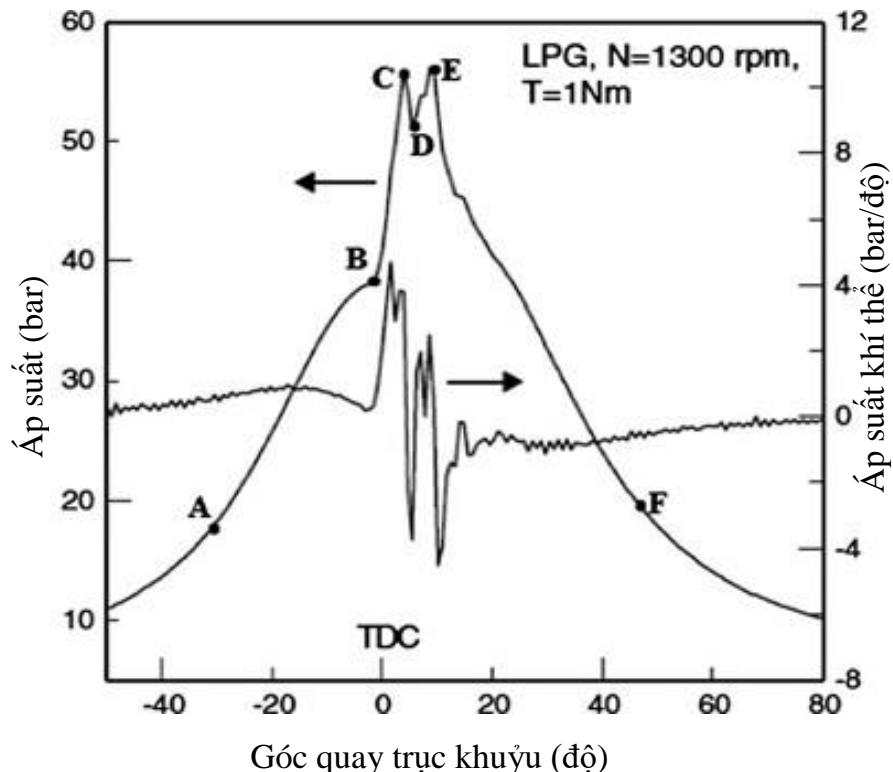


Hình 2.4: Hướng lan truyền của màng lửa trong buồng cháy

Hỗn hợp LPG và không khí sẽ cháy khi màng lửa lan tràn qua tạo ra các sản phẩm cháy, do vậy lượng nhiệt tỏa ra sẽ phụ thuộc vào tốc độ lan tràn của màng lửa và lượng LPG trong hỗn hợp. Tổng lượng nhiệt tỏa ra bao gồm cả phần nhiệt lượng của nhiên liệu LPG và của nhiên liệu Diesel.

Quá trình cháy trong động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel khá phức tạp vì kết hợp các hiện tượng cháy ở động cơ xăng và động cơ Diesel. Quá trình cháy của động cơ nhiên liệu kép LPG – Diesel theo Karim, Y.E. Mohamed Selim

[58], [90] gồm tất cả 5 giai đoạn theo (*hình 2.5*) như sau:



Hình 2.5: Diễn biến áp suất cháy trong buồng đốt của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel [37], [90]

- Giai đoạn 1 (AB): Thời gian cháy trễ dài hơn so với khi sử dụng nhiên liệu diesel tinh khiết do sự giảm nồng độ ôxy nhận vào, do LPG được dẫn ra cùng với không khí hút vào và một phần là do sự thay đổi nhiệt độ riêng của hỗn hợp nên giảm nhiệt độ khi nén.
- Giai đoạn 2 (BC): Sau thời gian cháy trễ sau khi phun nhiên liệu Diesel, nhiên liệu bắt đầu hòa trộn với không khí và bốc cháy tạo thành các điểm cháy ban đầu trong buồng đốt, áp suất quá trình cháy tăng nhanh. Năng lượng của quá trình cháy chủ yếu do lượng nhiên liệu Diesel phun mồi vào buồng đốt cùng với một lượng nhỏ LPG bị cuốn vào vùng cháy, thể hiện bằng đỉnh thứ nhất (C) trên *hình 2.5*.
- Giai đoạn 3 (CD): Hỗn hợp nhiên liệu (LPG – không khí) chiếm phần lớn và có khả năng chịu được phản ứng hóa trước sự bốc cháy trong quá trình nén dẫn tới sự chậm trễ sơ cấp. Áp suất bắt đầu giảm trong giai đoạn này và tốc độ rất thấp.

- Giai đoạn 4 (DE): Quá trình cháy nhanh rất không ổn định, bởi vì nó bắt đầu với sự lan truyền của ngọn lửa do nhiên liệu Diesel tạo ra. Lúc đầu, giai đoạn này áp lực gia tăng chủ yếu là do việc đốt cháy một phần hoặc toàn bộ nhiên liệu diesel phun vào xi lanh và hỗn hợp không khí – LPG. Một lần nữa, áp suất tăng lên mức tối đa do sự đốt cháy phần lớn khí LPG và một lượng nhiên liệu Diesel còn lại bên trong xilanh.
- Giai đoạn 5 (EF): Giai đoạn cháy khuếch tán của Diesel và khí còn lại. Trong giai đoạn này lượng nhiên liệu Diesel và LPG còn lại tiếp tục cháy nốt. Giá trị cực đại trên đồ thị biểu diễn giai đoạn cháy nhanh của nhiên liệu Diesel và LPG phụ thuộc nhiều vào tỷ lệ Diesel và LPG thay thế. Giới hạn này được xác định dựa vào lượng LPG phun vào động cơ mà không gây ra hiện tượng cháy kích nổ.

Theo A. Bilcan, O. Le Corre and M. Tazerout [34] nhiệt lượng tỏa ra trong quá trình cháy của động cơ nhiên liệu kép Diesel – LPG theo góc quay của trục khuỷu động cơ được xác định từ phương trình mô tả quy luật cháy Vibe

$$\hat{Q}(\theta) = Q \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right)^{s+1} \right] \right\} \quad (2.1)$$

Trong đó:

θ . Góc quay trục khuỷu hiện thời (độ);

$Q(\theta)$. Nhiệt tỏa ra tính đến góc quay của trục khuỷu θ (J);

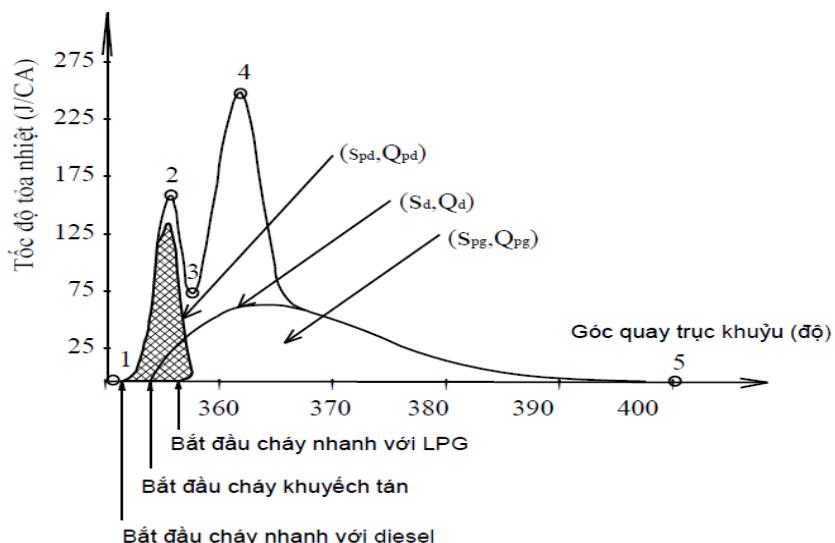
Q . Tổng nhiệt lượng tỏa ra trong quá trình cháy (J);

a_w . Hằng số phụ thuộc vào tỷ lệ nhiên liệu LPG cung cấp vào xi lanh;

S . Hệ số hình dáng (thông số kích thước);

$\theta_o, \Delta\theta$. Thời điểm và thời gian diễn ra quá trình cháy (độ);

Hệ số hình dáng S quyết định biên dạng của đồ thị tốc độ tỏa nhiệt (ROHR), giá trị S càng lớn, giá trị cực đại của ROHR càng cao. Thời điểm bắt đầu và kết thúc của mỗi giai đoạn cháy phụ thuộc vào tỷ lệ Diesel và LPG. Quy luật tỏa nhiệt trong động cơ nhiên liệu kép Diesel – LPG được trình bày trong *hình 2.6* [34], [59].



Hình 2.6: Các giai đoạn trong quá trình cháy của động cơ LPG–Diesel

Đối với mỗi một giai đoạn cháy cần phải xác định được thời điểm bắt đầu và kết thúc. Các thời điểm này được xác định theo tỷ lệ hòa trộn LPG - Diesel khác nhau. Phương trình tính toán và các hệ số được trình bày trong bảng 2.1.

Bảng 2.1: Phương trình tính toán giá trị của các góc bắt đầu và kết thúc giai đoạn cháy nhiên liệu cho các chế độ khác nhau [34]

	K		
	Pd	pg	d
θ_s	$\frac{d\tilde{Q}}{d\theta}(\theta) \equiv 0$	$\theta_s^{pcl} + \theta_i^{pg}$	$\theta_x^{pd} + \theta_j^d$
θ_e	$\theta_e = \frac{\theta_3 \cdot \left. \frac{d\tilde{Q}^{pd}}{d\theta} \right _2 - \theta_2 \cdot \left. \frac{d\tilde{Q}^{pd}}{d\theta} \right _3}{\theta_3 \cdot \left. \frac{d\tilde{Q}^{pd}}{d\theta} \right _3 - \left. \frac{d\tilde{Q}^{pd}}{d\theta} \right _2}$	$\frac{d\tilde{Q}}{d\theta}(\theta) \equiv 0$	$x_b(\theta) \equiv x_b^f$

Thời điểm bắt đầu giai đoạn cháy nhanh của nhiên liệu Diesel được xem là cùng với thời điểm bắt đầu của toàn bộ quá trình cháy. Giai đoạn cháy nhanh của nhiên liệu LPG được xem là giai đoạn tiếp theo giai đoạn cháy của nhiên liệu Diesel, khi mà điều kiện bên trong xi lanh đủ để hình thành quá trình cháy của nhiên liệu khí. Giá trị hằng số được lựa chọn cho 2 giai đoạn cháy đối với mỗi tỷ lệ LPG khác

nhau như thể hiện trong *bảng 2.1*. Giá trị θ_0 được điều chỉnh tùy theo từng loại động cơ.

Giá trị tối ưu của cặp hệ số (S, Q) được xác định bằng cách tối thiểu hóa sai số mô hình cần xây dựng và giá trị thực nghiệm của đường ROHR tại mỗi tỷ lệ Diesel-LPG khác nhau.

Sai số cho mỗi giai đoạn cháy được xác định theo phương trình (2.2).

$$\varepsilon^k = \frac{\int_{\theta_s}^{\theta_e} \left(\frac{dQ_p^k}{d\theta}(\theta) - \frac{dQ_m^k}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta}{\int_{\theta_s}^{\theta_e} \left(\frac{dQ_p^k}{d\theta}(\theta) \right)^2 d\theta} \cdot 100 \quad (2.2)$$

Trong đó:

ε^k : Sai số (%);

θ_s và θ_e : Góc quay trực khuỷu ứng với thời điểm bắt đầu và kết thúc của giai đoạn cháy hiện thời;

$dQ_p/d\theta$ và $dQ_m/d\theta$: Giá trị tính toán và giá trị thực nghiệm của ROHR.

Phương trình tính toán trong *bảng 2.1* được sử dụng để xác định quy luật cháy và tỏa nhiệt của động cơ nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG - Diesel khác nhau.

Khi động cơ chạy bằng nhiên liệu kép LPG - Diesel, suất tiêu hao nhiên liệu được coi là tổng lượng tiêu thụ LPG và Diesel, mức tiêu thụ nhiên liệu diesel được giảm xuống theo các giá trị nhiệt độ thấp và tỷ số đốt cháy chung [55], [61] (CCR: Co-Combustion ratio) được định nghĩa là tỷ lệ phần trăm của năng lượng LPG đối với năng lượng nhiên liệu kép, được đưa ra theo công thức 2.3.

$$CCR = \frac{m_{LPG} \cdot H_{uLPG}}{m_{LPG} \cdot H_{uLPG} + m_{diesel} \cdot H_{udiesel}} \cdot 100[\%] \quad (2.3)$$

Trong đó:

- CCR (Co-Combustion Ratio): Tỷ lệ phần trăm năng lượng do LPG sinh ra trong tổng năng lượng của nhiên liệu kép LPG - Diesel;
- m_{LPG} : Khối lượng LPG tiêu thụ (kg);

- H_u_{LPG} : Nhiệt trị thấp của LPG;
- m_{Diesel} : Khối lượng Diesel tiêu thụ (kg);
- H_u_{Diesel} Nhiệt trị thấp của Diesel. Nhiệt trị thấp của LPG là 45,31 MJ/kg, của Diesel là 42,50 MJ/kg, dựa vào đó có thể xác định được tỷ lệ phần trăm năng lượng LPG trong tổng năng lượng được đốt cháy trong quá trình hoạt động của động cơ [39].

2.2 Các giả thuyết để nghiên cứu về động cơ sử dụng nhiên liệu kép

Qua phân tích các cơ sở lý thuyết ở trên, có thể thấy quá trình tạo hỗn hợp và cháy trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel khá phức tạp. Để đơn giản bài toán mô hình hóa, giúp cho việc nghiên cứu quá trình cháy được dễ dàng hơn khi vẫn đảm bảo độ tin cậy cần thiết, các giả thiết sau đây được đưa ra dựa trên đặc điểm làm việc của động cơ và diễn biến thực tế của các quá trình cung cấp nhiên liệu, hình thành hỗn hợp và cháy trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel đang nghiên cứu:

- Vì động cơ trang bị hệ thống cung cấp nhiên liệu VE - EDC có áp suất phun thay đổi theo tốc độ không lớn nên có thể coi tốc độ chuyển động của nhiên liệu tại lỗ phun không thay đổi trong quá trình phun.
- Vì thời gian phun nhiên liệu Diesel rất ngắn nên có thể giả thiết các thông số đặc tính của nhiên liệu không thay đổi trong quá trình phun.
- Vì nhiên liệu Diesel được phun vào môi chất cuối quá trình nén có nhiệt độ cao nên các hạt nhiên liệu sau khi được phân tán và xé nhỏ trong quá trình phun sẽ bay hơi rất nhanh. Do đó, có thể giả thiết rằng trong quá trình phân tán và xé nhỏ, nhiên liệu Diesel tồn tại ở thể lỏng nhưng ngay sau khi kết thúc quá trình này các hạt nhiên liệu ngay lập tức chuyển sang thể khí và lúc đó hỗn hợp LPG - không khí khuếch tán vào và hòa trộn đều với hơi nhiên liệu Diesel.
- Trong quá trình cháy, thể tích buồng cháy ứng với tia phun được chia thành 4 vùng gồm: vùng lõi tia phun chưa cháy với sự phân bố hạt nhiên liệu Diesel đậm đặc, vùng cháy khuếch tán của nhiên liệu Diesel cùng hỗn hợp LPG - không khí với tỷ lệ nhiên liệu/không khí trung bình bằng tỷ lệ cân bằng lý thuyết ($\lambda=1$), vùng cháy lan tràn màng lửa của hỗn hợp đồng nhất LPG - không khí và vùng hỗn hợp đồng nhất LPG - không khí chưa cháy. Tuy nhiên, nếu tỷ lệ

LPG - không khí quá thấp ngoài giới hạn cháy thì vùng cháy lan tràn màng lửa không tồn tại và còn lại chỉ 3 vùng. Trong mỗi vùng, sự phân bố môi chất được coi là đồng đều.

2.3 Cơ sở lý thuyết tính toán mô phỏng quá trình cháy động cơ LPG - Diesel

2.3.1 Phương trình nhiệt động học thứ nhất [84]

Trạng thái nhiệt động diễn ra trong xi lanh động cơ được tính toán dựa trên phương trình nhiệt động học thứ nhất.

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dv}{d\alpha} + \frac{dQ_f}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.4)$$

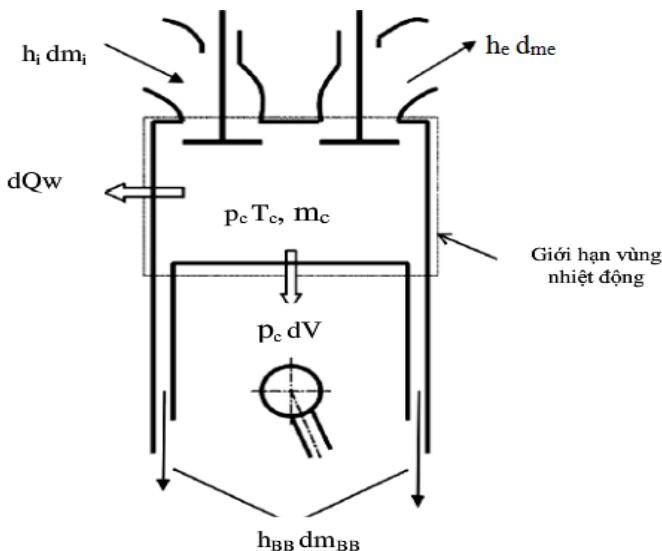
Trên cơ sở cân bằng năng lượng trong xi lanh động cơ, biến thiên về khối lượng môi chất trong xi lanh được tính bằng tổng khối lượng môi chất đi vào trừ khối lượng đi ra khỏi xi lanh:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2.5)$$

Trong đó:

- $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$: Sự biến đổi nội năng bên trong xi lanh.
- $p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$: Công chu trình thực hiện (công sinh ra trên đỉnh piston).
- $\frac{dQ_f}{d\alpha}$: Nhiệt lượng cấp vào.
- $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$: Tốn thất nhiệt qua vách.
- $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$: Tốn thất entanpy do lọt khí.
- $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$: Biến thiên khối lượng dòng chảy.
- dm_i : Khối lượng dòng khí đi vào xi lanh (kg).
- dm_e : Khối lượng khí đi ra khỏi xi lanh (kg).
- h_i : Entanpy của môi chất đi vào xi lanh.

- h_e : Entropy của môi chất đi ra khỏi xi lanh.
- q_{ev} : Nhiệt hóa hỏi của nhiên liệu.
- f : Phần nhiệt hóa hơi của môi chất trong xi lanh.
- m_{ew} : Khối lượng nhiên liệu bay hơi (kg).
- m_c : Khối lượng môi chất bên trong xi lanh (kg).
- u : Nội năng.
- p_c : Áp suất bên trong xi lanh (bar).
- V : Thể tích xi lanh (cm^3).
- Q_F : Nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp (kJ).
- Q_w : Nhiệt lượng tổn thất cho thành (kJ).
- α : Góc quay trục khuỷu (Độ).
- h_{BB} : Trị số entropy.



Hình 2.7: Cân bằng năng lượng trong xi lanh động cơ

Định luật nhiệt động học I cho thấy sự thay đổi nội năng của môi chất trong xi lanh bằng tổng công sinh ra trên đỉnh piston, nhiệt lượng của nhiên liệu cung cấp, tổn thất nhiệt cho thành vách và tổn thất entopy do lọt khí. Nhiên liệu Diesel phun vào trong xi lanh hình thành hỗn hợp với môi chất nạp bên trong xi lanh nên có thể giả thiết:

- Nhiên liệu phun vào trong buồng cháy được đốt cháy ngay.

- Sản phẩm của quá trình cháy được hòa trộn tức thì với phần hỗn hợp chưa cháy còn lại tạo thành hỗn hợp đồng nhất.
- Hệ số dư lượng không khí giảm dần từ giá trị cao khi bắt đầu cháy đến giá trị thấp khi kết thúc quá trình cháy.

2.3.2 Mô hình hỗn hợp môi chất

Hỗn hợp môi chất trong động cơ Diesel - LPG được mô tả bởi các thành phần hình thành lên hỗn hợp gồm nhiên liệu Diesel, LPG (C_3H_8 , C_4H_{10}), O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , CO, H_2 . Đặc tính của hỗn hợp được tính toán trên cơ sở đặc tính của từng thành phần hợp thành trên cơ sở xét đến tỷ trọng khối lượng của thành phần đó trong hỗn hợp. Đối với một thành phần thứ k, các đặc trưng cơ bản gồm nhiệt dung riêng c_{pk} , enthalpy H_k và entropy S_k là các hàm đa thức đối với nhiệt độ trong điều kiện áp suất không đổi (Boost_Theory 2013):

$$\frac{C_{pk}}{R} = a_{1k} + a_{2k}T + a_{3k}T^2 + a_{4k}T^3 + a_{5k}T^4 \quad (2.6)$$

$$\frac{H_k}{RT} = a_{1k} + \frac{a_{2k}}{2}T + \frac{a_{3k}}{3}T^2 + \frac{a_{4k}}{4}T^3 + \frac{a_{5k}}{5}T^4 + \frac{a_{6k}}{T} \quad (2.7)$$

$$\frac{S_k}{R} = a_{1k} \ln T + a_{2k}T + \frac{a_{3k}}{2}T^2 + \frac{a_{4k}}{3}T^3 + \frac{a_{5k}}{4}T^4 + a_{7k} \quad (2.8)$$

Các hệ a_{mk} xác định tùy vào thuộc tính nhiệt động của chất thành phần.

2.3.3 Mô hình truyền nhiệt

Quá trình truyền nhiệt từ trong buồng cháy qua thành buồng cháy như nắp xi lanh, piston, và lót xi lanh được tính dựa vào phương trình truyền nhiệt sau:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (2.9)$$

Trong đó:

- Q_{wi} : nhiệt lượng truyền cho thành (nắp xi lanh, pittông, lót xi lanh).
- A_i : diện tích truyền nhiệt (nắp xi lanh, pittông, lót xi lanh).
- α_w : hệ số truyền nhiệt.
- T_c : nhiệt độ môi chất trong xi lanh.
- T_{wi} : nhiệt độ thành (nắp xilanh, pittông, lót xi lanh).

Trong trường hợp nhiệt độ của thành lót xi lanh, biến đổi nhiệt độ dọc trực giữa vị trí ĐCT và DCD được tính theo biểu thức sau:

$$T_L = T_{L,DCT} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (2.10)$$

$$c = \ln \left(\frac{T_{L,DCT}}{T_{L,DCD}} \right) \quad (2.11)$$

Trong đó:

- T_L : Nhiệt độ lót xi lanh.
- $T_{L,DCT}$: Nhiệt độ lót xi lanh tại vị trí ĐCT.
- $T_{L,DCD}$: Nhiệt độ lót xi lanh tại vị trí DCD.
- x : Dịch chuyển tương đối của pittông (vị trí thực tế của pittông so với toàn bộ hành trình).

Đối với hệ số truyền nhiệt thì phần mềm AVL BOOST cho phép lựa chọn một trong 4 mô hình sau:

- Woschni 1978
- Woschni 1990
- Hohenberg
- Lorenz (chỉ dùng cho động cơ có buồng cháy ngăn cách).

Công thức Woschni 1978 áp dụng phổ biến để tính hệ số truyền nhiệt cho động cơ Diesel nói chung, công thức này chỉ xét đến các thông số rất cơ bản của động cơ như diện tích ống lót xi lanh, diện tích đỉnh piston... Trong nghiên cứu này sử dụng công thức Woschni 1978 bởi dễ áp dụng và có độ chính xác phù hợp, thể hiện qua kết quả kiểm chứng giữa mô phỏng và thực nghiệm.

Hệ số truyền nhiệt của mô hình Woschni 1978 được tính theo phương trình sau:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (2.12)$$

Trong đó:

$$- C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m}$$

- $C_2 = 0,00324$ đối với động cơ phun trực tiếp.
- $C_2 = 0,00622$ đối với động cơ phun gián tiếp.
- D: Đường kính xi lanh.
- c_m : Tốc độ trung bình của pittông.
- $c_u = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{60}$: Tốc độ tiếp tuyến.
- với: n_d : Tốc độ xoáy của môi chất; $n_d = 8,5$ n.
- V_D : Thể tích công tác của 1 xi lanh.
- p_c : Áp suất môi chất trong xi lanh.
- p_{co} : Áp suất khí trờ.
- $T_{c,1}$: Nhiệt độ môi chất trong xi lanh tại thời điểm đóng xupáp nạp.
- $p_{c,1}$: Áp suất môi chất trong xi lanh tại thời điểm đóng xupáp nạp.

2.3.4 Mô hình cháy Vibe 2 vùng (Vibe 2 Zones)

Quá trình cháy chịu ảnh hưởng của rất nhiều thông số, phần mềm AVL-Boost mô tả quá trình cháy thông qua đặc tính tỏa nhiệt, chu trình cháy lý thuyết, quá trình cháy do người sử dụng định nghĩa hoặc đặc tính tỏa nhiệt dự tính. Trong đó cách thức tiếp cận tiện lợi và phổ biến nhất là sử dụng phương trình cháy Vibe.

Quy luật Vibe được xác định thông qua các tham số như: điểm bắt đầu cháy, thời gian cháy, tham số đặc trưng cháy “m”. Các thông số trên có thể là không đổi hoặc thay đổi phụ thuộc vào từng chế độ làm việc của động cơ thông qua phương trình sau:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{\alpha}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (2.13)$$

Với: $dx = \frac{dQ}{Q}$; $y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c}$

Trong đó:

Q : Tổng nhiệt lượng cấp vào (kJ)

α : Góc quay trực khuỷu (độ)

α_o : Thời điểm bắt đầu cháy (độ)

$\Delta\alpha_c$: Thời gian cháy (ms)

m : Thông số hình dạng

a : Thông số Vibe, $a = 6.9$ cho quá trình cháy hoàn toàn

Phân nhiên liệu đã được đốt cháy được tính toán qua tích phân phương trình Vibe là:

$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} \cdot d\alpha = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (2.14)$$

Với x : Phân trăm khối lượng môi chất cháy

Với mô hình cháy Vibe 2 vùng, môi chất trong xi lanh được chia thành 2 vùng: vùng cháy và vùng chưa cháy. Phương trình nhiệt động thứ nhất được viết cho 2 vùng này như sau:

– Vùng cháy:

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \cdot \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (2.15)$$

– Vùng chưa cháy:

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \cdot \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (2.16)$$

Với:

Chỉ số b và u lần lượt thể hiện thông số của vùng cháy và vùng chưa cháy.

$h_u \cdot \frac{dm_B}{d\alpha}$: đại lượng thể hiện biến đổi enthalpy của môi chất nạp (vùng chưa cháy) sang sản phẩm cháy (vùng cháy).

Sự thay đổi thể tích của 2 vùng chính bằng sự thay đổi thể tích của xi lanh, do vậy:

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \leftrightarrow V_b + V_u = V \quad (2.17)$$

2.3.5 Mô hình hình thành phát thải các chất độc hại.

- **Mô hình hình thành phát thải HC.**

Quá trình hình thành phát thải HC trong động cơ đốt trong đã được các nhà nghiên cứu quan tâm từ lâu [53], [59], [66]. Nhiều lý thuyết khác nhau về sự hình thành HC đã được đề cập, nhưng hiện tại có ba cơ chế cơ bản của sự hình thành phát thải HC trong động cơ đốt trong được hầu hết các nhà nghiên cứu chấp nhận. Đó là:

- Sự nén HC vào các khe hẹp (trong quá trình nén) và sự thoát của HC ra khỏi các khe hẹp ở hành trình giãn nở và thải.
- Sự hấp thụ và giải phóng của nhiên liệu trong màng dầu bôi trơn và trong lớp cấu cặn trên thành buồng cháy.
- Sự đốt cháy không hoàn toàn của hỗn hợp nhiên liệu và không khí do điều kiện cháy không thuận lợi.

Trong động cơ tạo hỗn hợp đồng nhất (động cơ xăng, động cơ gas tạo hỗn hợp bên ngoài), cả 3 cơ chế trên đều đóng vai trò quan trọng [66]. Tuy nhiên, trong động cơ Diesel thì khác, nhân tố chính ảnh hưởng đến mức độ tạo HC là do sự cháy không hoàn toàn của hỗn hợp không khí nhiên liệu trong vùng cháy [59].

Do đó, trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel, có thể coi gần đúng nguồn HC là tổng của HC tạo ra trong vùng cháy hỗn hợp đồng nhất của LPG - không khí và HC tạo ra trong vùng cháy khuếch tán nhiên liệu Diesel với LPG và không khí. Sau khi HC thoát khỏi quá trình cháy sẽ bị ôxy hoá một phần và phần còn lại sẽ phát thải ra môi trường. Như vậy, cơ chế hình thành HC có thể được chia thành 4 giai đoạn sau:

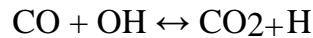
- Nguồn HC hình thành ban đầu: HC thoát khỏi sự cháy (từ vùng cháy lan tràn màng lửa của hỗn hợp LPG - không khí và từ vùng cháy của nhiên liệu Diesel) và hòa trộn với khí đã cháy trong xilanh.
- Sự ôxy hoá một phần HC trong xilanh sau quá trình cháy.
- HC còn lại trong xilanh được thải ra đường ống thải cùng khí thải.
- Sự ôxy hoá một phần HC trong khí xả tại cửa thải.

Tóm lại, sau khi HC được hình thành trong quá trình cháy thông thường, một phần HC sẽ bị ôxi hoá trong quá trình giãn nở và quá trình thải, một phần HC lưu lại trong xilanh cùng với khí sót, phần còn lại được thải ra ngoài. Thông thường, phát thải HC trong động cơ Diesel thấp hơn rất nhiều so với phát thải HC trong động cơ đốt cháy hỗn hợp đồng nhất [59]. Do đó, trong động cơ nhiên liệu kép LPG - Diesel, có thể bỏ qua nguồn HC từ vùng nhiên liệu Diesel. Như vậy, nguồn phát thải HC được giả thiết tạo thành chỉ từ vùng hỗn hợp đồng nhất LPG - không khí. Sau

đây sẽ phân tích và tính toán quá trình tạo HC trong động cơ LPG - Diesel theo giả thiết này.

- **Mô hình hình thành phát thải CO.**

CO là sản phẩm cháy của quá trình cháy thiếu O₂, tức là CO chủ yếu sinh ra từ quá trình cháy không hoàn toàn các hydrocarbon. Vì thế để tính toán CO có thể dựa trên hai phản ứng dưới đây [53], [66]:



Tốc độ phản ứng tạo thành CO được tính theo công thức:

$$\frac{d[\text{CO}]}{dt} = (R_1 + R_2) \left(1 - \frac{[\text{CO}]}{[\text{CO}]_e} \right) \quad (2.18)$$

Trong đó [CO]_e là hàm lượng cân bằng của CO, được xác định từ mô hình tính toán các sản phẩm cháy cân bằng hóa học đã nói ở trên. Các giá trị R₁ và R₂ là các tốc độ động học của các phản ứng CO + OH ↔ CO₂ + H và CO₂ + O ↔ CO + O₂ và được tính theo hai phương trình (2.19) và (2.20).

$$R_1 = k_1^+ [\text{CO}]_e [\text{OH}]_e = 6.67 \cdot 10^{10} \exp(T/1102) [\text{CO}]_e [\text{OH}]_e \quad (2.19)$$

$$R_2 = k_2^- [\text{CO}]_e [\text{O}_2]_e = 2.5 \cdot 10^{12} \exp(-24055/T) [\text{CO}]_e [\text{O}_2]_e \quad (2.20)$$

[OH]_e và [O₂]_e là hàm lượng cân bằng của OH và O₂, được xác định từ mô hình tính toán các sản phẩm cháy cân bằng hóa học.

- **Mô hình hình thành phát thải NO_x.**

Mô hình hình thành phát thải NO_x trong động cơ đốt trong được tính toán dựa trên mô hình động lực học phản ứng được phát triển bởi Lavoie và cộng sự [92], [93]. Mô hình sử dụng các phản ứng của chuỗi Zeldovich với hệ số tốc độ được trình bày trong bảng 2.1.

Quá trình tính toán bắt đầu từ thời điểm xảy ra quá trình cháy.

Tốc độ hình thành NO được tính toán theo công thức sau:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2(1-\alpha^2) \left[\frac{R_1}{1+\alpha K_1} + \frac{R_4}{1+K_4} \right] \quad (2.21)$$

Trong đó, $\alpha = [NO]/[NO]_e$; $K1 = R1/(R2+R3)$; $K4 = R4/(R5+R6)$;

R_i (với $i = 1-6$) là các tốc độ phản ứng hóa học của các chuỗi phản ứng trong bảng 2.2.

Bảng 2.2: Chuỗi phản ứng hình thành NO_x . Hệ số tốc độ $k = ATBexp(-E/RT)$ [93].

Phản ứng	Phản ứng thuận (k+)			Phản ứng nghịch (k-)		
	A (cm ³ /mols)	B (-)	E (kcal/mol)	A (cm ³ /mol)	B (-)	E (kcal/mol)
1) $N_2 + O \leftrightarrow NO + N$	4,93 E13	0,0472	- 75,59	1,6 E13	0	0
2) $O_2 + N \leftrightarrow NO + O$	1,48 E8	1,5	- 5,68	1,25 E7	1612	- 37,69
3) $OH + N \leftrightarrow NO + H$	4,22 E13	0	0	6,76 E14	-0,212	- 49,34
4) $N_2O + O \leftrightarrow 2NO$	4,58 E13	0	- 24,1	7,39 E8	0,89	- 58,93
5) $O_2 + N_2 \leftrightarrow N_2O + O$	2,25 E10	0,825	- 102,5	3,82 E13	0	- 24,1
6) $OH + N_2 \leftrightarrow N_2O + H$	9,14 E7	1,148	- 71,9	2,95 E13	0	- 10,8

Thực ra, tốc độ phản ứng tạo thành N_2O rất nhỏ so với tốc độ tạo thành NO nên theo Heywood [54], có thể bỏ qua ảnh hưởng của N_2O đến sự tạo thành NO mà không ảnh hưởng nhiều đến kết quả tính toán. Khi đó phương trình tính toán tốc độ tạo thành NO được viết như sau:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1^+[O][N_2] \frac{1 - [NO]^2 / (K[O_2][N_2])}{1 + k_1^-[NO] / (k_2^+[O_2] + k_3^+[OH])} \quad (2.22)$$

Trong đó, $K = \frac{k_1^+ k_2^+}{k_1^- k_2^-}$; các hằng số phản ứng k_1^+ và k_2^+ xác định theo bảng 2.2; các thành phần $[O]$, $[O_2]$, $[OH]$, và $[N_2]$ xấp xỉ với giá trị cân bằng và có thể nhận được từ mô hình tính toán các sản phẩm cháy cân bằng hóa học của khí cháy trong xilanh động cơ theo góc quay trực khuỷu đã nói ở phần trước.

- **Mô hình hình thành phát thải muội than.**

Muội than là chất ô nhiễm đặc biệt quan trọng trong khí thải động cơ Diesel. Tuy từ lâu người ta đã nhận biết được tác hại của chúng nhưng việc nghiên cứu sự hình thành chất ô nhiễm này trong khí thải động cơ Diesel chỉ mới thực sự phát

triển từ những năm 1970 dựa vào những thành tựu của kỹ thuật quang học. Theo nghiên cứu, muội than bao gồm các thành phần chính sau đây [71]:

- Cacbon: thành phần này phụ thuộc vào nhiệt độ cháy và hệ số dư lượng không khí trung bình, đặc biệt là khi động cơ hoạt động ở chế độ tải lớn hoặc toàn tải.
- Dầu bôi trơn không cháy: đối với động cơ cũ thành phần này chiếm tỷ lệ lớn.

Lượng dầu bôi trơn bị tiêu hao và phát thải bồ hóng có quan hệ với nhau.

- Nhiên liệu chưa cháy hoặc cháy không hoàn toàn (HC): thành phần này phụ thuộc vào nhiệt độ cháy và hệ số dư lượng không khí.
- Sunfat: do tạp chất lưu huỳnh có trong nhiên liệu bị ôxy hóa trong quá trình cháy và tạo thành SO_2 hoặc SO_4 .

Thành phần hạt bồ hóng phụ thuộc vào tính chất nhiên liệu, đặc điểm của quá trình cháy, loại động cơ cũng như thời hạn sử dụng của động cơ.

Việc nghiên cứu hình thành phát thải rắn (Soot) thường dựa theo cơ chế được đề xuất bởi Hiroyasu, với và nghiên cứu đánh giá đã của C. Argachoy và cộng sự [41], [54] cho thấy rõ hiện tượng cơ chế hình thành muội than trong buồng đốt của động cơ Diesel. Cơ chế này còn được gọi là cơ chế hai bước, mô tả sự hình thành và ôxy hóa của các phân tử bồ hóng bởi hai hoặc nhiều phản ứng. Theo Hiroyasu đưa ra mô hình đơn giản mô tả sự thay đổi của khối lượng bồ hóng thông qua công thức:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{s,f}}{dt} - \frac{dm_{s,ox}}{dt} \quad (2.23)$$

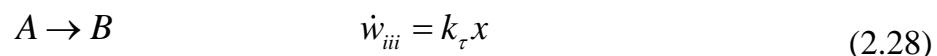
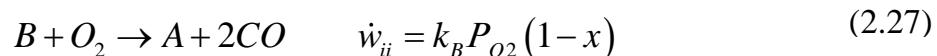
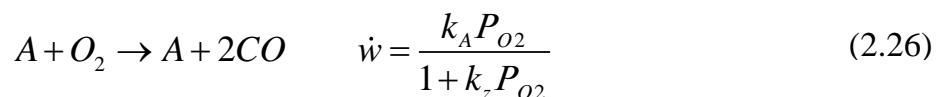
Với phân tử thứ nhất và thứ hai của về phải lần lượt là tốc độ hình thành và tốc độ ôxy hóa bồ hóng và được tính theo các công thức như sau:

$$\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_f \cdot m_{f,v} \cdot p^{0.5} \exp\left[\frac{-E_{s,f}}{RT}\right] \quad (2.24)$$

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \cdot m_s \frac{P_{o2}}{P} \cdot p^{1.8} \exp\left[\frac{-E_{s,ox}}{RT}\right] \quad (2.25)$$

Trong đó: m_s là khối lượng bô hóng; $m_{f,v}$ là khối lượng nhiên liệu bô hóng; P_{O_2} là áp suất riêng của O_2 ; $E_{s,f} = 52,335 \text{ kJ/kmol}$ là năng lượng hoạt hoá; $E_{s,ox} = 58,615 \text{ kJ/kmol}$ là năng lượng ôxy hoá; A_f, A_{ox} là các hằng số kinh nghiệm phụ thuộc vào loại động cơ cụ thể.

Trong nhiều nghiên cứu về động cơ hiện nay, khối lượng bô hóng phát ra được tính theo công thức (2.42), tốc độ hình thành bô hóng tính theo công thức (2.43) nhưng tốc độ ôxy hoá bô hóng thì lại được tính theo công thức của Nagle – Strickland Constble dựa trên các phương trình phản ứng xảy ra sau đây:



Với x là tỷ lệ C trên bề mặt của phần tử A tham gia phản ứng (i); $\dot{w}_i, \dot{w}_{ii}, \dot{w}_{iii}$ là tốc độ phản ứng (i), (ii) và (iii). Với giả thiết $\dot{w}_{ii} = \dot{w}_{iii}$, thì x trở thành:

$$x = \left(1 + \frac{k_r}{k_B P_{O_2}} \right)^{-1} \quad (2.29)$$

Các hằng số tốc độ:

$$k_A = 20 \exp [-15,100K/T]$$

$$k_B = 4,46 \cdot 10^{-3} \exp [-7,650K/T]$$

$$k_\tau = 1,51 \cdot 10^5 \exp [-48,800K/T]$$

$$k_z = 21,3 \exp [+2,060K/T]$$

Tốc độ ôxy hoá bô hóng ở công thức (2.89) trở thành:

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = \frac{6MW_c}{\rho_s D_s} m_s R_{tot} \quad (2.30)$$

Trong đó:

R_{tot}: hằng số tốc độ ôxy hoá bô hóng, R_{tot} tính theo công thức (2.95).

$$R_{tot} = \left(\frac{k_A P_{O2}}{1 + k_z P_{O2}} \right) x + k_B P_{O2} (1 - x) \quad (2.31)$$

MWc: trọng lượng của phân tử C;

ρ_s : mật độ của bò hóng, $\rho_s = 2000 \text{ kg/m}^3$;

D_s : đường kính của phân tử bò hóng đặc trưng, $D_s = 2,5 \cdot 10^{-8} \text{ m}$.

Tổng quát nhất của cơ chế hai bước là tính tốc độ ôxy hóa bò hóng theo công thức sau đây:

$$\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \frac{1}{\tau_{trb}} m_s \left(\frac{P_{O2}}{P_{O2,ref}} \right)^{1,3} \exp \left[-\frac{15,000K}{T} \right] \quad (2.32)$$

Ở trong công thức này tốc độ ôxy hóa bò hóng được tính tới các điều kiện như trong phần cơ chế hình thành ban đầu.

2.3.6 Mô hình cháy kích nổ khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Cơ chế cháy kích nổ phụ thuộc vào thời kỳ cháy trễ, đây là khoảng thời gian bắt đầu phun nhiên liệu mồi đến khi bắt đầu cháy nhiên liệu chính LPG và không khí.

Các nghiên cứu trước đây cho thấy, thời kỳ cháy trễ của hỗn hợp nhiên liệu - không khí ảnh hưởng đến hiện tượng cháy kích nổ. Khi biết nhiệt độ, áp suất, tỉ số nén và đặc tính của nhiên liệu được Karim GA và cộng sự thiết lập thời gian cháy trễ [57], [58].

$$\int_{t_{inj}}^{t_{ign}} \frac{dt}{t(p, T)} = \frac{1}{K_{inj}} \int_{t_{inj}}^{t_{ign}} \frac{dt}{[p(t)]^{-q} \exp[E / RT(t)]} = 1 \quad (2.33)$$

Trong đó: $K = 2272$; $q = -1,19$; $E/R = 4650$

Thời kỳ cháy trễ liên quan đến chỉ số cetane của nhiên liệu, nhiệt độ T và áp suất p của vùng khí chưa cháy phía trước màng lửa trong buồng cháy thể hiện bằng phương trình Wolfer [21], [54]:

$$\tau = Ap^{-n} \times \exp \left(\frac{B}{T} \right) \quad (2.34)$$

$$\tau = 17,68 \times \left(\frac{ON}{100} \right)^{3,402} \times p^{-1,7} \times \exp\left(\frac{3800}{T} \right) \quad (2.35)$$

Với: ON , A , B , n : chỉ số cetane và các thông số tùy thuộc tính chất của nhiên liệu. J. KUBESH cho rằng cháy kích nổ phụ thuộc sự phỏng thích năng lượng hóa học của khí sót, tốc độ năng lượng nhiệt mất đi tại điểm xảy ra phản ứng cháy. Hệ số cháy kích nổ k được thiết lập:

$$k = \frac{D}{M} \times \frac{1}{T} \times \frac{dT}{dt} \quad (2.36)$$

Trong đó: D : *đường kính xi lanh*; M : *tốc độ âm thanh*, T , $\frac{dT}{dt}$: *nhiệt độ và biến thiên nhiệt độ của khí sót*.

Theo Heywood J.B. [54] Năng lượng nhiệt phỏng thích của nhiên liệu mỗi trong quá trình tự cháy được cân bằng với nhiệt lượng phản ứng hóa học tương tác giữa các thành phần trong hỗn hợp nhiên liệu – không khí.

$$\sum_{j=1}^{j=32} x_j RT \frac{dV(t)}{V(t)} + \sum_{j=1}^{j=32} \left[\left(\int_{T_0}^T C_{vj} dT + \Delta U \right) \frac{dx_j}{dt} + x_j C_{vj} \frac{dT}{dt} \right] = \lambda(T - T_w) \frac{A_s}{M} + \xi \quad (2.37)$$

Với Q_p : *Mức năng lượng phỏng thích*.

2.4 Tính toán mô phỏng động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Hiện nay, vấn đề mô phỏng trong lĩnh vực khoa học kỹ thuật được sử dụng rất rộng rãi với nhiều mục đích khác nhau như: Giảm thời gian và giá thành thiết kế mới, có thể nghiên cứu các hệ thống mà thực nghiệm rất khó hoặc không thể thực hiện được, có khả năng nghiên cứu các hệ thống nằm trong những điều kiện nguy hiểm vượt quá giới hạn hoạt động bình thường, có thể đưa ra một số kết quả không giới hạn một cách hết sức chi tiết.

Trong lĩnh vực động cơ đốt trong, phương pháp mô hình hóa và mô phỏng đã và đang được ứng dụng rộng rãi. Các phần mềm ngày càng được cải tiến để phù hợp với xu hướng nghiên cứu mới trong lĩnh vực động cơ đốt trong. Việc ứng dụng phần mềm mô phỏng trong quá trình nghiên cứu động cơ có tác dụng rút ngắn thời gian nghiên cứu, thiết kế, chế tạo và chạy thử nghiệm... Ngoài ra, ứng dụng phần mềm mô hình hóa, mô phỏng còn cho phép tối ưu hóa các quá trình công tác cũng

như thông số kết cấu của các hệ thống trong động cơ để tối ưu hóa tính kinh tế, hiệu quả và giảm ô nhiễm môi trường.

Phần mềm Ansys_Fluent và AVL_Fire là các phần mềm đa năng CFD cho phép tính toán được hầu hết các quá trình trong động cơ và các thông số kể cả trường dòng, trường nhiệt độ của môi chất với độ phân giải và độ chính xác cao. Tuy nhiên, việc sử dụng khá phức tạp và thời gian tính toán lâu nên không tiện dụng bằng phần mềm AVL-BOOST.

Phần mềm KIVA là phần mềm mã nguồn mở viết bằng ngôn ngữ FORTRAN của phòng thí nghiệm Los Alamos. Đây là phần mềm 3D cho phép tính toán được tất cả các thông số của chu trình từ phun nhiên liệu, hình thành hỗn hợp đến quá trình cháy và hình thành phát thải tại các điểm khác nhau và thời gian khác nhau trong xi lanh động cơ. Tuy nhiên, ngôn ngữ mã nguồn FORTRAN viết rất phức tạp, cần rất nhiều thời gian chạy chương trình tính toán mô phỏng nên ứng dụng không thuận lợi cho quá trình nghiên cứu.

Phần mềm GT-Power là phần mềm một chiều cho phép mô phỏng và phân tích được hầu hết các quá trình trong động cơ. Đây cũng là phần mềm thông dụng trong nghiên cứu động cơ nhưng kho thư viện dữ liệu ít nên việc sử dụng trong nghiên cứu cũng hạn chế.

Ưu điểm nổi bật của phần mềm AVL BOOST là có thể tính toán chính xác được các thông số đầu ra của quá trình hoạt động của động cơ nhờ áp dụng các quy luật cháy và quy luật truyền nhiệt của động cơ. Đồng thời, có thể tính toán, mô phỏng được phát thải của động cơ chạy đa nhiên liệu nhờ vào việc thay đổi dữ liệu đầu vào của nhiên liệu.

Căn cứ vào mục tiêu và nội dung nghiên cứu của luận án tác giả lựa chọn phương pháp sử dụng phần mềm AVL BOOST với mục đích tính toán, mô phỏng ảnh hưởng các thông số đến chế độ hoạt động của động cơ khi tỷ lệ cung cấp nhiên liệu thay đổi khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

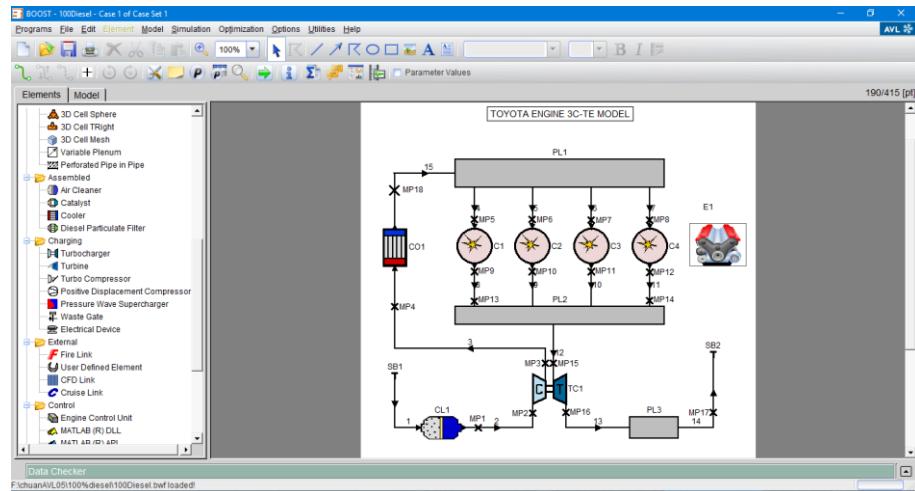
2.4.1 Phần mềm mô phỏng AVL BOOST

Phần mềm AVL BOOST của Hãng AVL được xây dựng dựa trên quy luật nhiệt động học thứ nhất, trên cơ sở thiết lập phương trình tính toán cho các quá trình

trao đổi nhiệt, trao đổi chất trong xi lanh. Đồng thời, dựa vào quy luật cháy trong buồng đốt để tính toán các thông số kinh tế, kỹ thuật và nồng độ các chất phát thải của động cơ. Dựa trên các kết quả mô phỏng, AVL BOOST có thể phân tích lựa chọn và đưa ra các thông số tối ưu trong quá trình làm việc của động cơ.

Chương trình chính gồm các thuật toán mô phỏng được tối ưu hóa cho tất cả các phần tử. Dòng khí trong ống được coi như chuyển động theo một phương. Điều đó có nghĩa là áp suất, nhiệt độ, tốc độ dòng khí thu được từ những phương trình khí động học là giá trị trung bình trên toàn bộ đường ống. Tồn thắt dòng khí do hiệu ứng ba chiều, tại những vị trí cụ thể của động cơ được thể hiện bằng hệ số cản. Trong trường hợp hiệu ứng ba chiều cần lượng xem xét chi tiết hơn thì AVL BOOST sẽ được liên kết với phần mềm AVL FIRE để giải quyết. Nó giúp mô phỏng đa chiều dòng khí tại những bộ phận quan trọng, có thể kết hợp với mô phỏng một chiều các bộ phận khác. Phần mềm còn có thể mô phỏng động học của xi lanh, quá trình quét khí của động cơ 2 kỳ cũng như mô phỏng chuyên động phức tạp của dòng khí trong các phần tử giảm thanh.

Giao diện của phần mềm AVL BOOST được thể hiện theo *hình 2.8*. Phía bên trái là các phần tử đã được định nghĩa, người sử dụng lựa chọn các phần tử phù hợp với mô hình động cơ cần xây dựng và kéo sang phía bên phải của giao diện. Các thông số kết cấu cụ thể của các phần tử do người dùng nhập vào mô hình dựa trên các thông số thực tế. Phần mềm AVL BOOST bao gồm những tính năng cơ bản sau:



Hình 2.8: Giao diện phần mềm AVL-BOOST

- Mô phỏng động cơ 2 kỳ, 4 kỳ, động cơ không tăng áp, động cơ tăng áp...
- Mô phỏng các chế độ làm việc, chế độ chuyển tiếp của động cơ.
- Tính toán thiết kế và tối ưu hóa quá trình làm việc của động cơ như quá trình cháy, quá trình trao đổi khí, quá trình phát thải độc hại...
- Có khả năng kết nối với các phần mềm khác (liên kết động) để mô phỏng với các dữ liệu động (Matlab, Fire, Cruise...)

Việc tính toán các thông số đánh giá các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel theo các mô hình toán mô tả ở trên được thực hiện trên phần mềm AVL BOOST phiên bản 2013 [84].

Phần mềm AVL-BOOST phiên bản 2013 cho phép xác định các chỉ tiêu kinh tế, đặc tính kỹ thuật và phát thải của động cơ với độ tin cậy cao. Phần mềm cho phép mô phỏng các quá trình diễn ra trong động cơ như hình thành hỗn hợp, quá trình cháy và hình thành các chất phát thải độc hại có tính đến ảnh hưởng của sức cản dòng chảy, thành phần nhiên liệu, nhiệt trị của nhiên liệu và ảnh hưởng của quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi chất... của môi chất công tác trong động cơ. Phần mềm cho phép áp dụng với nhiều loại nhiên liệu khác nhau với việc lựa chọn các thông số lý hóa của nhiên liệu và các mô hình cháy khác nhau trong kho dữ liệu của phần mềm hoặc của người dùng, tùy thuộc loại nhiên liệu sử dụng. Phần mềm này có kho dữ liệu lớn, dễ sử dụng, tốc độ tính toán nhanh và kết quả tính toán khá chính xác, tin cậy nên rất thích hợp cho việc tính toán các

thông số của chu trình công tác, các chỉ tiêu kinh tế, đặc tính kỹ thuật và quá trình phát thải của động cơ.

2.4.2 Ứng dụng phần mềm AVL BOOST trong tính toán mô phỏng:

Trong luận án này, tác giả sử dụng mô hình cháy là mô hình Vibe 2 vùng cho cả hai trường hợp sử dụng nhiên liệu Diesel và nhiên liệu kép LPG - Diesel. Đây là mô hình hai hàm Vibe chồng lấn áp dụng cho hai vùng hỗn hợp cháy là vùng cháy hỗn hợp đồng nhất được chuẩn bị trước và vùng cháy khuếch tán của nhiên liệu Diesel phun sau. Các thông số của mô hình Vibe là các thông số liên quan đến thời điểm bắt đầu cháy, thời gian cháy, lượng nhiên liệu tham gia quá trình cháy và lượng nhiên liệu đã bay hơi hòa trộn với không khí trước khi cháy. Thời điểm bắt đầu cháy phụ thuộc vào thời gian cháy trễ, được xác định theo:

Đối với trường hợp khi sử dụng hoàn toàn nhiên liệu Diesel, lượng nhiên liệu bốc hơi và hòa trộn trước với không khí thường khá nhỏ so với tổng lượng nhiên liệu phun trong một chu trình nên có thể bỏ qua ($mp=0$). Khi đó, chỉ số định dạng M_d (chỉ số đặc trưng cho tốc độ cháy) của hàm Vibe áp dụng cho cháy khuếch tán được chọn theo số liệu chuẩn của AVL BOOST là 0,85.

Còn đối với trường hợp khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel, trong vùng tia phun (có thể bao gồm gần hết thể tích buồng cháy khi ở toàn tải) phần hỗn hợp được chuẩn bị trước bao gồm cả nhiên liệu Diesel bay hơi và hỗn hợp LPG - không khí khá lớn nên có thể chọn chỉ số định dạng của hàm Vibe trong giai đoạn này $mp = 2 - 3$, còn hàm Vibe với phần nhiên liệu cháy khuếch tán có thể chọn chỉ số định dạng $M_d = 0,5 - 0,8$ [84]. Chỉ số định dạng được lấy giá trị nhỏ ứng với tỷ lệ LPG thay thế lớn và ngược lại. Đồng thời, các thông số như thời điểm phun, thời gian cháy và hệ số nạp cũng ảnh hưởng đến kết quả của quá trình mô phỏng. Các chỉ số này sẽ được hiệu chỉnh thêm, khi so sánh kết quả tính toán lý thuyết với kết quả thực nghiệm để đảm bảo sai lệch giữa các kết quả tính toán lý thuyết và thực nghiệm không quá 5%. Với cách hiệu chỉnh này trong luận án, sai số giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm các thông số đánh giá về mô men, công suất và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng nhiên liệu Diesel và nhiên liệu kép (LPG – Diesel) đều dưới 5%.

Phần mềm AVL BOOST cũng cho phép chọn các mô hình toán thích hợp và tính toán được hầu hết các thông số nhiệt động của chu trình công tác cũng như các thông số đặc trưng cho phát thải CO, HC, NO_x & muội than của động cơ với độ tin cậy cao.

2.4.3 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ Diesel Toyota 3C – TE

2.4.3.1 Các thông số cơ bản của động cơ Toyota Diesel 3C - TE

Trong điều kiện sử dụng ở nước ta, ô tô cỡ nhỏ và trung bình ngày càng được sử dụng rộng rãi do khả năng di chuyển tốt trên các tuyến đường nội đô và đường nông thôn. Theo Cục Đăng kiểm Việt Nam, trong số các ô tô tải đã đăng ký lưu hành tại Việt Nam, ô tô có tải trọng nhỏ và trung bình có số lượng tương đối lớn.

Với các loại ô tô tải nhỏ và trung bình, loại động cơ được sử dụng nhiều nhất là động cơ có công suất trên dưới 100 kW. Tham khảo thực tế thị trường và để phù hợp với tình hình sử dụng ô tô tải hiện nay, đề tài chọn động cơ để nghiên cứu thực nghiệm là động cơ 3C-TE làm động cơ nghiên cứu mô phỏng và thực nghiệm.

Động cơ 3C-TE là động cơ Diesel tăng áp được sản xuất tại của Hãng Toyota Nhật Bản. Loại động cơ này được sử dụng trên các ô tô khách 7 - 9 chỗ, ô tô bán tải.

Các thông số cơ bản của động cơ nghiên cứu được trình bày trong *bảng 2.3*. Trên cơ sở đó, số phần tử trong mô hình động cơ 3C-TE được xây dựng dựa trên các dữ liệu sau:

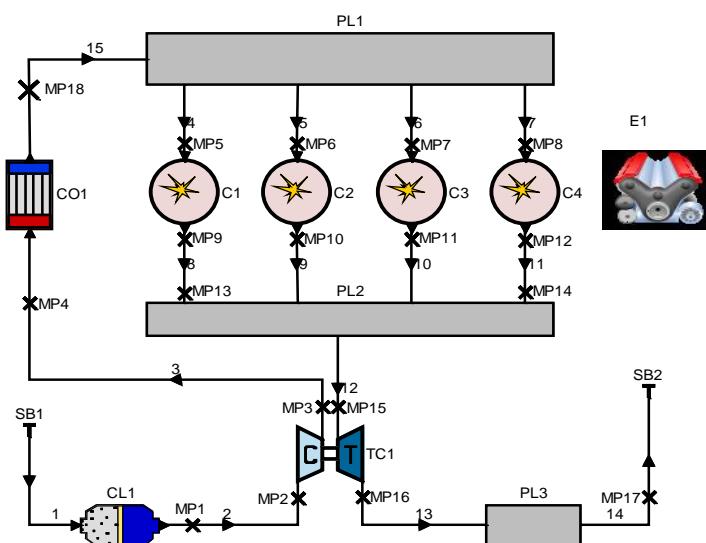
- Động cơ Diesel 4 xi lanh thẳng hàng, tăng áp có làm mát trung gian, thứ tự làm việc của các xi lanh 1-3-4-2.
- Kết cấu đường nạp bao gồm: Các đường ống nạp, bình lọc khí nạp, máy nén khí, két làm mát khí tăng áp, ống góp chung.
- Kết cấu đường thải bao gồm: Các đường ống thải, ống góp. Ống góp trên đường thải được nối đến tua bin tăng áp.

Bảng 2.3: Các thông số cơ bản của động cơ Toyota 3C - TE.

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Hành trình pít tông	S	94	mm
2	Đường kính xi lanh	D	86	mm

3	Số xi lanh	I	4	-
4	Chiều dài thanh truyền	L	137	mm
5	Công suất định mức ở 4200 v/ph	N _e	77	kW
6	Mô men max ở 2600 v/ph	M _e _{max}	225	Nm
7	Tỷ số nén	ϵ	22,6	-
8	Suất tiêu hao nhiên liệu thấp nhất	G _e	130	g/kW.h
9	Góc mở sớm xupáp nạp	φ_1	15	độ
10	Góc đóng muộn xupáp nạp	φ_2	54	độ
11	Góc mở sớm xupáp xả	φ_3	54	độ
12	Góc đóng muộn xupáp xả	φ_4	22	độ
13	Góc phun sớm	φ_s	17	độ
14	Đường kính xupáp nạp	D _n	36,5	mm
15	Đường kính xupáp xả	D _t	34	mm
16	Buồng cháy kiểu xoáy lốc	-	-	-
17	Hệ thống điều khiển điện tử VE-EDC	Toyota ECU 3C-TE (Denso)		
18	Thứ tự làm việc		1 – 3 – 4 – 2	

Dựa trên kết cấu của động cơ thực tế, từ những thành phần tử đã được định nghĩa trong AVL - BOOST và các thông số kỹ thuật của động cơ 3C – TE, có thể xây dựng được mô hình động cơ Toyota 3C-TE như *hình 2.9* (Tham khảo hướng dẫn xây dựng và nhập thông số cho mô hình tại phụ lục 1.5)



Hình 2.9: Mô hình mô phỏng động cơ Toyota 3C-TE trên AVL BOOST.

Các thông số đầu vào phục vụ tính toán mô phỏng gồm các thông số kết cấu và các thông số làm việc ở chế độ tính toán lựa chọn của động cơ Toyota 3C-TE và các thông số liên quan tới hệ thống cung cấp nhiên liệu Diesel và LPG ở các chế độ làm việc. Các thông số hóa lý và nhiệt động liên quan đến môi chất công tác (không khí, nhiên liệu và dầu bôi trơn) được xác định dựa trên các bảng JANAF về thông số nhiệt động của các chất [40] và được tích hợp trong phần mềm AVL BOOST. Mô hình AVL BOOST mô phỏng động cơ 3C-TE, với số lượng các phần tử và các thông số điều khiển chung được trình bày theo *bảng 2.4*.

Bảng 2.4: Các phần tử của mô hình mô phỏng trên hình 2.14.

Tên các phần tử	Ký hiệu	Tên các phần tử	Ký hiệu
Xi lanh	C1 - C4	Điểm đo các thông số	MP1- MP17
Đường ống nạp, thải	—	Van xả tua bin	WG1
Phần tử biên	SB1- SB2	Kiểu động cơ	E1
Lọc khí nạp	CL1	Máy nén	C
Làm mát	CO1	Turbo	T
Bình ồn áp	PL1-PL2	Tuabin máy nén	TC1

2.4.3.2 Đánh giá độ tin cậy của mô hình mô phỏng

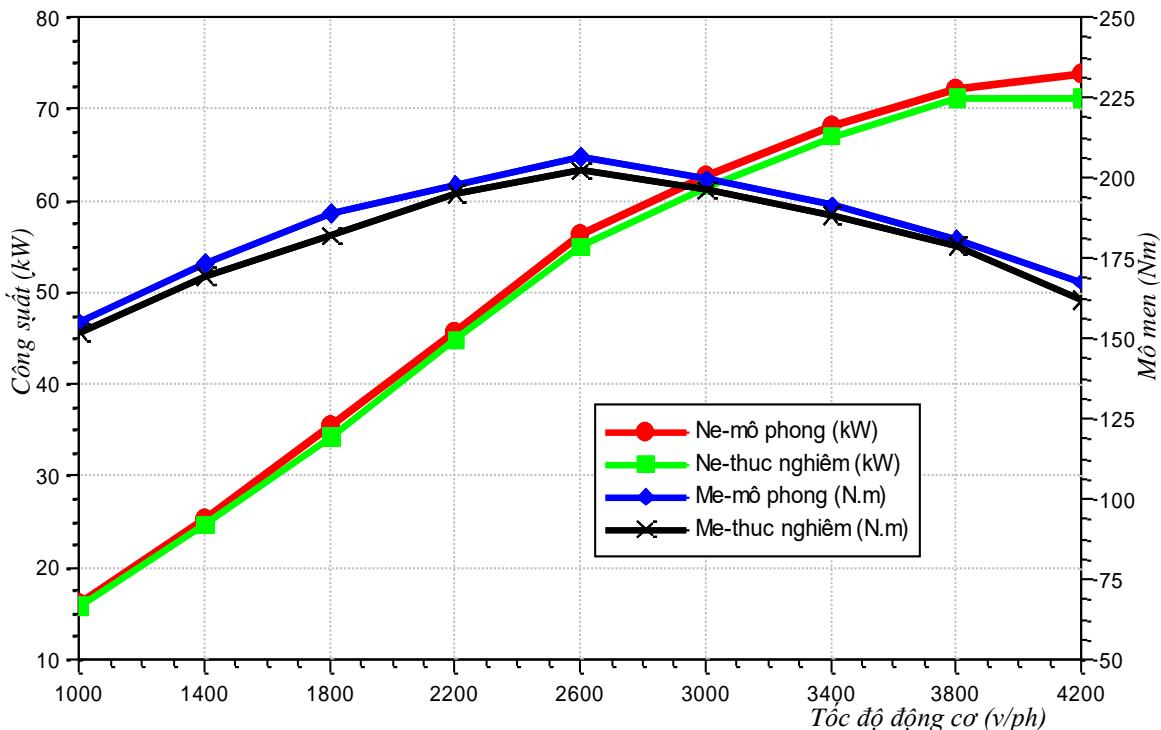
Sau khi xây dựng được mô hình mô phỏng động cơ 3C-TE, tiến hành nhập các dữ liệu đầu vào cho mô hình dựa trên các thông số kỹ thuật của động cơ tính toán, tiến hành chạy chương trình và xuất kết quả.

Độ chính xác của mô hình được đánh giá thông qua việc so sánh một số kết quả như công suất, mô men giữa kết quả thực nghiệm động cơ từ phòng thí nghiệm động cơ - Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM với kết quả mô phỏng. Kết quả so sánh các thông số công suất, mô men, suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ Toyota 3C-TE được thể hiện trong *bảng 2.5*, và được biểu diễn theo các *hình 2.10* và *hình 2.11* như sau:

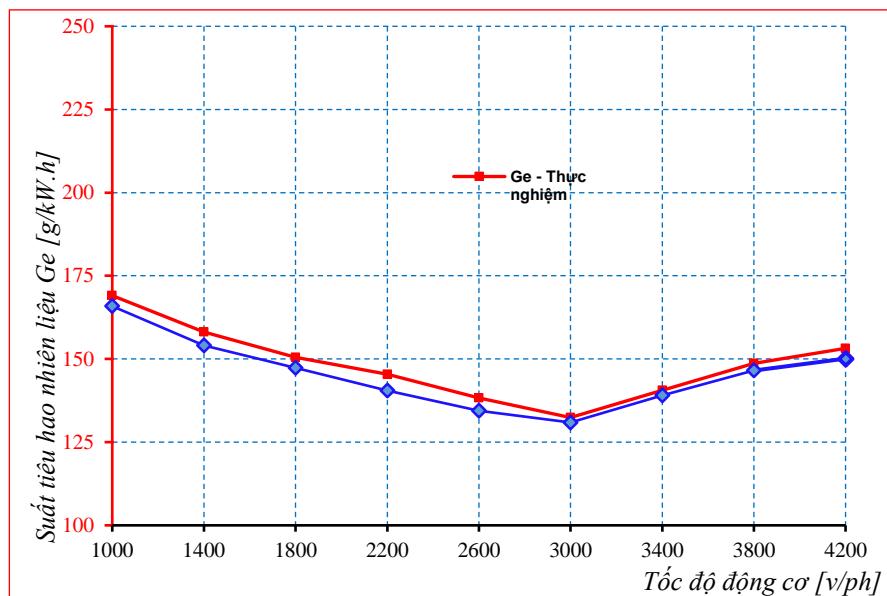
Bảng 2.5: Kết quả so sánh đặc tính kỹ thuật động cơ 3C - TE giữa động cơ thực tế với động cơ mô phỏng sử dụng AVL BOOST

Tốc độ (v/ph)	Công suất thực nghiệm (kW)	Công suất mô phỏng (kW)	Sai lệch (%)	Mô men thực nghiệm (Nm)	Mô men mô phỏng (Nm)	Sai lệch (%)
1000	15,91	16,25	2,16	155,22	152,01	2,07
1400	24,84	25,49	2,63	173,88	169,53	2,05
1800	34,33	35,66	3,88	189,19	182,24	3,67
2200	44,96	45,41	1,00	197,1	195,24	0,09
2600	55,11	56,33	2,21	206,88	202,50	2,12
3000	61,69	62,79	1,78	199,86	196,46	1,70
3400	67,14	68,29	1,72	191,81	188,68	1,63
3800	71,31	72,21	1,26	181,46	179,30	1,19
4200	71,35	73,86	3,51	167,93	162,31	3,34

Các kết quả mô phỏng cho thấy, dải sai lệch về công suất của động cơ lớn nhất là 3.88% ở tốc độ 1800 v/ph và nhỏ nhất là 1.26% ở tốc độ 3800 v/ph, dải sai lệch này là trong nghiên cứu có thể chấp nhận được.



Hình 2.10: Mô men và công suất của động cơ giữa thực nghiệm và mô phỏng theo chế độ đường đặc tính ngoài khi sử dụng nhiên liệu Diesel



Hình 2.11: Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ 3C – TE thực nghiệm và động cơ mô phỏng sử dụng nhiên liệu Diesel

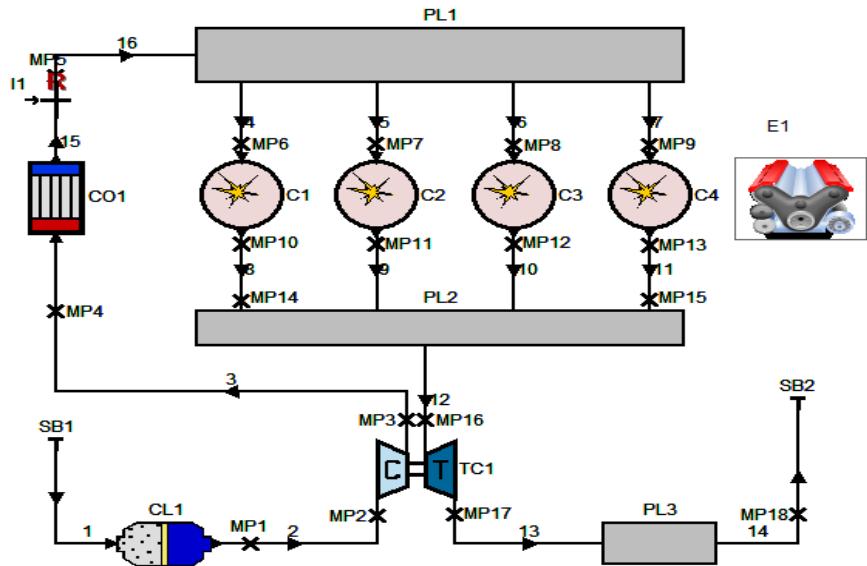
Theo *hình 2.10* cho thấy sai lệch giữa kết quả tính toán mô phỏng và thực nghiệm về công suất của động cơ lớn nhất là 3,88% và sai lệch lớn nhất của Mô men lớn nhất là 3,67 ở tốc độ 1800 vòng/phút.

Với *hình 2.11* cho thấy sai lệch giữa kết quả tính toán mô phỏng và thực nghiệm về suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ lớn nhất là 4,31% ở tốc độ động cơ 4200 vòng/phút và sai lệch nhỏ nhất là 1,01% ở tốc độ 2600 vòng/phút.

Độ sai lệch giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm đối với các bài toán mô phỏng cho phép đến 5%. Đối với mô hình động cơ 3C – TE đã xây dựng, giá trị sai lệch công suất, mô men và suất tiêu hao nhiên liệu giữa mô phỏng và thực nghiệm đều nhỏ hơn giá trị sai lệch cho phép, điều đó cho thấy các thông số và điều kiện biên nhập cho mô hình là hoàn toàn phù hợp.

2.4.4 Xây dựng mô hình mô phỏng động cơ Toyota 3C-TE khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel

Sự khác nhau cơ bản giữa mô hình cháy trong động cơ LPG - Diesel và động cơ Diesel là thành phần nhiên liệu cấp cho chu trình. Tuy nhiên, các yếu tố khác nhau như đặc điểm quá trình cháy trễ, hệ số truyền nhiệt, tốc độ quá trình cháy khi thay thế LPG vào nhiên liệu Diesel đã được xét đến qua việc định nghĩa tính chất của nhiên liệu sử dụng.



Hình 2.12: Mô hình mô phỏng động cơ LPG - Diesel với AVL-BOOST.

Bên cạnh các thông số cơ bản như nhiệt trị thấp, tỷ số A/F, nhiên liệu được định nghĩa qua nhiều thông số nhiệt động (nhiệt dung riêng, entanpy, entropy...) phục vụ quá trình tính toán chuyển đổi hóa năng thành nhiệt năng. Mô hình sau khi xây dựng sẽ được kiểm chứng qua thực nghiệm. Nếu kết quả mô phỏng sai khác nhiều so với thực nghiệm, có thể điều chỉnh các thông số a, m của mô hình cháy Vibe 2 Zone khi xây dựng mô hình.

Để xây dựng mô hình động cơ LPG - Diesel trên AVL BOOST, cần phải căn cứ vào sơ đồ bố trí hệ thống cung cấp LPG vào động cơ Diesel và cách thức pha trộn của chúng. Theo phương án đã chọn, LPG sẽ được phun vào đường ống nạp của động cơ. Do đó trên mô hình động cơ LPG - Diesel, ngoài các phần tử cơ bản như mô hình động cơ Diesel nguyên thủy sẽ có thêm phần tử vòi phun (I1) để mô phỏng quá trình cung cấp LPG.

Bảng 2.6: Các phần tử của mô hình mô phỏng trên hình 2.12.

Tên các phần tử	Ký hiệu	Tên các phần tử	Ký hiệu
Xi lanh	C1 - C4	Điểm đo các thông số	MP1-MP17
Đường ống nạp, thải	—	Van xả tua bin	WG1
Phần tử biên	SB1- SB2	Kiểu động cơ	E1
Lọc khí nạp	CL1	Máy nén	C

Làm mát	CO1	Turbo	T
Bình ồn áp	PL1-PL2	Vòi phun LPG	I1
Tuabin máy nén	TC1		

Phần tử vòi phun được kết nối với đường ống nạp của động cơ, sau két làm mát không khí nạp. Mô hình mô phỏng động cơ 3C-TE có lắp bộ cung cấp LPG sau khi xây dựng được trình bày trên *hình 2.12*. Chức năng tên gọi của các phần tử trên mô hình mô phỏng được giải thích trong *bảng 2.6*.

Tiến hành mô phỏng động cơ chạy nhiên liệu kép LPG-Diesel bằng cách cung cấp LPG vào đường nạp của động cơ với giả thiết LPG có tỷ lệ thành phần thể tích Propan/Butan=50/50 được cấp với lưu lượng đảm bảo tỷ lệ LPG thay thế đã định. Phẩm chất của LPG và Diesel được trình bày trong phụ lục 1.1, 1.2.

Việc sử dụng nhiên liệu LPG thay thế một phần Diesel được thực hiện trên cơ sở nhiệt lượng của hai trường hợp phải tương đương nhau. Tức là, nhiệt lượng của nhiên liệu kép cung cấp vào động cơ không thay đổi so với nhiệt lượng của Diesel cung cấp vào ở trường hợp đơn nhiên liệu Diesel. Điều này cũng có nghĩa là khi động cơ chạy với nhiên liệu kép LPG - Diesel thì mô men và công suất động cơ gần như không thay đổi so với khi chạy hoạt động với nhiên liệu Diesel [67]. Như vậy, tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế có thể được tính như sau:

$$\text{Tỷ lệ LPG thay thế} = \frac{\text{Lượng Diesel được thay thế}}{\text{Tổng Diesel ban đầu}}$$

Lượng LPG thay thế được xác định như sau:

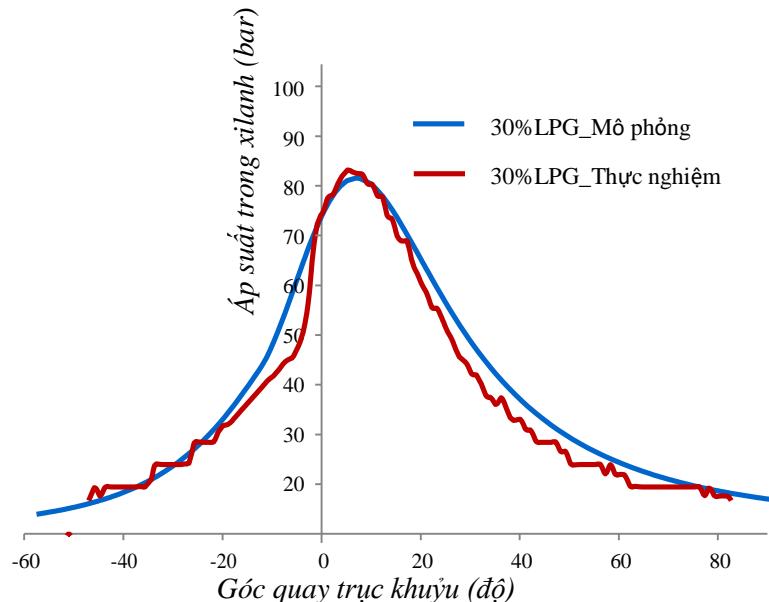
$$\text{Lượng LPG thay thế} = \frac{\text{Lượng Diesel được thay thế} \times \text{nhiệt trị thấp Diesel}}{\text{Nhiệt trị thấp LPG}}$$

Ví dụ, khi chạy động cơ ở chế độ nhiên liệu kép, muốn LPG thay thế 30% Diesel thì ta giảm lượng nhiên liệu Diesel cung cấp 30% so với trường hợp sử dụng hoàn toàn Diesel. Sau đó, cung cấp lượng nhiên liệu LPG thay thế sao cho động cơ vẫn đảm bảo công suất, mô men như khi sử dụng hoàn toàn Diesel. Từ đó, đo các thông số kinh tế, đặc tính kỹ thuật và phát thải của động cơ như nội

dung đặt ra.

Việc tính toán được thực hiện ở các chế độ làm việc trên đường đặc tính ngoài (100% tải) với tốc độ động cơ thay đổi từ 1000v/ph đến 4200v/ph với bước phân chia tốc độ là 400v/ph ở các tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế khác nhau. Với nguyên tắc thay thế LPG như trên thì mô men và công suất động cơ khi chạy với nhiên liệu kép LPG - Diesel được coi là không thay đổi so với khi chạy hoàn toàn nhiên liệu Diesel. Điều này sẽ là cơ sở để giúp cho việc điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp LPG thay thế vào động cơ trong thực nghiệm trở nên dễ dàng cho đến khi động cơ đạt được mô men và công suất như ở trường hợp chạy với nhiên liệu Diesel hoàn toàn ở cùng chế độ tốc độ và tải.

Để mô hình mô phỏng phản ánh gần đúng với đặc điểm làm việc thực tế của động cơ, các thông số đầu vào của mô hình động cơ thực nghiệm (ví dụ, các thông số trong hàm biểu diễn tốc độ cháy và hàm trao đổi nhiệt) được điều chỉnh để đảm bảo kết quả tính toán diễn biến áp suất trong xilanh, mô men và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng nhiên liệu Diesel và khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trên đường đặc tính ngoài phù hợp với kết quả đo thực nghiệm. Kết quả mô phỏng và thực nghiệm được so sánh theo các thông số sau:



Hình 2.13: Diễn biến áp suất trong xilanh động cơ mô phỏng và thực nghiệm ở 100% tải tỷ lệ LPG thay thế Diesel 30%, tốc độ 2600 v/ph

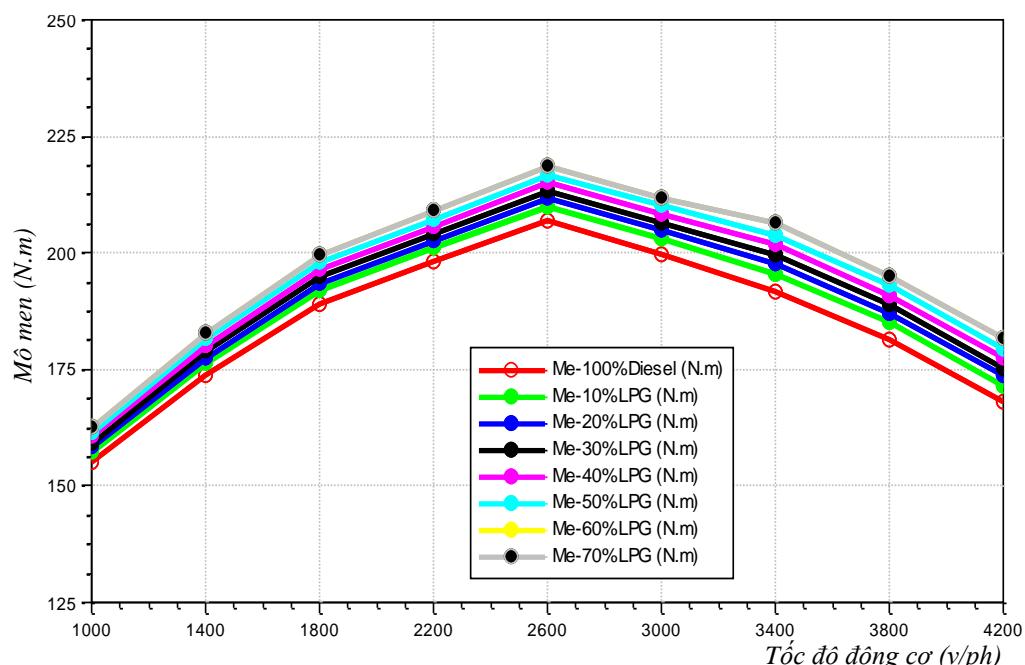
Điễn biến áp suất trong xilanh động cơ theo *hình 2.13* cho thấy kết quả mô phỏng và thực nghiệm ở 100% tải với tỷ lệ LPG thay thế 30%, tốc độ 2600v/ph (tốc độ ứng với mô men lớn nhất) khi chạy nhiên liệu kép LPG-Diesel với các thông số của thời điểm phun là 17° . Sai lệch về áp suất lớn nhất là 1,02 bar (1,26%) (áp suất lớn nhất khi thực nghiệm là 81,22 bar và khi mô phỏng là 80,2 bar) và sai lệch áp suất trung bình giữa mô phỏng so với thực nghiệm không quá 3,95 bar (gần 5%).

Với các sai lệch như trên ($> 5\%$), có thể khẳng định rằng mô hình mô phỏng đủ tin cậy để sử dụng nghiên cứu quá trình làm việc của động cơ với nhiên liệu kép LPG - Diesel.

2.5 Kết quả mô phỏng động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel

Tiến hành chạy mô phỏng với AVL BOOST theo các điều kiện đầu vào phù hợp các điều kiện lý thuyết hoạt động của động cơ sử dụng nhiên liệu kép. Sau khi kết thúc quá trình chạy mô phỏng với các tỷ lệ LPG thay thế lần lượt là 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60% và 70% và kết quả được tiến hành xuất ra các đặc tính kỹ thuật của động cơ như sau:

2.5.1 Ảnh hưởng đến đặc tính Mômen của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

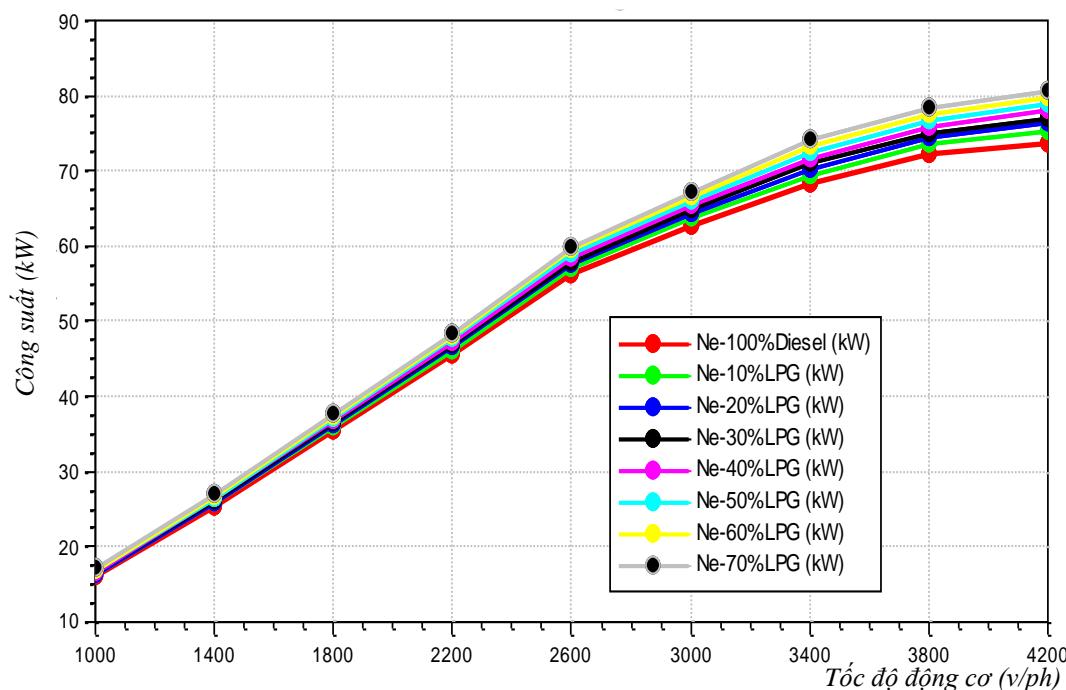


Hình 2.14: Đồ thị Mômen động cơ ở các tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)

Kết quả mô phỏng theo *hình 2.14* cho thấy khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) thì mômen tăng theo tỷ lệ thay đổi LPG. Ở chế độ LPG thay thế từ 10% đến 70%, moment động cơ tăng từ 1.68% đến 7.20% so với giá trị mômen khi sử dụng hoàn toàn nhiên liệu Diesel.

Kết quả đo được thể hiện ở phụ lục 3.1 cho thấy rằng khi thay đổi tăng tỷ lệ LPG thay thế làm cho giá trị nhiệt trị trong nhiên liệu hòa trộn LPG - Diesel cao hơn, các tính năng về động học (gia tốc, tốc độ cháy, tốc độ cực đại ...), áp suất và nhiệt độ của buồng đốt trong nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cao nên cũng góp phần làm tăng hiệu suất cháy của động cơ.

2.5.2 Ảnh hưởng đến đặc tính Công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)



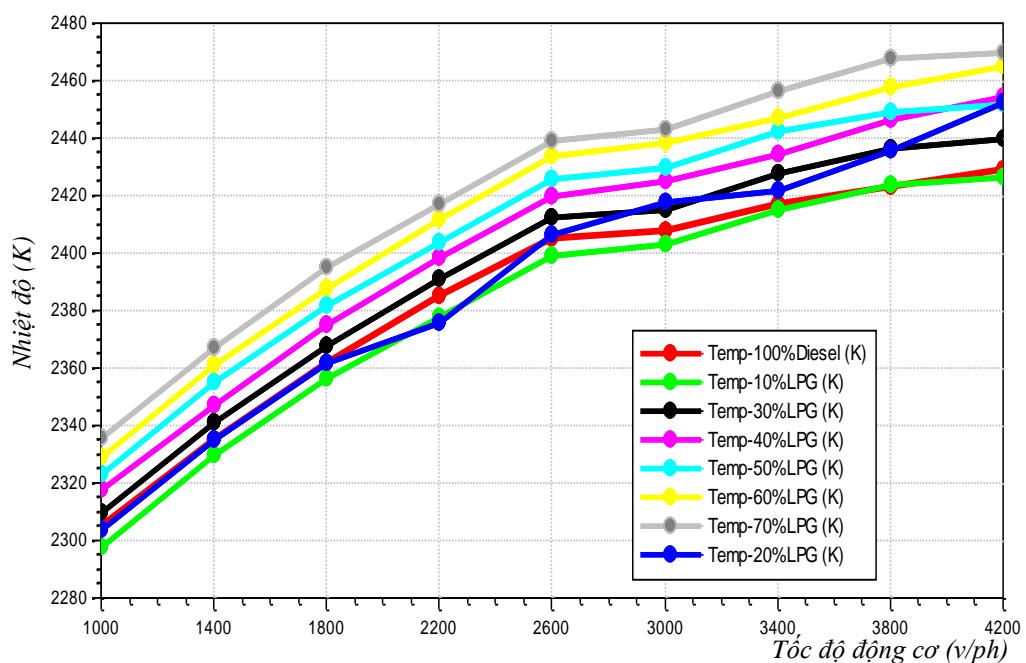
Hình 2.15: Đồ thị công suất động cơ ở các tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế

Với kết quả mô phỏng khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) ở *hình 2.15* cho thấy công suất động cơ tăng theo tỷ lệ LPG thay thế. Ở các chế độ LPG thay thế từ 10% đến 70%, công suất động cơ tăng thấp nhất từ 1,37% và cao nhất 9,44% so với giá trị công suất động cơ khi sử dụng Diesel hoàn toàn. Kết quả đo được thể hiện ở phục lục 3.2 cho thấy tăng tỷ lệ thay thế LPG làm cho giá trị nhiệt trị trong nhiên liệu hòa trộn LPG - Diesel cao hơn, quá trình cháy diễn ra tốt hơn với các

tính năng về động học, áp suất khí cháy và nhiệt độ... khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel cao nên cũng góp phần làm tăng công suất của động cơ.

2.5.3 Ảnh hưởng đến nhiệt độ quá trình cháy của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Theo *hình 2.16* cho thấy, khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel thì nhiệt độ quá trình cháy giảm. Ở chế độ LPG thay thế 10%, nhiệt độ quá trình cháy trung bình giảm 0,19 % so với giá trị nhiệt độ quá trình cháy khi sử dụng Diesel hoàn toàn. Kết quả đo được thể hiện ở phụ lục 3.3. Do đó, khi cung cấp nhiên liệu LPG hòa trộn với nhiên liệu Diesel sẽ làm giảm nhiệt độ ngọn lửa khi cháy, thời gian duy trì môi chất đã cháy ở nhiệt độ cao và thời gian cháy trễ tăng lên.



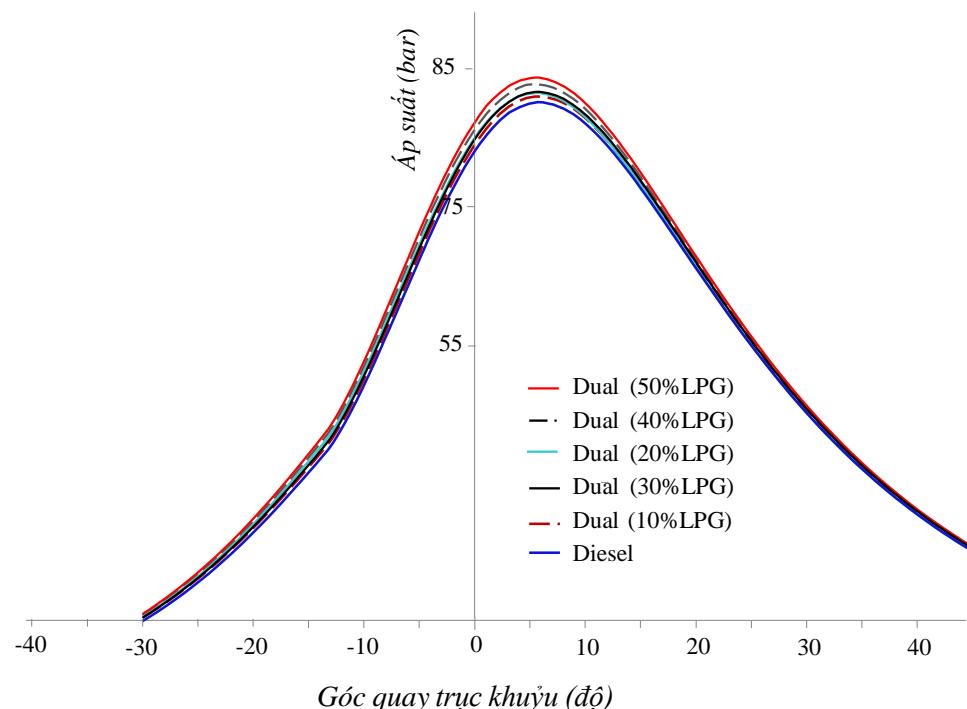
Hình 2.16: Nhiệt độ của quá trình cháy ở các tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)

Tuy nhiên khi tăng tỷ lệ thay thế LPG từ 20% đến 70% thì nhiệt độ quá trình cháy sẽ tăng theo tỉ lệ thuận từ 0.23% đến 1.5% là do thời gian cháy trễ giảm làm cho áp suất, nhiệt độ tăng mạnh.

2.5.4 Ảnh hưởng đến áp suất quá trình cháy của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Áp suất quá trình cháy là một trong những thông số để đánh giá quá trình làm việc của động cơ, nó còn là yếu tố ảnh hưởng đến công suất và mômen của động cơ. Nhà chế tạo còn dựa vào các thông số của áp suất động cơ để chọn lựa những

vật liệu phù hợp để làm các chi tiết trong buồng đốt.



Hình 2.17: Đồ thị áp suất quá trình cháy khi thay đổi tỷ lệ nhiên liệu kép (LPG – Diesel) ở tốc độ 2600 v/ph và tải lớn nhất

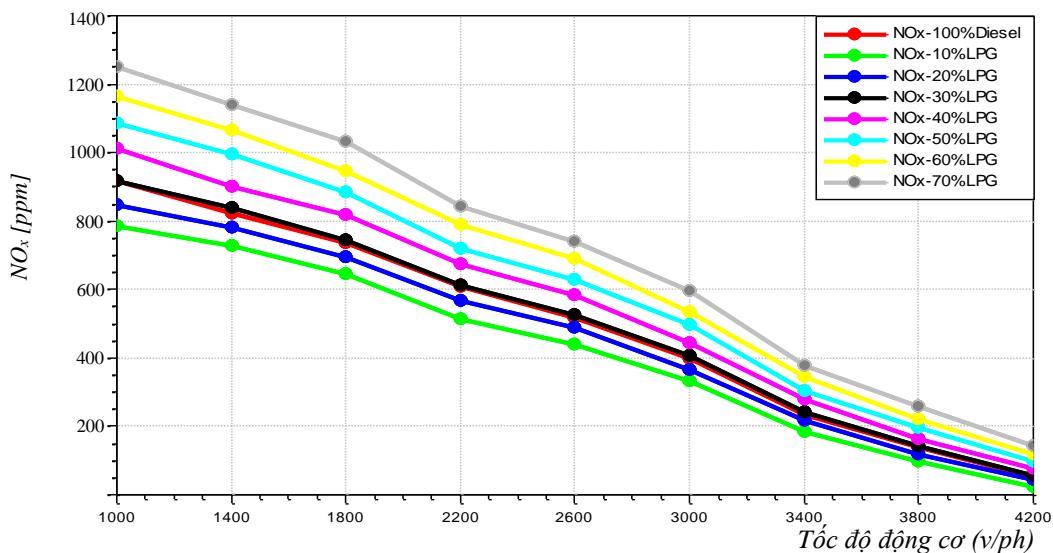
Với đồ thị *hình 2.17* cho ta biết diễn biến áp suất trong xilanh động cơ khi sử dụng nhiên liệu Diesel và khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel với các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau ở tốc độ 2600 v/ph, 100% tải cho thấy rằng áp suất cháy cực đại và tốc độ quá trình cháy cao hơn một ít so với khi sử dụng 100% nhiên liệu Diesel. Với tỷ lệ LPG thay thế 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, giá trị tốc độ tăng áp suất bar/CA tương ứng là 2,41 bar; 2,42 bar; 2,44 bar, 2,45 bar, 2,47 bar cao hơn so với trường hợp sử dụng 100% nhiên liệu Diesel với giá trị bar/CA là 2,40 bar.

Với tỷ lệ LPG thay thế 60% và 70% thì áp suất quá trình cháy mỏ phồng tăng cao nhiều so với áp suất cháy thực nghiệm nên có thể gây quá trình cháy kích nổ, do đó không phù hợp với quy luật quá trình cháy của động cơ Diesel thực tế.

2.5.5 Phát thải NO_x của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG – Diesel

Đồ thị *hình 2.18* cho thấy, khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel thì hàm lượng NO_x giảm. Ở chế độ LPG thay thế 10%, phát thải trung bình của NO_x giảm 10,86% và chế độ LPG thay thế 20%, phát thải trung bình của NO_x giảm 4,57%

so với giá trị NOx khi sử dụng nhiên liệu Diesel truyền thống. Kết quả đo được thể hiện ở phụ lục 3.4.



Hình 2.18: Đồ thị phát thải NOx thay đổi theo tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)

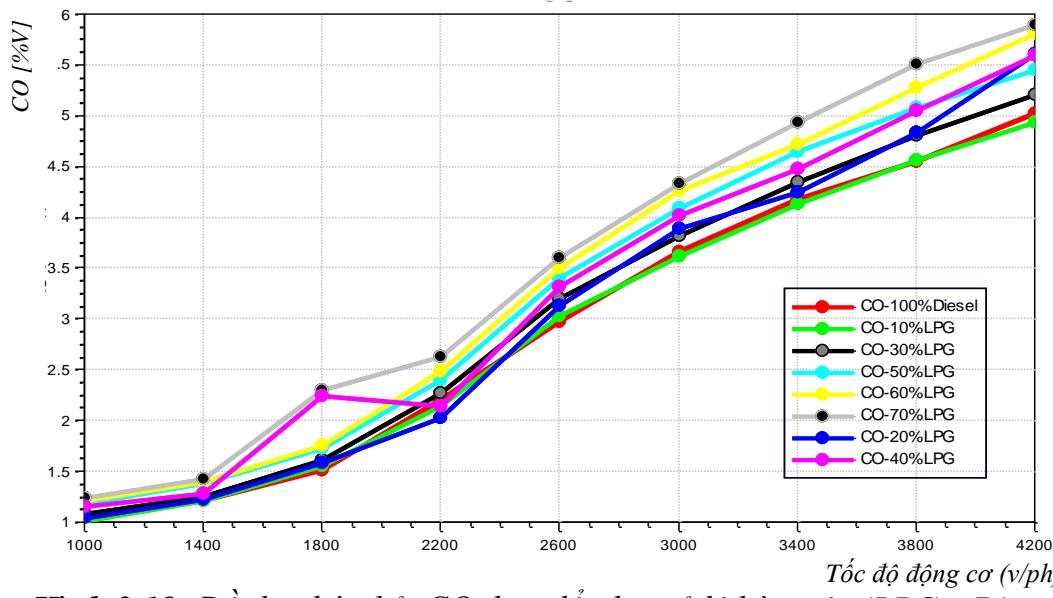
Khí NO_x giảm là do LPG khi hòa trộn với Diesel sẽ làm giảm nhiệt độ ngọn lửa khi cháy, thời gian duy trì môi chất đã cháy ở nhiệt độ cao khi tiếp xúc với ngọn lửa được rút ngắn làm giảm quá trình hình thành NO_x ở chế độ nhiệt độ cao.

Nhưng khi tăng tỷ lệ thay thế LPG từ 30% đến 70% thì hàm lượng phát thải NO_x sẽ tăng theo tỉ lệ thuận bởi vì trong những chế độ này thời gian cháy trễ của quá trình cháy giảm do đó áp suất, và nhiệt độ cháy tăng mạnh. Điều này sẽ gia tăng hiện tượng phản ứng hóa học của Nitơ và Ôxy trong hỗn hợp cháy của động cơ.

2.5.6 Phát thải CO của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Kết quả phát thải CO khi sử dụng nhiên liệu Diesel và khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) mô phỏng thu được ở phụ lục 3.5.

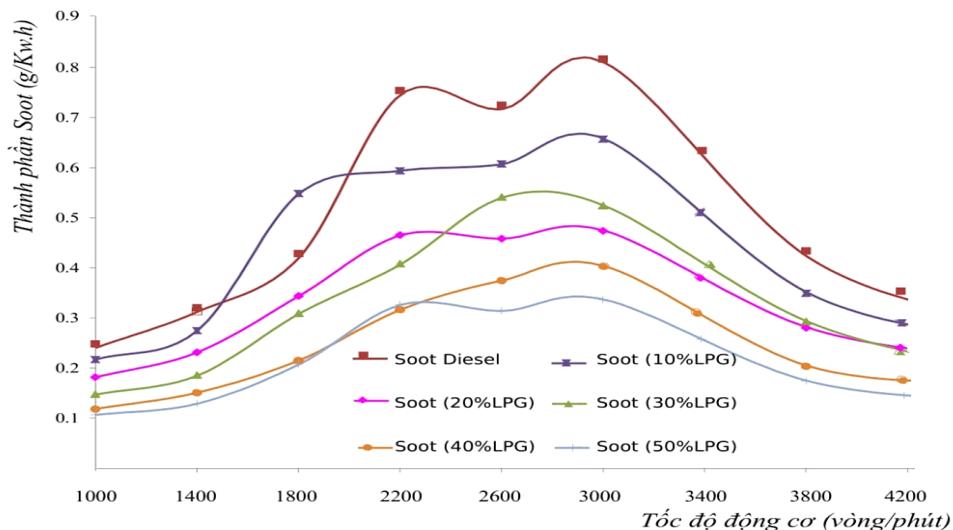
Đồ thị *hình 2.19* cho thấy khi LPG phun vào đường nạp động cơ thì khí thải CO tăng lên ở tất cả các chế độ mô phỏng theo tăng tỷ lệ thay thế LPG. Giá trị CO tăng trung bình ở chế độ LPG thay thế 10% là 4,46% và ở chế độ LPG thay thế 70% là 22,98% so với giá trị CO khi sử dụng Diesel nguyên thủy. Hàm lượng phát thải CO tăng là do hỗn hợp đồng nhất nhiên liệu - không khí quá nghèo, dưới giới hạn cháy nên không cháy hết hoặc màng lửa không lan đến kịp trong không gian buồng cháy.



Hình 2.19: Đồ thị phát thải CO thay đổi theo tỷ lệ hòa trộn (LPG – Diesel)

Ở chế độ mô phỏng tỷ lệ LPG thay thế 40% tại tốc độ 1800 vòng/phút xuất hiện sự tăng giá trị phát CO tăng cao bất thường không theo quy luật chung điều này xảy ra có thể do ảnh hưởng của một trong các thông số lựa chọn khi mô phỏng chưa phù hợp.

2.5.7 Phát thải muội than (SOOT) của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)



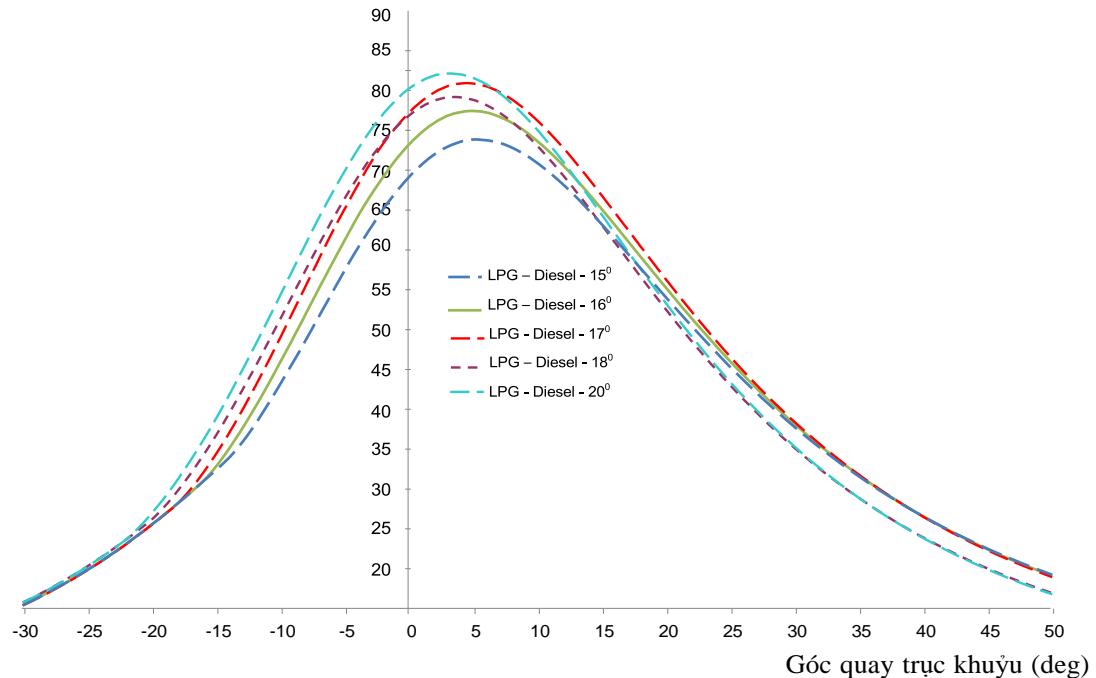
Hình 2.20: Phát thải muội than (Soot) theo tốc độ động cơ ở các tỷ lệ LPG

Kết quả mô phỏng phát thải muội than (Soot) ở chế độ toàn tải được chỉ ra trên đồ thị *hình 2.20*. Có thể thấy khi tăng tỷ lệ LPG thì phát thải muội than giảm so với trường hợp sử dụng 100% nhiên liệu Diesel ở mọi chế độ thử nghiệm. Khi mô

phỏng với tỷ lệ LPG 10%, 20%, 30%, 40%, 50% thì phát thải muội than trung bình giảm tương ứng là 9,86%, 32,53%, 34,23%, 50,84% và 56,27%. Do bổ sung LPG nên quá trình cháy trong vùng tia phun tốt hơn làm cho muội than của khí thải giảm.

2.5.8 Ảnh hưởng của góc phun sóm đến diễn biến áp suất trong xilanh động cơ

Điễn biến áp suất trong xilanh động cơ ở hình 2.26 khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel với việc thay đổi góc phun sóm ở chế độ tốc độ 2600v/ph, 100% tải, tỷ lệ LPG 30%. Khi giảm góc phun sóm từ 17^0CA xuống 16^0CA , 15^0CA thì giá trị bar/CA tương ứng giảm từ 2,52 bar xuống 2,32 bar và 1,95 bar tương ứng mức 7,93% và 22,1%. Như vậy, khi giảm góc phun sóm, quá trình cháy diễn ra chậm hơn, áp suất quá trình cháy thấp hơn.



Hình 2.21: Ảnh hưởng của góc phun sóm đến diễn biến áp suất trong xilanh động cơ ở tốc độ 2600v/ph, 100% tải tỷ lệ thay thế LPG 30%

Khi góc phun sóm tăng lên 18^0CA , 20^0CA thì giá trị bar/CA tương ứng là 2,15 bar; 2,08 bar thấp hơn trường hợp góc phun sóm 17^0CA (2,38 bar/CA) là 9,66% và 12.6%. Khi tăng góc phun sóm làm cho quá trình cháy diễn ra sóm hơn,

gây tốn công nén, áp suất lớn nhất lùi về phía gần điểm chét trên. Công suất và mômen giảm mạnh.

Như vậy, dựa trên diễn biến áp suất trong xilanh khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel thì nên giảm góc phun sớm Diesel so với động cơ chạy 100% nhiên liệu Diesel. Ở tốc độ 2600 v/ph, 100% tải thì góc phun sớm hợp lý là 15°CA (giảm 2°CA so với khi chạy chỉ với nhiên liệu Diesel).

2.6 Kết luận chương 2

Từ việc nghiên cứu mô phỏng sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trên động cơ Diesel Toyota 3C – TE có thể kết luận tóm tắt như sau:

- Việc cấp LPG vào đường nạp bằng phương pháp phun cho động cơ Diesel là rất phù hợp và không yêu cầu phải thay đổi kết cấu động cơ. Tính chất nhiên liệu LPG đáp ứng được yêu cầu làm việc của động cơ sử dụng nhiên liệu kép.
- Mô hình cung cấp LPG cho động cơ 3C – TE đã xây dựng và ứng dụng các thông số vận hành và điều kiện biên nhập cho mô hình là hoàn toàn phù hợp dẫn đến giá trị sai lệch kết quả mô phỏng về công suất, mômen và suất tiêu hao nhiên liệu giữa mô phỏng với thực nghiệm thực nghiệm đều nhỏ hơn giá trị sai lệch cho phép. Các chế độ mô phỏng cho thấy độ sai lệch giữa kết quả mô phỏng và thực nghiệm đối với các bài toán mô phỏng cho phép đến 5%.
- Kết quả mô phỏng khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel ở các tỷ lệ thay thế LPG từ 10% - 70% cho thấy thành phần khí phát thải HC và CO trung bình đều tăng; Ở một số chế độ thay thế với tỷ lệ thay thế LPG ít, phát thải NO_x có giảm, còn muội than giảm nhiều. Cụ thể: Ở chế độ 100% tải, khi thay thế 10% LPG thì phát thải NO_x giảm lớn nhất 10,86%, muội than giảm 32,53%, nhưng CO tăng 4,46% và HC tăng hơn 200%.
- Khi tăng tỷ lệ LPG thì phát thải HC tăng mạnh, đặc biệt là ở các chế độ tải nhỏ, do đó ở các chế độ tải nhỏ nên sử dụng tỷ lệ LPG thay thế thấp hơn. Có thể sử dụng LPG thay thế Diesel tới 40% ở toàn tải. Khi sử dụng tỷ lệ LPG thay thế cao hơn, thành phần phát thải HC, NO_x và tốc độ tăng áp suất khí thải tăng cao.
- Động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cần giảm góc phun sớm so

với khi sử dụng nhiên liệu Diesel để đạt các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và phát thải tốt hơn. Cụ thể: Ở tốc độ 2600 v/ph, 100% tải thì góc phun sớm hợp lý tương ứng là 15^0 CA (giảm 2^0) so với khi động cơ sử dụng hoàn toàn nhiên liệu Diesel.

- Nghiên cứu mô phỏng chưa đánh giá ảnh hưởng của tỷ lệ thay thế LPG đến kích nổ và rung động của động cơ nên các vấn đề này cần được nghiên cứu làm rõ trong thực nghiệm để đưa ra được những kết luận hoàn chỉnh hơn về khả năng thay thế LPG tối đa cũng như các kết luận về tính kinh tế, kỹ thuật khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trên động cơ Diesel.

- Kết quả nghiên cứu trên đã chỉ ra và giải thích được ảnh hưởng của LPG đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật và phát thải của động cơ Diesel sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel. Nhờ đó, có thể định hướng cho việc nghiên cứu thực nghiệm sử dụng nhiên liệu LPG trên các động cơ Diesel khác nhau để có thể đưa ra được các kết luận và điều kiện cụ thể khi chuyển đổi động cơ Diesel cụ thể sang sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel.

CHƯƠNG 3: NGHIÊN CỨU HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN CUNG CẤP LPG TRONG ĐỘNG CƠ NHIÊN LIỆU KÉP (LPG - DIESEL)

Trong nghiên cứu cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ này như đã phân tích ở chương 1 và đã ứng dụng trong nghiên cứu lý thuyết ở chương 2 được lựa chọn theo phương pháp phun LPG dạng khí vào đường ống nạp và tạo hỗn hợp LPG - không khí trước khi nạp vào xilanh. Vấn đề cần quan tâm là phương pháp điều chỉnh lưu lượng nhiên liệu LPG cấp vào được thực hiện như thế nào để có thể thay đổi và duy trì tỷ lệ LPG thay thế theo ý muốn ở các chế độ làm việc khác nhau của động cơ. Có một số phương pháp thay đổi lượng nhiên liệu phun như sau:

- Phương pháp phun liên tục không thay đổi lưu lượng phun: Kết cấu hệ thống đơn giản với đường kính lỗ phun cố định và áp suất phun không đổi ở mọi chế độ làm việc của động cơ. Tuy nhiên, chất lượng điều chỉnh không tối ưu. Ở trường hợp này, lượng phun LPG là như nhau ở các chế độ tải khác nhau của động cơ. Do đó khi thay đổi tải thì tỷ lệ LPG thay đổi, tải càng nhỏ thì tỷ lệ LPG thay thế càng cao, gây phát thải HC cao. Điều này là không mong muốn. Do đó phương pháp này ít được sử dụng và chỉ sử dụng cho động cơ có phạm vi thay đổi tải ít. Động cơ thường được khởi động và chạy không tải và ít tải bằng nhiên liệu Diesel, khi đạt đến mức tải nhất định mới cấp LPG vào.

- Phương pháp phun liên tục có thay đổi lưu lượng phun: việc thay đổi lưu lượng phun được thực hiện nhờ thay đổi tiết diện lỗ phun hoặc thay đổi áp suất phun. Phương pháp này cũng có ưu điểm là kết cấu hệ thống đơn giản nhưng khó điều chỉnh chính xác lưu lượng phun theo yêu cầu ở các chế độ làm việc khác nhau của động cơ nên thường chỉ được sử dụng cho các động cơ có phạm vi thay đổi tải hẹp.

- Phương pháp phun gián đoạn có thay đổi lượng nhiên liệu phun: Phương pháp cấp LPG này tương tự hệ thống phun xăng điện tử, có thể là phun đơn điểm hoặc đa điểm. Đối với phun đa điểm có thể là phun đồng thời hay phun theo thứ tự làm việc của động cơ nhiều xilanh. Trong cả hai trường hợp phun đơn điểm và đa điểm, việc điều chỉnh lượng nhiên liệu phun được thực hiện bằng cách thay đổi độ rộng xung phun nhờ bộ điều khiển điện tử trung tâm ECU [2]. Trong các động cơ nhiên liệu

kép, các ECU này thường được làm riêng và hoạt động song song với hệ thống phun nhiên liệu Diesel. Phương pháp này tuy trang thiết bị phức tạp hơn so với các phương pháp nói trên nhưng dễ dàng điều chỉnh chính xác lượng nhiên liệu phun theo các chế độ làm việc khác nhau của động cơ.

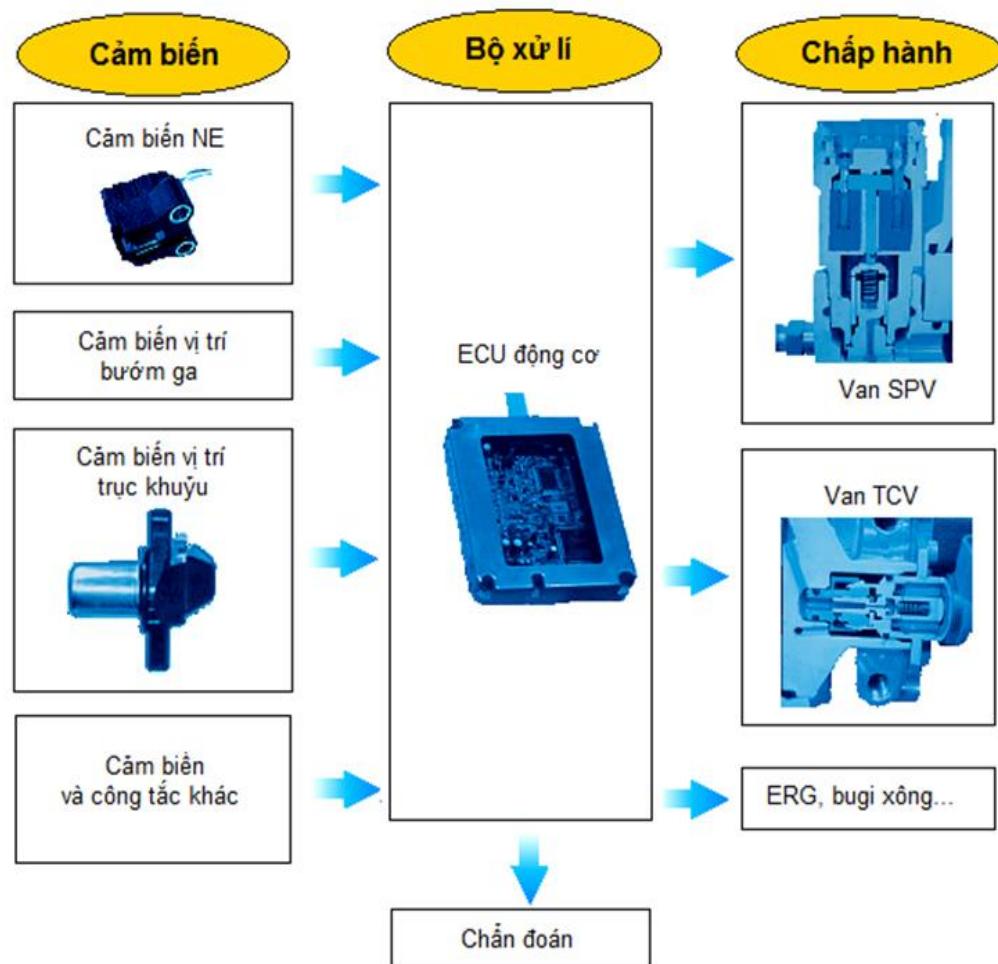
Do đó, nội dung chương 3 là nghiên cứu, thiết kế, chế tạo hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG trên động cơ Diesel 3C-TE của Toyota. Động cơ sẽ sử dụng Diesel làm nhiên liệu mồi lửa để đốt cháy hỗn hợp hòa khí LPG – không khí. Hệ thống điều khiển cần phải đáp ứng được việc cung cấp tỷ lệ LPG tốt nhất mà vẫn đảm bảo các tính năng kỹ thuật của động cơ như khi dùng Diesel đồng thời giảm các chất phát thải. Quá trình tính toán, thiết kế, chế tạo điều khiển hệ thống cung cấp LPG vào trong động cơ đáp ứng các chế độ hoạt động của động cơ cho thấy nhiệm vụ đầu tiên và quan trọng nhất là phải xác định được lượng nhiên liệu Diesel cung cấp cho động cơ ở các chế độ của động cơ từ đó sẽ tính toán lượng LPG cần thiết cung cấp cho động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép LPG–Diesel theo sự cân bằng về năng lượng của nhiên liệu.

Lượng nhiên liệu cung cấp trong động cơ Diesel vào trong buồng đốt được kiểm soát theo tốc độ và tải của động cơ. Cơ cấu quan trọng trong việc định lượng nhiên liệu Diesel của động cơ Diesel 3C-TE là van lưu lượng SPV, hệ thống ECU điều khiển van SPV cung cấp lượng nhiên liệu chính xác theo các tín hiệu của các cảm biến đầu vào nhằm đảm bảo các chế độ hoạt động của động cơ.

Lượng nhiên liệu LPG cung cấp cho động cơ được quyết định bởi thời gian nhắc kim phun LPG gắn trên đường ống nạp, thời gian này do mạch điều khiển tính toán dựa vào các tín hiệu gửi về từ các cảm biến của hệ thống điều khiển động cơ. Lượng LPG hòa trộn với không khí trở thành hỗn hợp của quá trình cháy sinh công trong buồng đốt động cơ. Căn cứ vào đặc điểm của các hệ thống điều khiển phun LPG phân tích ở trên, phương pháp phun LPG gián đoạn điều chỉnh lượng phun bằng cách thay đổi độ rộng xung điều khiển được lựa chọn áp dụng. Bộ phận chính của hệ thống điều khiển cần được nghiên cứu thiết kế để đảm bảo sự phối hợp trong việc điều khiển cung cấp nhiên liệu Diesel và cung cấp LPG với lưu lượng phù hợp với yêu cầu là bộ điều khiển cung cấp LPG bằng điện tử.

3.1 Hệ thống điều khiển nhiên liệu bằng điện tử của động cơ Diesel.

Động cơ Diesel 3C-TE sử dụng bơm phân phối VE kí hiệu ECD-V3. Hệ thống điều khiển điện tử của bơm phân phối VE kiểm soát cung cấp nhiên liệu theo các tín hiệu nhận được từ các cảm biến (tốc độ động cơ, vị trí bướm ga, áp suất khí nạp, nhiệt độ nước làm mát, v..v...). Hệ thống điều khiển động cơ thực nghiệm gồm có 3 phần chính theo sơ đồ khối *hình 3.1* [47].



Hình 3.1: Sơ đồ khối hệ thống điều khiển nhiên liệu động cơ Diesel

- Điều khiển lượng phun nhiên liệu.
- Điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.
- Kiểm soát tốc độ không tải.
- Điều khiển hệ thống tuần hoàn khí xả ERG.
- Kiểm soát Hệ thống chẩn đoán, và chế độ chạy dự phòng.

Các cảm biến (Sensors): Xác định các điều kiện hoạt động của động cơ và hệ

thông cung cấp nhiên liệu. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động các cảm biến trình bày tại phụ lục 1.4.

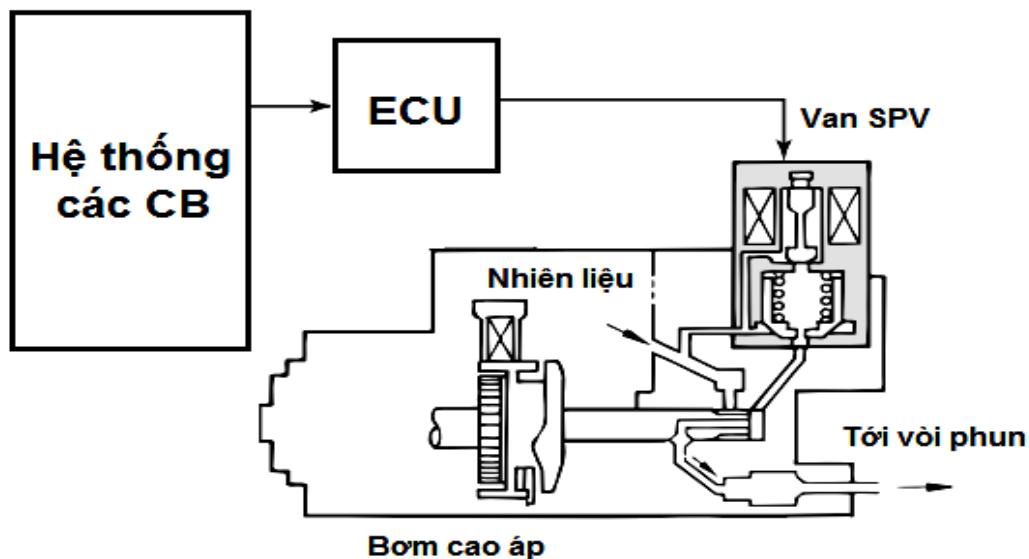
Động cơ 3C – TE sử dụng các cảm biến chính để thu thập các dữ liệu trong quá trình hoạt động của động cơ: cảm biến tốc độ động cơ, cảm biến nhiệt độ nước, cảm biến vị trí trực khuỷu, cảm biến áp suất trực khuỷu, cảm biến vị trí chân ga... từ đó giúp cho bộ xử lý tính toán việc điều khiển các cơ cấu chấp hành theo các tín hiệu của các cảm biến đo được (Phụ lục 4 - cấu tạo các cảm biến)

3.1.1 Quá trình điều khiển lưu lượng nhiên liệu.

Bộ xử lý (Electronic Control Unit): Tính toán lượng phun nhiên liệu và thời điểm phun cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ dựa theo các tín hiệu mà cảm biến gửi về.

Các bộ phận chấp hành: Van định lượng nhiên liệu (SPV); Van thay đổi thời điểm phun sớm (TCV) và các hệ thống phụ ...

- *Nguyên lý điều khiển lưu lượng nhiên liệu.*



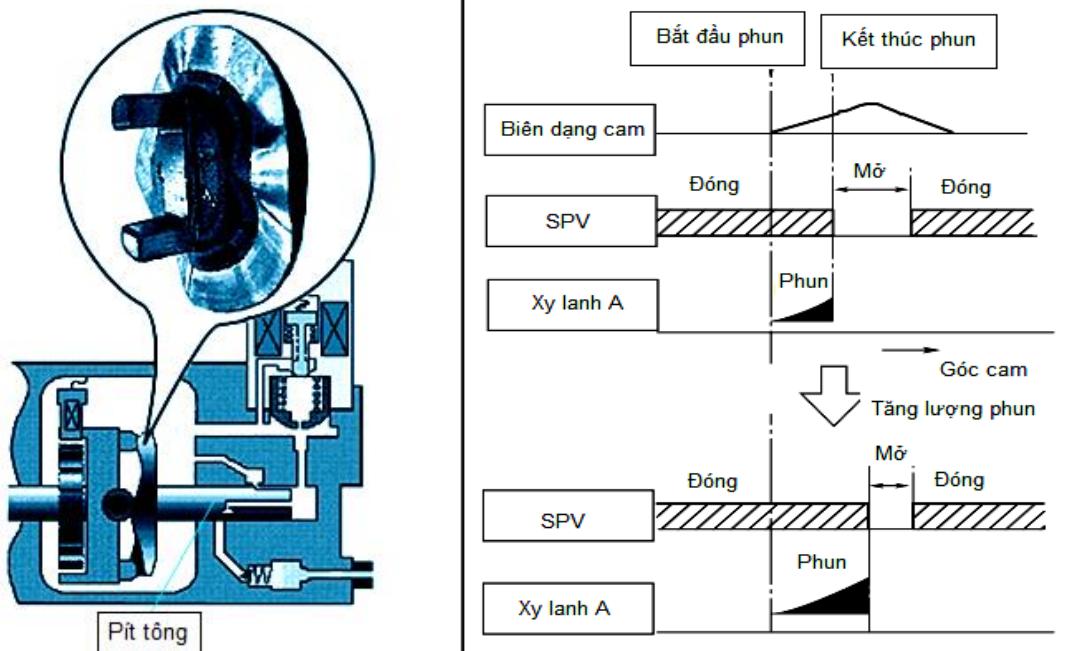
Hình 3.2: Sơ đồ hệ thống điều khiển phun nhiên liệu cung cấp cho động cơ [47].

Trong bộ điều khiển điện tử (ECU) đã có sẵn dữ liệu về lưu lượng phun cơ bản đã được tính toán dựa trên các yếu tố như tốc độ động cơ, tải của động cơ, khả năng tăng tốc.

Quá trình điều chỉnh dựa trên các yếu tố như áp suất khí nạp, nhiệt độ nước làm mát hoặc nhiệt độ khí nạp đã được thêm vào để điều chỉnh lượng phun cơ sở.

Sau đó, máy tính sẽ gửi tín hiệu đầu ra tối ưu về điều kiện hoạt động của động cơ để van định lượng nhiên liệu của bơm VE - EDC điều khiển các yếu tố sau đây.

- (1) Tối ưu hóa lượng nhiên liệu phun dựa trên tín hiệu tăng tốc và tốc độ động cơ.
 - (2) Tăng nhiên liệu phun khi khởi động lạnh.
 - (3) Tăng/giảm chậm lượng nhiên liệu phun khi tăng tốc và giảm tốc.
 - (4) Tăng lượng nhiên liệu phun khi tăng áp.
 - (5) Giảm lượng nhiên liệu phun khi hoạt động những vùng cao.
- *Quá trình điều khiển cung cấp nhiên liệu cho động cơ.*

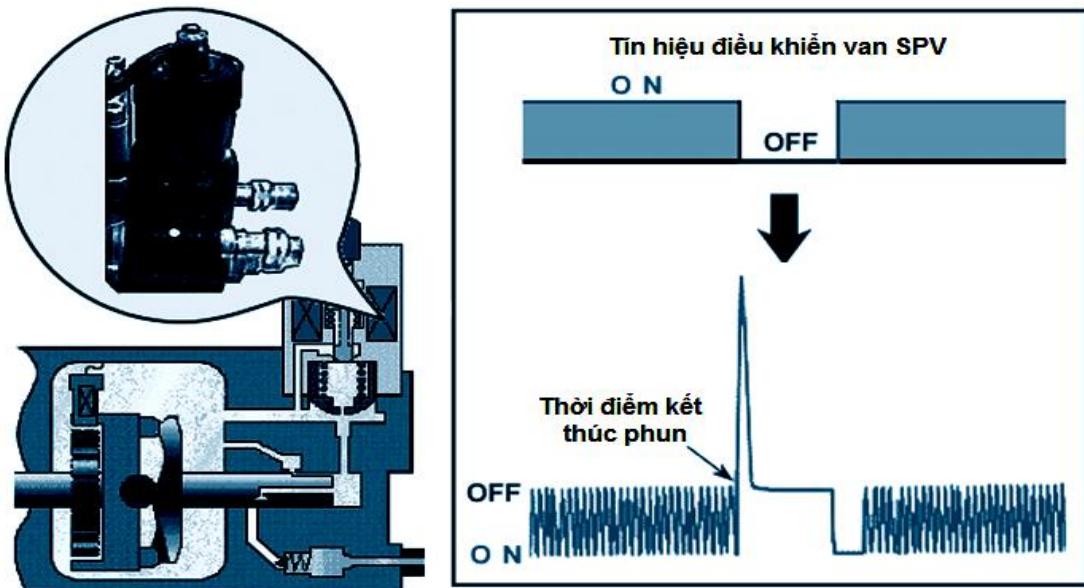


Hình 3.3: Mối quan hệ giữa thời gian cam đội, thời gian đóng mở của van SPV và lưu lượng nhiên liệu phun [47].

Quá trình bắt đầu phun được xác định là quá trình cam đội piston đi lên. Vì vậy, thời gian kết thúc phun phải được kiểm soát để điều chỉnh lượng phun nhiên liệu. Việc điều khiển kết thúc quá trình phun là điều khiển thời điểm van SPV mở cho phép nhiên liệu áp suất cao từ buồng piston tràn về buồng bơm.

Cảm biến tốc độ được sử dụng để xác định thời gian mở của van SPV và góc đội của cam cũng phải được kiểm soát.

- Nguyên lý điều khiển van định lượng SPV (Solenoid Spill Valve)



Hình 3.4: Tín hiệu điều khiển van định lượng nhiên liệu (SPV) thực tế [47].

- **Điều khiển đóng van định lượng nhiên liệu SPV.**

Ngay sau khi đếm được 13 xung sau rãnh khuyết, van định lượng nhiên liệu SPV được cấp điện (van đóng).

Van định lượng nhiên liệu SPV sẽ đóng hoàn toàn khi động cơ khởi động với tốc độ 150 vòng/phút hoặc ít hơn.

- **Điều khiển mở van định lượng nhiên liệu SPV.**

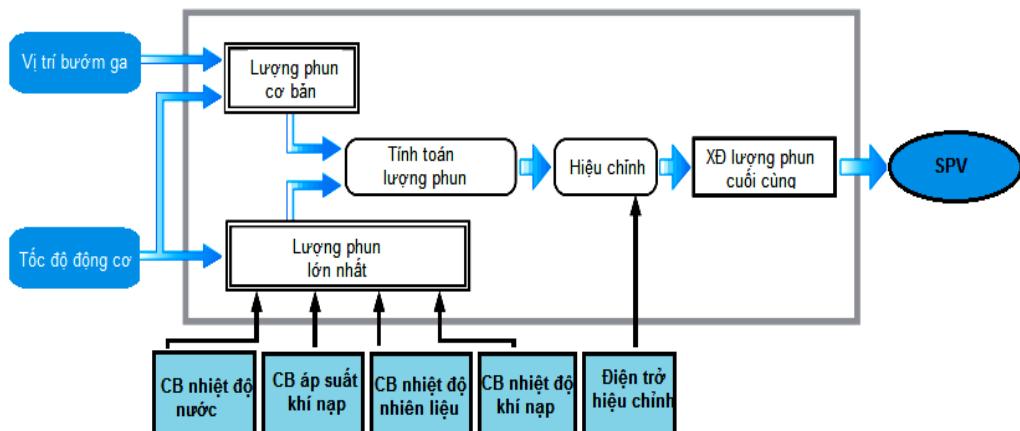
Van định lượng nhiên liệu SPV được ngắt điện (van mở) sau khi góc phun cuối được tính toán dựa trên tín hiệu NE về “0”.

Điều khiển van định lượng nhiên liệu SPV “đóng”

- + Khi tốc độ động cơ đạt 4525 rpm hoặc hơn (góc phun nhiên liệu cực đại được cắt).
- + Khi cuộn dây van định lượng nhiên liệu được kích hoạt trở lại.
- + Khi tốc độ động cơ là 2400 rpm hoặc hơn và lượng nhiên liệu phun (tín hiệu) thấp hơn một mức nhất định.

Do điều kiện làm việc của van định lượng nhiên liệu SPV được yêu cầu phải đáp ứng nhanh. Vì vậy, hệ thống điều khiển phải sử dụng dòng điện ở mức thấp nhất có thể để giảm độ trễ.

- Lưu đồ tính toán điều khiển lượng nhiên liệu phun.



Hình 3.5: Lưu đồ tính toán điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ

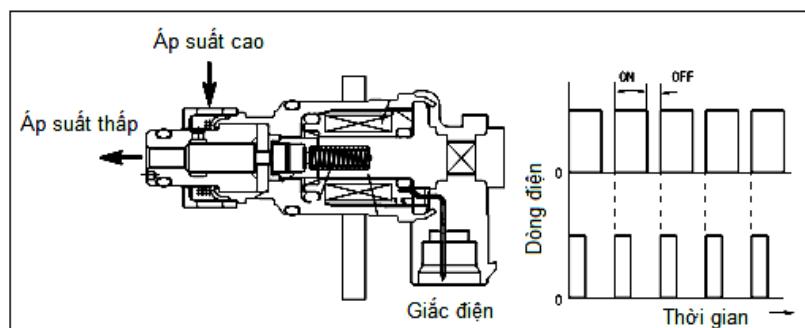
Căn vào cảm biến tốc độ động cơ, mức tải của động cơ và các tín hiệu nhận được từ các cảm biến khác, ECU động cơ tính toán "khối lượng phun cơ bản" và "khối lượng phun tối đa" cho tình trạng hiện tại của động cơ. Từ hai thông số lưu lượng trên, các ECU chọn giá trị tối ưu phù hợp với điều kiện lái xe và xác định khối lượng nhiên liệu phun chính thức.

3.1.2 Quá trình điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.

- *Van định thời điểm phun nhiên liệu TCV (Timing Control Valve).*

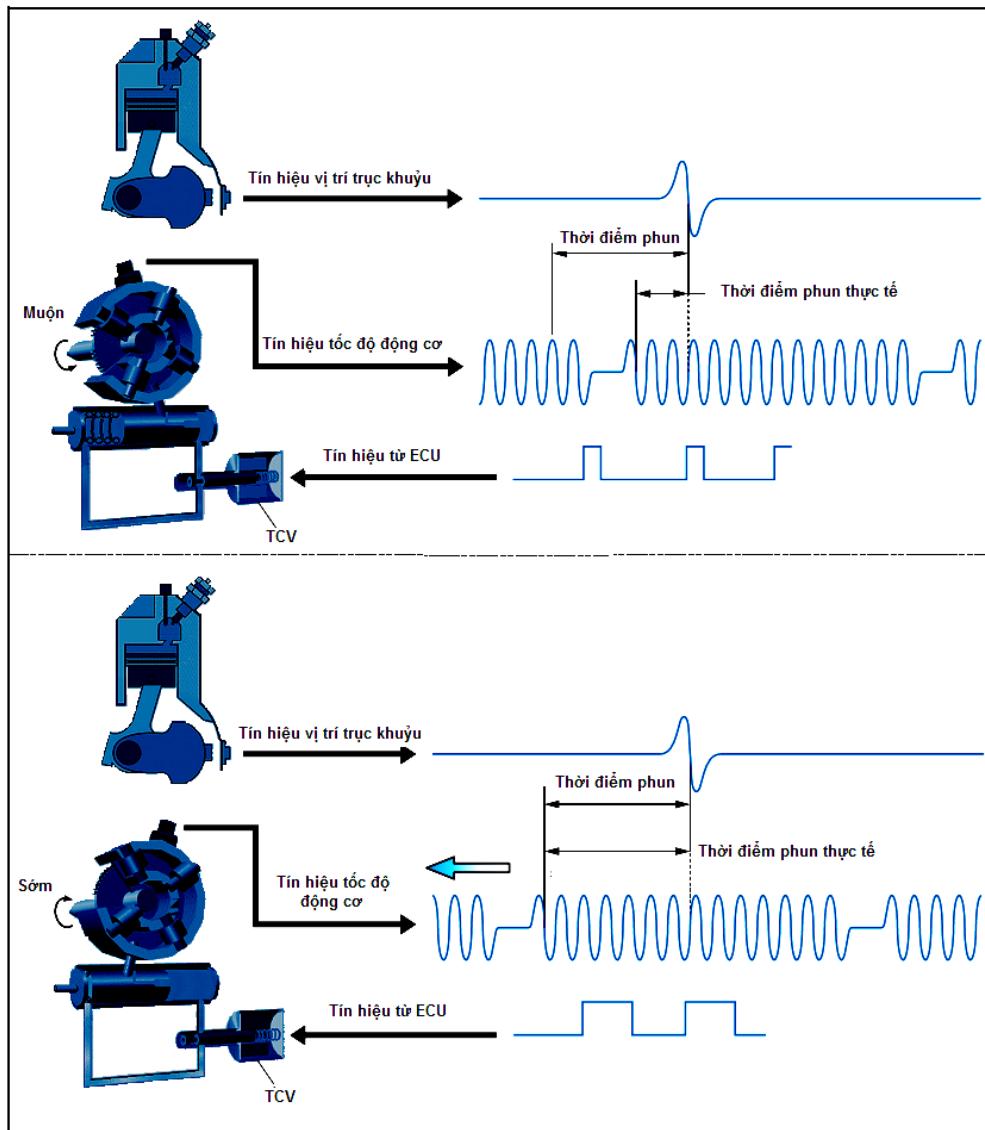
Van kiểm soát thời gian phun (gọi tắt là van TCV) được gắn trên bơm với chức năng là đóng ngắt nhiên liệu áp suất cao và áp suất thấp theo tín hiệu của ECU. Khi có dòng điện trong cuộn dây, từ trường sẽ hút lõi sắt nén lò xo lại làm cho cửa van điều khiển mở ra cho nhiên liệu đi qua.

Việc mở van được điều khiển bởi máy tính theo tỉ lệ ON/OFF của dòng điện được cung cấp cho cuộn dây. Thời gian ON càng dài thì thời gian mở van càng lâu.



Hình 3.6: Cấu trúc van định thời điểm phun TCV.

- **Nguyên lý điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.**
 - Phương pháp điều khiển van TCV.



Hình 3.7: Phương pháp điều khiển thời điểm phun sớm của động cơ 3C – TE
(1) Điều khiển chu kỳ hoạt động cố định.

Khi động cơ đang được khởi động (công tắc ở vị trí ON và động cơ chạy ở tốc độ thấp, động cơ có thể bị hư hỏng hoặc cảm biến vị trí khuỷu bị hư hỏng, lúc này van TCV sẽ được kích hoạt theo chu kỳ hoạt động cố định với tần số đã được quy định theo điều kiện tương ứng.

(2) Kiểm soát sự động bộ của van SPV.

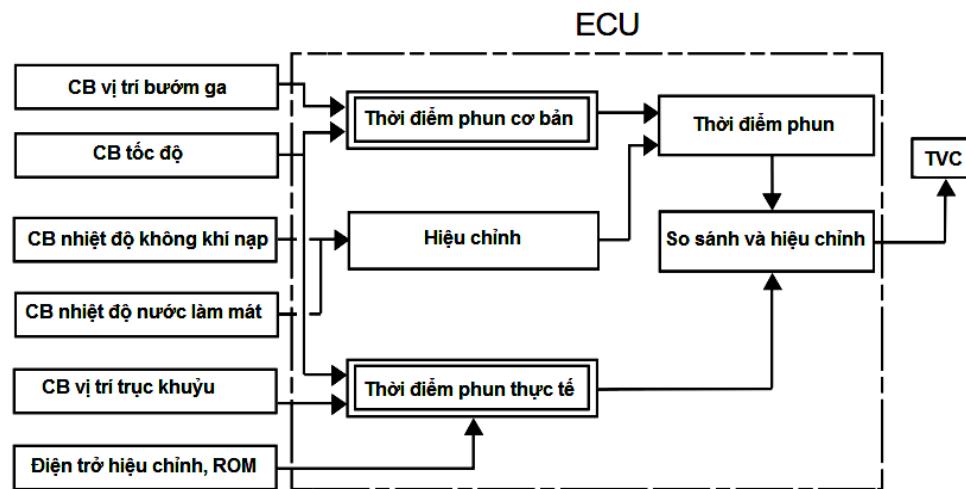
Khi van TCV chuyển từ chế độ ON sang OFF, áp suất nhiên liệu trong bơm

sẽ gây nên sự xung đột làm ảnh hưởng tới lưu lượng phun và thời gian phun. Do đó, quá trình hoạt động của van TCV sẽ được đồng bộ với bộ chấp hành của van SPV tại tốc độ động cơ khác với tốc độ động cơ đã quy định. Kết quả là những ảnh hưởng của sự xung đột được giảm tối thiểu.

(3) Điều khiển thông thường.

Van TCV được kiểm soát bằng cách thay đổi chu kỳ xung hoạt động cho phù hợp với điều kiện hoạt động, ngoại trừ khi nó được điều khiển ở chu kỳ hoạt động cố định và đồng bộ với van SPV.

- **Quá trình kiểm soát thời gian phun.**

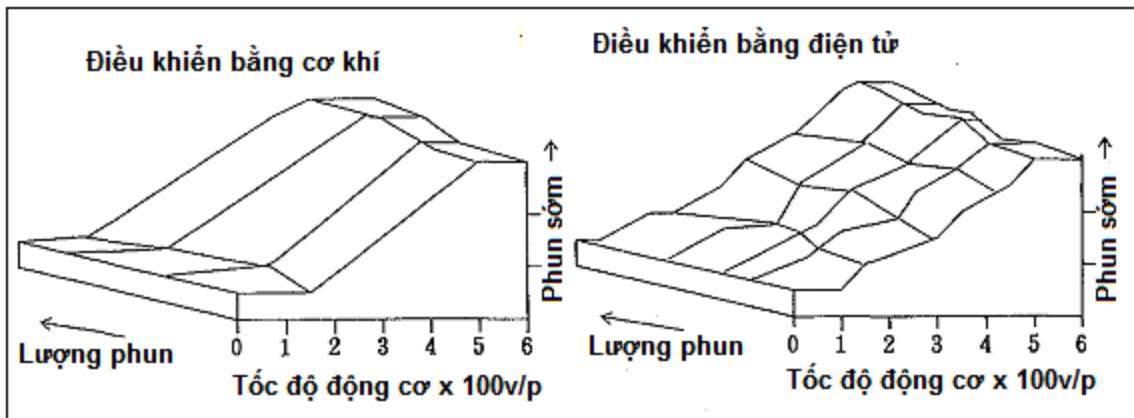


Hình 3.8: Lưu đồ hệ thống điều khiển thời điểm phun nhiên liệu.

Bộ điều khiển động cơ sẽ phát hiện các điều kiện hoạt động của động cơ thông qua các tín hiệu nhận được từ các cảm biến. Sau đó, ECU sẽ tính toán thời gian phun tối ưu cho động cơ theo các tín hiệu nhận được. Kết quả sẽ được gửi đến van kiểm soát thời gian phun (TCV) để điều khiển thời gian bắt đầu phun.

Điều khiển thời điểm phun cơ bản ECU điều khiển động cơ tính toán thời điểm phun nhiên liệu, sau đó truyền tín hiệu tới van điều khiển thời điểm phun để duy trì thời điểm phun tối ưu. Thời điểm phun tối ưu này được gọi là góc trực khuỷu mục tiêu.

Việc hiệu chỉnh thời điểm phun cơ bản là tính toán từ các điều kiện hoạt động của động cơ (tín hiệu tăng tốc, tốc độ động cơ, v.v...) tùy theo nhiệt độ nước làm mát, áp suất khí nạp, v.v..., bộ điều khiển sẽ thực hiện các yếu tố sau:



Hình 3.9: So sánh phương pháp điều khiển thời điểm phun cơ bản.

- (1) Tối ưu hóa thời điểm phun nhiên liệu tùy theo lượng nhiên liệu phun (phù hợp với tải và tốc độ động cơ).
- (2) Phun sớm hơn khi đang hoạt động ở chế độ hâm nóng động cơ.
- (3) Phun sớm hơn khi ở chế độ khởi động.
- (4) Phun sớm theo độ cao địa hình nơi có mật độ khí nạp thấp.

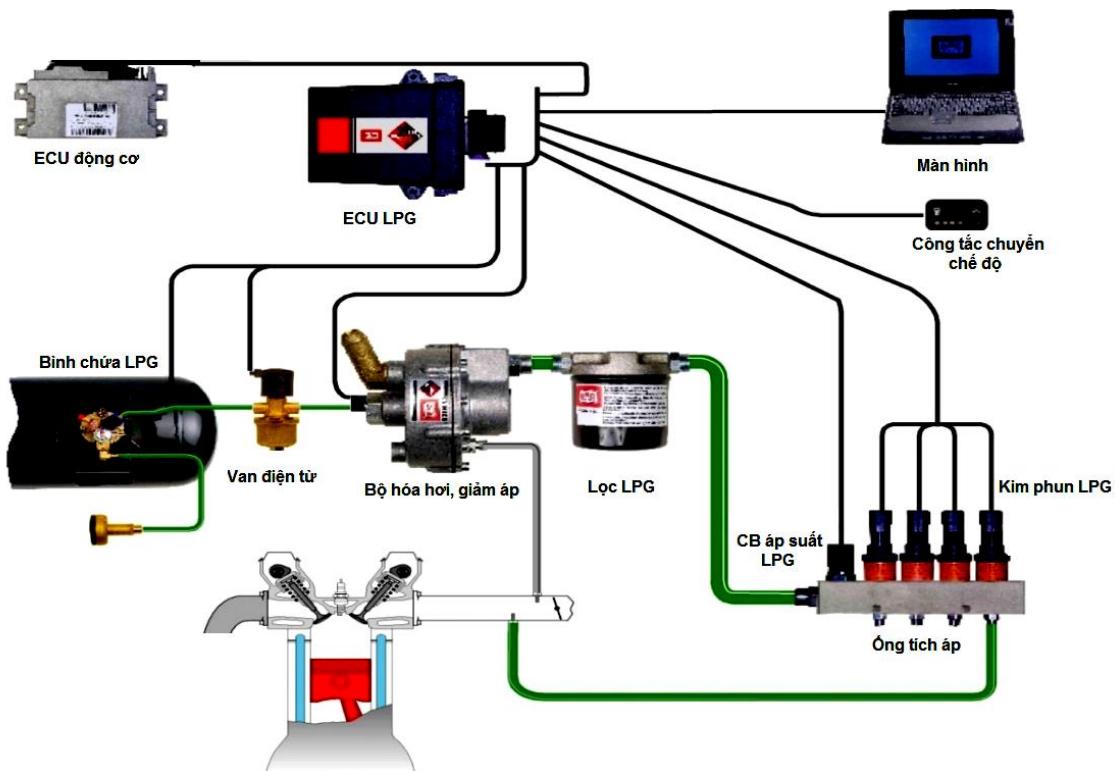
Việc phản hồi điều khiển thời điểm phun nhiên liệu được kích hoạt dưới những điều kiện sau.

- (1) Khi tốc độ khởi động của động cơ đạt 115 rpm hoặc thấp hơn.
- (2) Khi tắt động cơ.
- (3) Khi tốc độ động cơ là 0 rpm.
- (4) Khi tín hiệu góc quay trực khuỷu bị lỗi.
- (5) Khi công tắc khởi động ở vị trí OFF.

3.2 Nghiên cứu thiết kế hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ thực nghiệm sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

3.2.1 Sơ đồ nguyên lý cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ

Với cơ sở lý thuyết và sự phân tích các ưu và nhược điểm của các phương án cung cấp LPG cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trong chương 1, luận án đã lựa chọn phương án cung cấp LPG bằng phương án sử dụng kim phun LPG điều khiển bằng điện tử với sơ đồ cung cấp nhiên liệu cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép Diesel – LPG như sau (phụ lục 1.5) – Cấu tạo hệ thống cung cấp LPG] [80]:



Hình 3.10: Sơ đồ hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu LPG cho động cơ

Khí hóa lỏng (LPG) từ bình chứa qua van an toàn, bộ phận giảm áp hóa hơi và sau đó đến ống phân phối với bốn kim phun LPG. Các kim phun LPG được lắp đặt trên đường ống nạp tại các vị trí của xupáp nạp động cơ, khi động cơ hoạt động, xu páp nạp mở LPG được phun vào đường ống nạp hòa trộn với không khí tạo thành hỗn hợp LPG – Không khí và được nạp vào trong xy lanh động cơ.

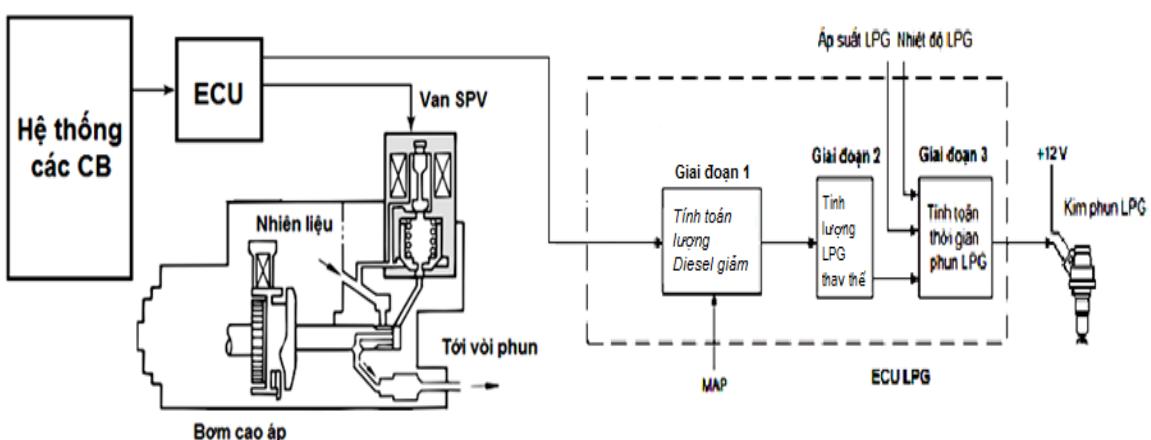
Khí hóa lỏng LPG ở trạng thái lỏng trong bình chứa có áp suất lớn từ 6 – 8 bar. Khi van an toàn mở, LPG lỏng được dẫn đến bộ giảm áp – hóa hơi, tại đây LPG lỏng được chuyển thành dạng hơi với áp suất 1.5 bar thông qua đường ống dẫn đưa đến ống phân phối, các kim phun.

Bộ điều khiển tính toán thời điểm nhắc kim phun LPG dựa vào cảm biến của động cơ và tín hiệu điều khiển của bộ điều khiển động cơ Diesel. Phần mềm kết nối với máy tính cho phép hiệu chỉnh thông số của hệ thống điều khiển quá trình cung cấp LPG theo các điều kiện làm việc của hệ thống LPG (nhiệt độ, áp suất LPG ...)

3.2.2 Hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép Diesel – LPG

Với phương án chuyển đổi động cơ thực nghiệm sang sử dụng nhiên liệu kép

(LPG – Diesel) với việc phối hợp hệ thống điều khiển nhiên liệu Diesel động cơ của động cơ 3C-TE và hệ thống điều khiển kim phun LPG của hãng BRC. Do đó, cần phải nghiên cứu thiết kế, chế tạo mạch điều khiển nhằm thực hiện quá trình tính toán điều khiển cắt giảm lượng nhiên liệu Diesel của hệ thống điều khiển nhiên liệu bằng điện tử VE-EDC, cũng như tính toán điều khiển hệ thống cung cấp LPG thay thế tương ứng nhằm đáp ứng tính năng kinh tế, kỹ thuật và các thông số hoạt động của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).



Hình 3.11: Sơ đồ hệ thống điều khiển nhiên liệu LPG cho động cơ 3C-TE

Sơ đồ hệ thống điều khiển cung cấp LPG cho động cơ thực nghiệm 3C – TE được chỉ ra trên *hình 3.11*. Yêu cầu đặt ra là bộ điều khiển cung cấp nhiên liệu LPG phải điều chỉnh độ rộng xung phun thích hợp để đảm bảo lượng phun LPG phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ, tức là đảm bảo tỷ lệ LPG thay thế tối ưu ở các chế độ làm việc. Để đạt được điều đó, bộ điều khiển phun LPG cần các thông số vào cơ bản là tín hiệu tốc độ động cơ, lưu lượng khí nạp, nhiệt độ khí nạp, áp suất hơi LPG trước vòi phun, nhiệt độ hơi LPG và lưu lượng hơi LPG. Các thông số này được cung cấp từ các cảm biến tương ứng. Các thông số điều khiển gồm tín hiệu điều khiển vòi phun (xung phun), tín hiệu điều khiển đóng mở đường cấp LPG cho động cơ. Ngoài ra bộ điều khiển phun LPG cần được kết nối với máy tính để lập trình điều khiển cung cấp LPG theo yêu cầu thí nghiệm.

3.2.3 Cơ sở tính toán lượng nhiên liệu LPG cung cấp cho động cơ

Đặc điểm của động cơ dùng nhiên liệu kép là sử dụng một lúc hai nhiên liệu. Lượng nhiên liệu mồi Diesel được quyết định nhờ thời gian đóng mở van SPV (Spill

Valve) trên bơm cao áp. Lượng LPG cung cấp thay thế được quyết định bởi thời gian nhắc kim phun LPG.

- *Tính toán chu trình nhiệt động cơ khi sử dụng tỷ lệ năng lượng Diesel và khí hóa lỏng (LPG)*

Nhiệt lượng cần cung cấp để động cơ đạt công suất như khi sử dụng nhiên liệu Diesel.

Nhiệt lượng tỏa ra khi đốt cháy hoàn toàn Diesel để động cơ đạt công suất tương tự nhà sản xuất công bố là:

$$Q_0 = \frac{Q_{HD} * G_{nl}}{3,6} \quad [J/s] \quad (3.1)$$

Trong đó: Q_{HD} – Nhiệt trị thấp của nhiên liệu Diesel, $Q_{HD} = 42530$ [kJ/kg]
 G_{nl} – Lượng nhiên liệu tiêu thụ trong 1h.

$$G_{nl} = \frac{g_e * N_e}{1000} \quad [kg/h] \quad (3.2)$$

Với: g_e – suất tiêu hao nhiên liệu khi động cơ chạy bằng Diesel.

Xác định thành phần nhiên liệu Diesel và khí LPG trong 1kg hỗn hợp

- Năng lượng do % Diesel cung cấp là:

$$Q_{0D} = Q_0 * \% D \quad [J/s] \quad (3.3)$$

Với năng lượng Q_{0D} cần cung cấp một lượng Diesel là:

$$G_{nlD} = \frac{3,6 * Q_{0D}}{Q_{HD}} \quad [kg/h] \quad (3.4)$$

- Nhiệt lượng còn lại do đốt cháy LPG để đạt công suất là:

$$Q_{0LPG} = Q_0 - Q_{0D} \quad [J/s] \quad (3.5)$$

- Giả sử nhiệt lượng của LPG sinh ra là hỗn hợp của C_3H_8 và C_4H_{10} cung cấp là có tỷ lệ 50:50 nên theo công thức ta có:

$$Q_{HLPG} = (46.1 * \% C_3H_8 + 45.46 * \% C_4H_{10}) * 1000/2 \quad [kJ/m^3] \quad (3.6)$$

Với năng lượng Q_{0LPG} cần cung cấp một đơn vị khối lượng LPG là:

$$G_{nlLPG} = \frac{3,6 * Q_{0LPG}}{Q_{HLPG}} \quad [kg/h] \quad (3.7)$$

- Vậy lượng nhiên liệu tổng cộng của Diesel và LPG cấp vào động cơ trong 1h là:

$$G_{nl} = G_{nID} + G_{nlLPG} \quad [kg/h] \quad (3.8)$$

- Thành phần phần trăm khối lượng của Diesel trong 1kg hỗn hợp là:

$$D_{hh} = \frac{G_{nID}}{G_{nl}} * 100\% \quad (3.9)$$

- Thành phần phần trăm khối lượng của LPG trong 1kg hỗn hợp là:

$$LPG_{hh} = \frac{G_{LPG}}{G_{nl}} * 100\% \quad (3.10)$$

- Nhiệt trị của hỗn hợp (%Diesel + % LPG) là:

$$Q_H = Q_{HD} * D_{hh} + Q_{HLPG} * LPG_{hh} \quad [kJ/kg] \quad (3.11)$$

- ***Khối lượng không nạp***

Dựa vào cảm biến khối lượng khí nạp, cụ thể dựa vào tín hiệu điện áp đầu ra của cảm biến ta có thể xác định lưu lượng khí nạp tức thời đi vào xilanh động cơ \dot{m}_a . Khối lượng khí nạp trên xilanh được tính toán bằng cách tích phân lưu lượng khí nạp trong một chu kỳ [54].

$$m_a = \int_{t_a}^{t_b} \dot{m}_a dt \quad (3.12)$$

Cận thời gian bắt đầu từ t_a và thời gian kết thúc t_b của phép tính tích phân được cho bởi:

$$t_a - t_b = \frac{2}{n.CYL} \quad (3.13)$$

Trong đó CYL là số xilanh của động cơ, hệ số 2 trên tử của phân số là do không khí chỉ được đốt cháy ở mỗi hai chu kỳ trong quá trình hoạt động của động cơ 4 kỳ. Gọi f_p là tần số dao động của dòng khí nạp thì:

$$f_p = \frac{n.CYL}{2} \quad (3.14)$$

Vì thế lượng khí nạp cho một xi lanh trong một chu kì là:

$$m_a = \int_0^{\frac{1}{f_p}} \dot{m}_a dt \quad (3.15)$$

Giả sử như lưu lượng không khí nạp vào là cố định $\dot{m}_a = const$ thì:

$$m_a = \frac{\dot{m}_a \cdot 2}{n.CYL} \quad (3.16)$$

- Lượng nhiên liệu khí LPG**

Nhiên liệu LPG gồm có 50% Propane (C_3H_8) và 50% Butane (C_4H_{10}) nên thành phần khói lượng của C và H là: 0,823C và 0,177H, không có thành phần oxy trong nhiên liệu nên $O_{nl} = 0$.

Thay vào công thức (3.3) ta được:

$$L_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} x 0,823 + 8x0,177 - 0 \right) = 15,5 \quad (kg \text{ không khí}/kg \text{ nhiên liệu}) \quad (3.18)$$

Nếu lượng không khí thực tế đưa vào động cơ để đốt 1kg nhiên liệu là L (kg không khí/kg nhiên liệu), gọi λ hệ số dư lượng không khí, thì:

$$\lambda = \frac{L}{L_o} \quad (3.19)$$

Gọi m_{a_LPG} là khói lượng không khí nạp vào trong xi lanh dùng để đốt cháy LPG, m_{LPG} là khói lượng nhiên liệu LPG cung cấp vào trong xilanh. Khi đó để phản ứng đốt cháy nhiên liệu xãy ra hoàn toàn theo lý thuyết thì:

$$A / F = \frac{m_{a_LPG}}{m_{LPG}} = 15,5 \quad (kg \text{ không khí}/kg \text{ nhiên liệu}) \quad (3.20)$$

Lượng nhiên liệu LPG cung cấp được điều khiển bằng thời gian phun t_{inj} , trong suốt thời gian đó van kim phun mở ra. Vì thế, ta có thể xác định được lượng nhiên liệu LPG trong một lần phun ứng với trường hợp lưu lượng không khí cố định $\dot{m}_a = const$.

Lượng nhiên liệu phun m_{LPG} tỷ lệ thuận với thời gian phun và căn bậc hai của chênh lệch áp suất giữa ống phân phối nhiên liệu và đường ống nạp trong trường

hợp phun trên đường ống nạp. Trường hợp LPG phun trực tiếp là sự chênh lệch áp suất giữa đường ống phân phôi và buồng cháy. Tỷ trọng của nhiên liệu và diện tích mỏ có ích của van kim phun được xem như hằng số.

$$\text{Ta có: } \dot{m}_{LPG} = \rho_{LPG} \cdot A_{eff} \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{LPG}}} \cdot dt_{inj} \quad (3.21)$$

$$m_{LPG} = \int_0^{t_{inj}} \dot{m}_{LPG} dt_{inj} = \rho_{LPG} \cdot A_{eff} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{LPG}}} \cdot t_{inj} \quad (3.22)$$

Trong đó:

m_{LPG} : Khối lượng nhiên liệu LPG

t_{inj} : Thời gian mở kim phun (ms)

$A_{eff} = \pi(R^2 - r^2)$ - diện tích mỏ có ích của van kim phun LPG (mm^2)

Δp : Chênh lệch áp suất giữa ống phân phôi nhiên liệu và đường ống nạp

(bar)

$$\rho_{LPG} = \frac{\rho_{propane} + \rho_{butane}}{2} \text{ - tỷ trọng nhiên liệu LPG } (\text{kg/m}^3)$$

- **Tính toán lượng nhiên liệu Diesel**

Với nhiên liệu Diesel ta có:

$$A / F = \frac{m_{a-Diesel}}{m_{Diesel}} = 14,4 \text{ (kg không khí/kg nhiên liệu)} \quad (3.23)$$

Nhiên liệu Diesel cung cấp cho động cơ phụ thuộc vào thời gian phun t_{inj} . Vì thế, chúng ta cũng có thể xác định được lượng nhiên liệu Diesel trong một lần phun cho trường hợp lưu lượng không khí cố định $\dot{m}_a = const$.

$$m_{diesel} = \frac{m_{a-diesel}}{L_{st}\lambda} = \frac{1}{L_{st}\lambda} \left(m_a - m_{a-LPG} \right) = \frac{1}{L_{st}\lambda} \left(\frac{\dot{m}_a}{n} \frac{2}{CYL} - m_{a-LPG} \right) \quad (3.24)$$

Lượng nhiên liệu phun m_{diesel} tỷ lệ thuận với thời gian phun và căn bậc hai của chênh lệch áp suất giữa đường ống phân phôi và buồng cháy. Tỷ trọng của nhiên liệu và diện tích mỏ có ích của van kim phun được xem như hằng số.

$$m_{diesel} = \rho_{diesel} A_{eff} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{diesel}}} \cdot t_{inj} \quad (3.25)$$

Trong đó: ρ_{diesel} : tỷ trọng nhiên liệu Diesel (kg/m^3);

Δp : chênh lệch áp suất giữa đường ống phân phối và buồng cháy (bar)

t_{inj} : thời gian nháy kim phun Diesel (ms);

R: bán kính lỗ kim phun Diesel (m);

r: bán kính đầu kim phun Diesel (m).

$A_{eff} = \pi(R^2 - r^2)$: diện tích mở có ích của van kim phun Diesel (m^2);

Thời gian phun nhiên liệu Diesel khi động cơ hoạt động ở chế độ ổn định được tính như sau:

$$t_{inj} \approx \frac{1}{\lambda} \frac{\dot{m}_a}{n} \frac{2}{CYL} \quad (3.26)$$

Đối với động cơ Diesel chọn $\lambda = 1,3$. Do đó khối lượng nhiên liệu Diesel được tính theo công thức sau:

$$m_{diesel} = \rho_{diesel} A_{eff} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{diesel}}} \frac{1}{\lambda} \frac{\dot{m}_a}{n} \frac{2}{CYL} \quad (3.27)$$

3.3 Nghiên cứu thiết kế, chế tạo mạch bộ điều khiển cung cấp khí LPG cho động cơ 3C-TE

Theo sơ đồ nguyên lý (hình 3.11) hệ thống điều khiển cung cấp tỉ lệ giữa Diesel và LPG được dựa vào các tín hiệu cảm biến của động cơ. Hệ thống điều khiển cắt giảm lượng nhiên liệu Diesel theo các tỉ lệ định sẵn, đồng thời hệ thống cũng mở kim phun để cung cấp lượng LPG theo thứ tự công tác cho phù hợp cân bằng năng lượng trong quá trình cháy của động cơ khi đã giảm lượng nhiên liệu giúp cho động cơ đảm bảo công suất, mô men, giảm độ mờ khói và khí thải độc hại với khi sử dụng nhiên liệu Diesel.

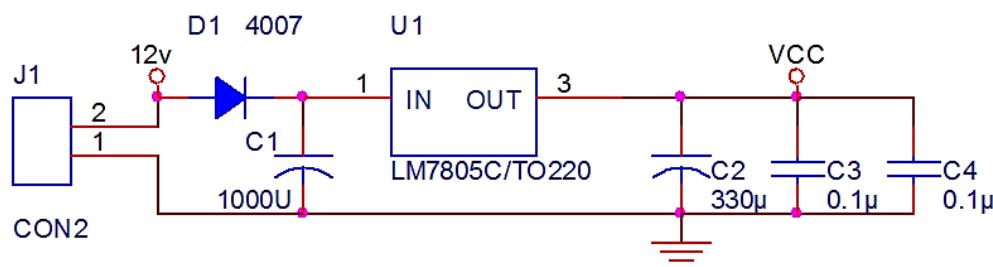
Bộ điều khiển cung cấp nhiên liệu khí LPG được thiết kế, chế tạo để điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp vào động cơ thông qua thời gian mở vòi phun. Bộ điều khiển gồm các khối mạch: Khối nguồn, khối ghi nhận tín hiệu từ cảm biến, khối vi xử lý, khối điều khiển cơ cấu chấp hành và khối kết nối với máy

tính. Khối tín hiệu từ các cảm biến cho phép tính toán được lượng nhiên liệu LPG theo các chế độ làm việc của động cơ [2, 41].

Các tín hiệu từ cảm biến tốc độ, cảm biến nhiệt độ, cảm biến lưu lượng, cảm biến chân ga, cảm biến áp suất ... được đưa về bộ điều khiển cung cấp LPG. Bộ vi xử lý sau khi tính toán lượng nhiên liệu cần cấp vào sẽ đưa ra tín hiệu xung để mở vòi phun LPG. Trong quá trình nghiên cứu, việc thay đổi lượng nhiên liệu LPG để tìm ra tỷ lệ tối ưu giữa LPG và Diesel được thực hiện thông qua khối kết nối giữa máy tính và bộ điều khiển phun LPG.

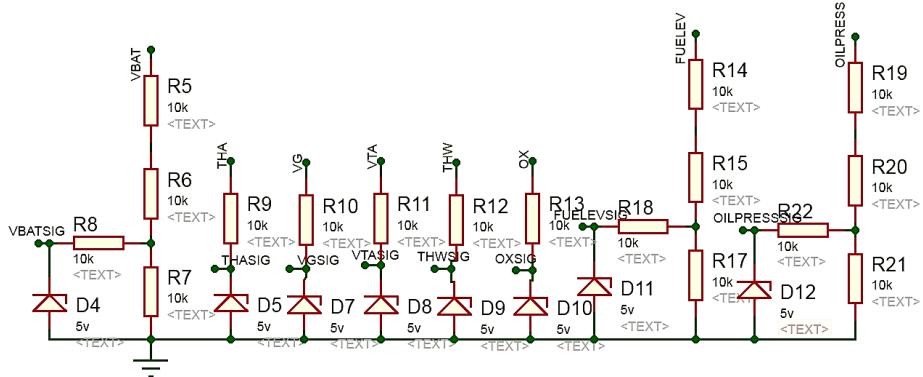
Chương trình điều khiển trong bộ vi xử lý được viết bằng ngôn ngữ lập trình LabVIEW. Ngoài ra, để hiển thị các thông số của các cảm biến và điều chỉnh lượng nhiên liệu phun, thay đổi thời điểm phun, bật tắt các công tắc... trong quá trình thí nghiệm thì bộ điều khiển phun LPG phải được điều khiển từ máy tính. Giao diện xây dựng trên phần mềm được lập trình với ngôn ngữ LabVIEW [7] cho phép người thực hiện thay đổi được các thông số điều khiển theo mục đích của nghiên cứu. Các cơ cấu về mạch của bộ điều khiển cung cấp nhiên liệu khí hóa lỏng LPG bao gồm [17]:

- Mạch cung cấp nguồn điện 5V



Hình 3.12: Sơ đồ nguyên lý mạch nguồn ổn áp 5V

Khối cung cấp nguồn điện cho bộ điều khiển LPG gồm có diode an toàn, các tụ lọc nguồn, IC ổn áp LM7805, đèn LED báo nguồn 5V. Điện áp nguồn 12V được lấy từ ắc qui thông qua công tắc điện và cầu chì chính của mạch, khi bật khóa điện thì nguồn 12V cấp cho mạch nguồn của bộ điều khiển.

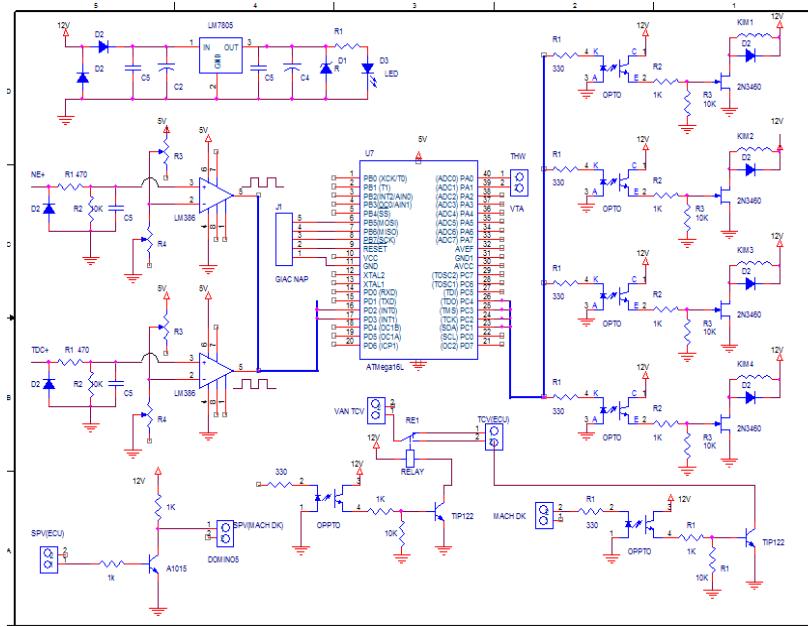


Hình 3.13: Sơ đồ mạch nguyên lý thu thập các tín hiệu cảm biến động cơ

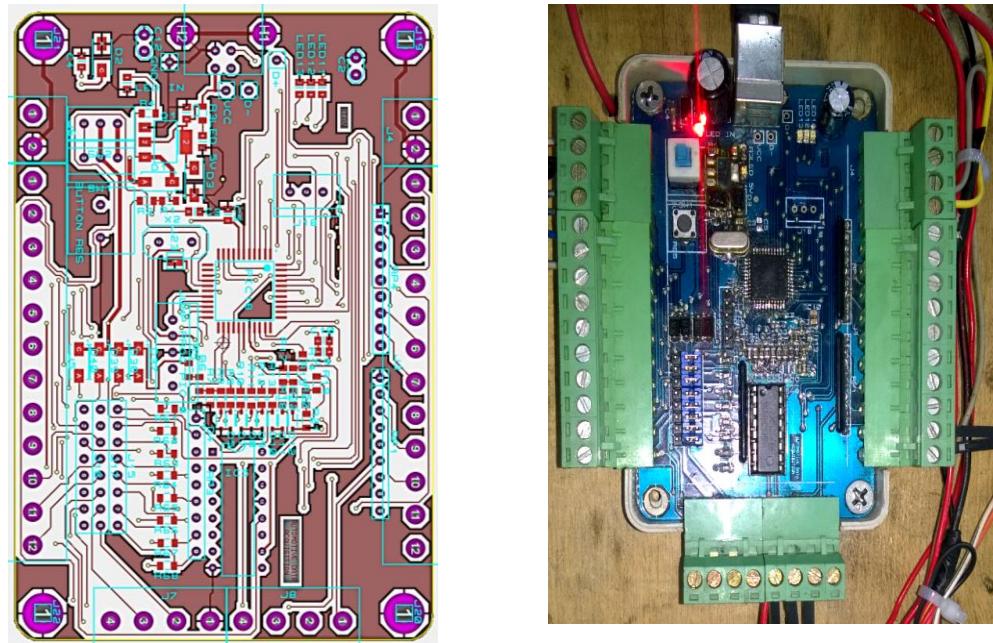
Điốt được lắp vào mạch nguồn có tác dụng chống dòng ngược trong quá trình lắp ráp hoặc sử dụng, do đó tránh được dòng ngược đi vào các linh kiện trong mạch làm hỏng các linh kiện. Do các thành phần, các thành phần linh kiện trong bộ điều khiển sử dụng điện áp 5V nên điện áp 12V được qua IC ổn áp LM7805 cho ra điện áp 5V (4,98V). Các tụ điện được sử dụng để san phẳng những dao động điện áp nhỏ (nếu có).

Trong sơ đồ nguyên lý mạch điều khiển *hình 3.14*, mạch cấp nguồn chuyển điện áp 12V của ắc quy thành 5V cấp vào chân nguồn của vi điều khiển. Mạch chuyển xung lấy tín hiệu xung sin từ Ne+ và TDC+ và chuyển thành xung vuông sau đó đưa vào hai chân ngắt ngoài của vi điều khiển là INT0 (PD2) và INT1 (PD3). Tín hiệu điện áp từ bàn đạp ga được đưa vào chân ADC1 (PA1) của vi điều khiển. Vi điều khiển dùng 4 chân của PORTC từ PC1 – PC4 để điều khiển các kim phun LPG.

Bộ điều khiển công suất cho các kim phun LPG gồm có mạch nguồn, bộ phận nhận tín hiệu từ các cảm biến, mạch công suất điều khiển cơ cấu chấp hành và mạch kết nối với máy tính để thu thập và hiệu chỉnh các thông số của hệ thống. Ưu điểm của hệ thống điều khiển này cho phép kết nối máy tính thu thập các dữ liệu hoạt động của hệ thống điều khiển để giúp đánh giá quá trình cung cấp nhiên liệu kép cho động cơ (LPG – Diesel).

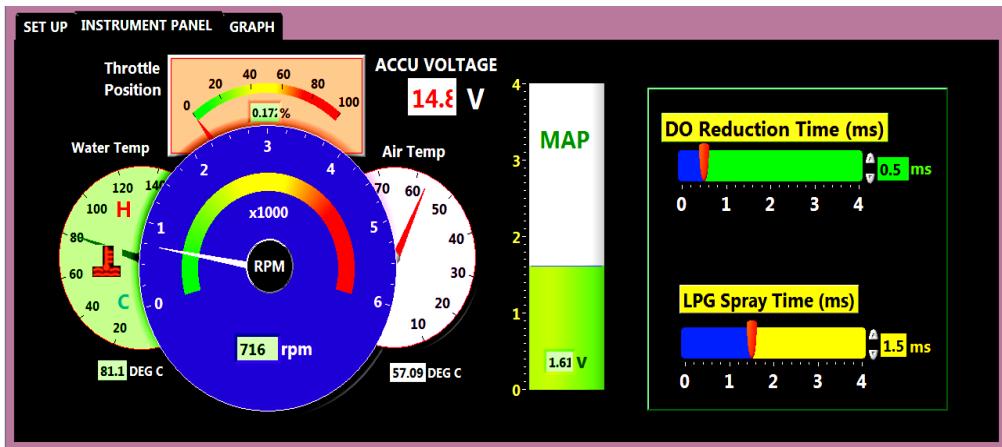


Hình 3.14: Sơ đồ nguyên lý mạch điều khiển hệ thống cung cấp LPG



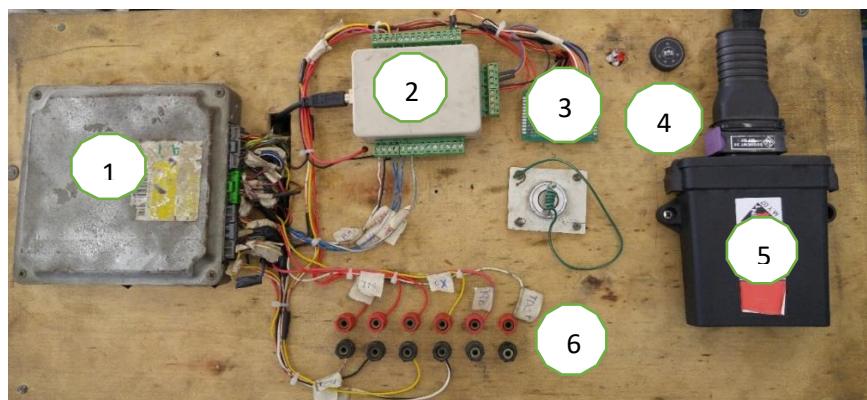
Hình 3.15: Sơ đồ mạch in và mạch điều khiển hệ thống cung cấp LPG

Mạch điều khiển hệ thống cung cấp LPG cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) được lập trình bằng ngôn ngữ LabVIEW [7], [95], kết nối và điều khiển từ máy tính thông qua cổng USB 2.0. (Phụ lục 4.2 – Chương trình LabVIEW)



Hình 3.16: Giao diện phần mềm điều khiển tỉ lệ nhiên liệu LPG - Diesel

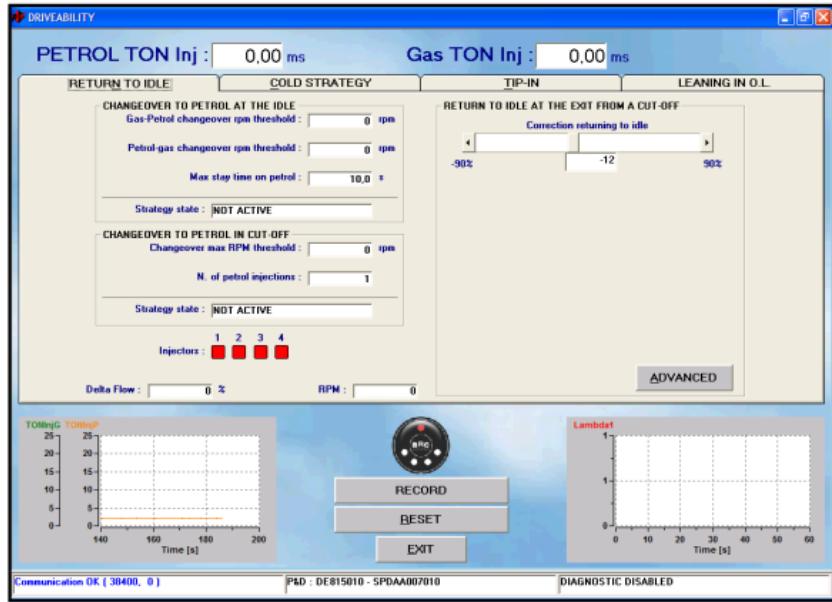
Sau khi hoàn chỉnh mạch điều khiển cung cấp LPG, để bố trí thành một hệ thống điều khiển cần phải kết nối với bộ điều khiển của hệ thống nhiên liệu Diesel và mạch công suất điều khiển hệ thống LPG như sau:



Hình 3.17: Bộ điều khiển hệ thống nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

1- ECU điều khiển EDC – Diesel; 2 – Bộ xử lý điều khiển tỷ lệ (LPG – Diesel); 3 – Mạch tạo tín hiệu điều khiển các kim phun LPG; 4 – Công tắc hệ thống cung cấp LPG 5 – Mạch điều khiển hệ thống LPG; 6 – Các giắc nối thu thập số liệu

Nguyên lý hoạt động cơ bản của hệ thống, khi bật công tắc sang chế độ chạy bằng nhiên liệu kép, hệ thống sẽ được kích hoạt khi ECU nhận được tín hiệu thời gian phun nhiên liệu của động cơ, tín hiệu nhiệt độ nước làm mát, tín hiệu nhiệt độ LPG và áp suất của LPG đạt yêu cầu. Trên cơ sở tính toán lượng nhiên liệu Diesel giảm, ECU LPG đưa tín hiệu thời gian đến điều khiển kim phun LPG nhằm cân bằng công suất động cơ.



Hình 3.18: Phần mềm thu thập dữ liệu điều khiển hệ thống nhiên liệu LPG

Ứng dụng phần mềm BRC SEQUENT 24 [94] là cho phép kết nối giữa máy tính và bộ điều khiển các kim phun LPG. Nó có thể hiển thị và thu thập các thông số hiện hành của hệ thống điều khiển cung cấp LPG lên màn hình máy tính như là: tốc độ động cơ, nhiệt độ, áp suất LPG... các chế độ hoạt động của động cơ, đo và kiểm tra thực tế của bộ điều khiển thời gian phun LPG.

3.4 Kết luận chương 3

- Đã nghiên cứu, nắm rõ nguyên lý điều khiển của động cơ phun nhiên liệu Diesel bằng điện tử VE – EDC. Từ nguyên lý điều khiển đó thiết kế chế tạo hệ thống điều khiển cắt giảm lượng nhiên liệu Diesel cung cấp khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép, đồng thời hoàn toàn điều chỉnh góc phun sớm của động cơ để xác định góc phun sớm tốt nhất khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Nghiên cứu và chế tạo thành công mạch điều khiển tỷ lệ cung cấp (LPG – Diesel) hoạt động với độ tin cậy, kết nối điều khiển với máy tính trong việc thu thập các số liệu và điều khiển của hệ thống cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel). Đây là cơ sở quan trọng cho việc thực hiện các nghiên cứu sâu về sử dụng nhiên liệu LPG - Diesel cho động cơ nghiên cứu.
- Đã ứng dụng thành công sử dụng kim phun LPG điều khiển điện tử trong việc chuyển đổi động cơ sang sử dụng nhiên liệu kép LPG – Diesel, đồng thời sử

dụng các tính năng ổn định của các cảm biến, các thông số kim phun LPG và mạch điều khiển công suất cho các kim phun và phần mềm BRC SEQUENT 24 thu thập tất cả thông số của hệ thống trong quá trình thực nghiệm để đánh giá về động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

- Để ứng dụng nhiên liệu LPG trên động cơ Diesel một cách hiệu quả, đảm bảo cải thiện các vấn đề tồn tại đặt ra trong các nghiên cứu trước đây, thì vấn đề nghiên cứu, thiết kế, chế tạo và lắp đặt hệ thống cung cấp nhiên liệu LPG phù hợp cho động cơ là cần thiết.
- Trong chương này, tác giả đã thiết kế và chế tạo được bộ điều khiển cung cấp LPG cho động cơ thực nghiệm 3C- TE có khả năng điều chỉnh lượng cung cấp LPG phù hợp với các chế độ làm việc của động cơ theo yêu cầu đặt ra, đảm bảo cho động cơ hoạt động ổn định ở tất cả các chế độ thử nghiệm.

CHƯƠNG 4: THỰC NGHIỆM VÀ ĐÁNH GIÁ

4.1 Mục đích, đối tượng và trang thiết bị thực nghiệm

4.1.1 Mục đích và đối tượng thực nghiệm

- **Mục đích thực nghiệm**

Quá trình thử nghiệm trên động cơ Diesel với hệ thống điều khiển nhiên liệu bằng điện tử sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trên băng thử nhằm các mục đích sau:

- Xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ sử dụng nhiên liệu Diesel
- Đánh giá hoạt động của hệ thống điều khiển hệ thống nhiên liệu kép LPG – Diesel khi kết hợp hệ thống điều khiển điện tử nhiên liệu Diesel và hệ thống cung cấp tỷ lệ LPG.
- Đánh giá tính năng kinh tế, đặc tính kỹ thuật và quá trình phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép LPG-Diesel với tỷ lệ LPG thay thế lớn nhất.
- Đánh giá ảnh hưởng các thông số ảnh hưởng đến các chế độ hoạt động của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).
- Kiểm tra và đánh giá các thành phần khí thải của động cơ khi sử dụng hoàn toàn Diesel và khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

Ngoài ra còn đánh giá một số tính năng mà nghiên cứu mô phỏng chưa chỉ ra được như giới hạn kích nổ và sự rung động khi tăng tỷ lệ LPG thay thế.

- **Đối tượng thực nghiệm:**

Đối tượng nghiên cứu là động cơ Diesel TOYOTA 3C-TE với hệ thống cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel) điều khiển bằng điện tử. Các thông số cơ bản của các động cơ này được trình bày ở *Bảng 2.3*.

4.1.2 Điều kiện thực nghiệm

- **Yêu cầu về thiết bị thực nghiệm**

Để đảm bảo động cơ hoạt động tốt và ổn định trong suốt quá trình thực nghiệm, phải tiến hành kiểm tra bảo dưỡng tất cả các bộ phận của động cơ như: Hệ thống điều khiển nhiên liệu bằng điện tử, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát...

Băng thử cũng được kiểm tra và tiến hành hiệu chuẩn (Calibration) các thiết

bị trước khi thí nghiệm nhằm đảm bảo kết quả đo chính xác. Mỗi máy phân tích được hiệu chuẩn thường xuyên tùy theo mức độ cần thiết để thỏa mãn yêu cầu về độ chính xác của phương pháp thử.

Các thiết bị phân tích khí thải đòi hỏi độ chính xác rất cao, vì vậy cần phải được hiệu chuẩn thường xuyên bằng khí hiệu chuẩn (Calibration Gas) chứa trong các chai khí hiệu chuẩn. Khí hiệu chuẩn có nhiều loại khác nhau với độ chính xác rất cao và được nhập từ nước ngoài, thời hạn sử dụng cho phép tùy thuộc nhà sản xuất.

- **Trang thiết bị thực nghiệm**

Các nội dung thử nghiệm của luận án được tiến hành trên băng thử nghiệm động cơ tại phòng thí nghiệm động cơ – Khoa Cơ khí Động lực – Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh. Phòng thử động cơ này được hãng AVL (Áo) cung cấp năm 2014 với các thiết bị đồng bộ, có độ chính xác cao, được các tổ chức giám định công nhận kết quả. Phòng thí nghiệm này có thể đáp ứng được các nội dung cần nghiên cứu trong khuôn khổ luận án. Sơ đồ Phòng thí nghiệm động cơ được trình bày ở *hình 4.1*.

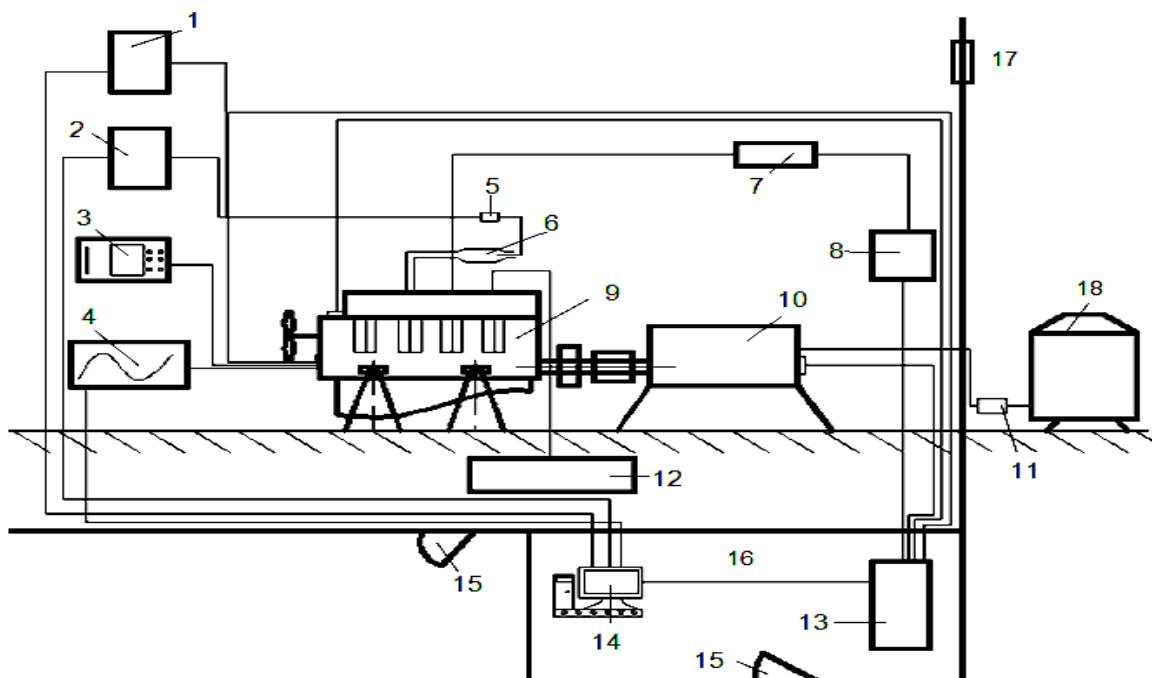


Hình 4.1: Phòng thí nghiệm Động cơ – Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TPHCM

Trang thiết bị sử dụng trong quá trình thực nghiệm gồm có: Băng thử công suất AVL DynoPerform với hệ thống điều khiển, thu thập dữ liệu và giám sát băng

thử PUMA, hệ thống thiết bị đo diễn biến áp suất trong xilanh INDICATING, thiết bị điều khiển bướm ga, các cảm biến đo tốc độ của động cơ, tốc độ của băng thử công suất.

Ngoài ra các thiết bị kiểm tra khí xả MGT 5 của hãng MAHA (Đức), thiết bị đo độ mờ khói BEA 640 (BOSCH) [38], thiết bị đo suất tiêu hao nhiên liệu HIOKI 8420 (Nhật) [38] và thiết bị đo và thu thập dữ liệu động cơ Pico Automotive technology.



Hình 4.2: Sơ đồ bố trí thiết bị thí nghiệm động cơ

1. Thiết bị đo độ mờ khói;
2. Thiết bị phân tích khí xả;
3. Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu;
4. Thiết bị đo xung;
5. Đầu đo khí thải;
6. Ống xả;
7. Thiết bị điều khiển bướm ga;
8. Tủ điện cung cấp cho hệ thống điều khiển;
9. Động cơ 3C-TE;
10. Băng thử công suất AVL;
11. Bơm nước;
12. Hệ thống điều khiển động cơ;
13. Hệ thống điều khiển thiết bị trung tâm;
14. Máy tính thu thập dữ liệu;
15. Cửa phòng điều khiển;
16. Phòng điều khiển;
17. Quạt thông gió;
18. Bộ phận làm mát .

• **Băng thử công suất AVL Dynoform**

Băng thử công suất AVL DynoPerform là cụm quan trọng nhất của hệ thống băng thử, là cụm phanh điện, trong đó từ trường tương hỗ giữa rotor và stator tạo ra mô men cản cần băng với mô men dẫn động từ động cơ (trục rotor được nối với trục

khuỷu động cơ). Cường độ từ trường tương hỗ giữa rotor và stator được điều chỉnh để thay đổi mô men cản trên trục dẫn động từ động cơ. Có thể thay đổi mô men cản một cách dễ dàng thích hợp cho việc điều khiển tự động ở các chế độ thử của động cơ. Tốc độ quay của băng thử được xác định bằng cảm biến tốc độ kiểu đĩa quang và hệ thống điều khiển và giám sát băng thử, thiết bị đo diễn biến áp suất trong xilanh INDICATING và các phần mềm hiển thị, thu thập, xử lý số liệu tự động kết quả thử nghiệm như: PUMA, AVL IndiCom, AVL Concerto, giúp cho quá trình điều khiển và bảo đảm kết quả thử nghiệm chính xác. Băng thử có thể thử nghiệm động cơ có mô men lớn nhất là 950 Nm, công suất lớn nhất là 160 kW và tốc độ của băng thay đổi có thể đạt tới 10.000 vòng/phút.

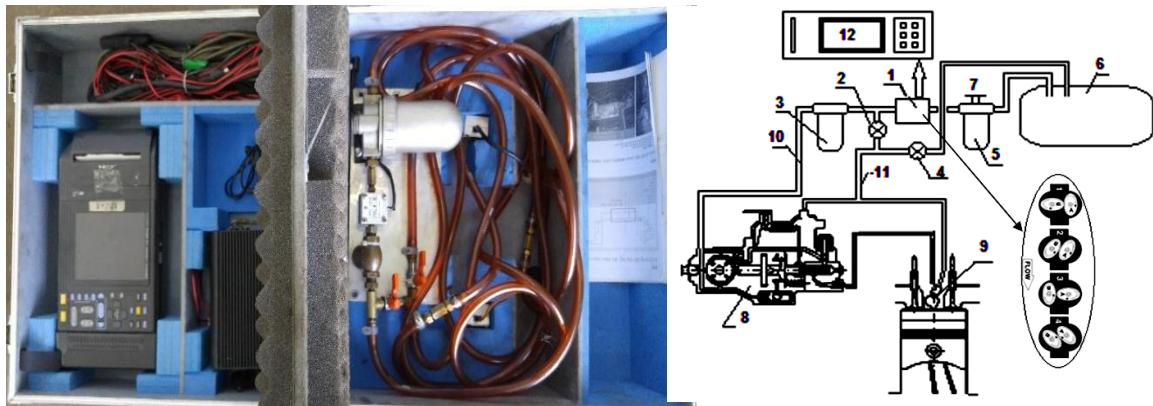
Cảm biến áp suất đo diễn biến áp suất trong buồng đốt cơ cho phép thu thập và đánh giá các thông số ảnh hưởng của quá trình cháy; Điều kiện nhiệt độ của động cơ (nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn, nhiệt độ nhiên liệu) được điều chỉnh chính xác bởi các cảm biến giám sát, điều chỉnh nhiệt độ. Các tín hiệu về nhiệt độ (nước, dầu, nhiên liệu, khí nạp, khí xả) và áp suất (dầu bôi trơn, nhiên liệu, môi trường) được thu nhận từ các cảm biến gắn trên các đường ống dẫn và đưa về bộ chuyển đổi tín hiệu tương tự sang tín hiệu số và hiển thị trên màn hình máy tính. Việc điều khiển tốc độ của động cơ Diesel thực hiện bởi bộ kéo ga Throttle Actuator THA100. Các chế độ làm việc của động cơ và các dữ liệu đo đặc được điều khiển, thu nhận và xử lý bởi các phần PUMA, AVL IndiCom, AVL Concerto.

- **Thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu**

Lượng nhiên liệu tiêu thụ được xác định bằng thiết bị đo nhiên liệu bằng lưu lượng với sơ đồ nguyên lý làm việc của thiết bị HIOKI 8420 về đo tiêu hao nhiên liệu sử dụng trong thực nghiệm được trình bày theo *hình 4.3* [53]. Thiết bị này đo lượng nhiên liệu tiêu hao theo nguyên lý đo lưu lượng với cảm biến lưu lượng, cảm biến này có thể cho phép thực hiện đo một cách liên tục và có độ chính xác cao.

Khi tiến hành đo tiêu hao nhiên liệu mở van 2, đóng van 4, nhiên liệu được bơm tiếp vận trong bơm cao áp hút và đi qua cảm biến lưu lượng. Cặn bẩn có trong nhiên liệu được giữ lại nhờ lọc thô và lọc tinh. Cảm biến lưu lượng đo được lượng nhiên liệu tiêu hao, lượng nhiên liệu đo được hiển thị trên màn hình giao tiếp của

thiết bị và được tính theo đơn vị ml/s.



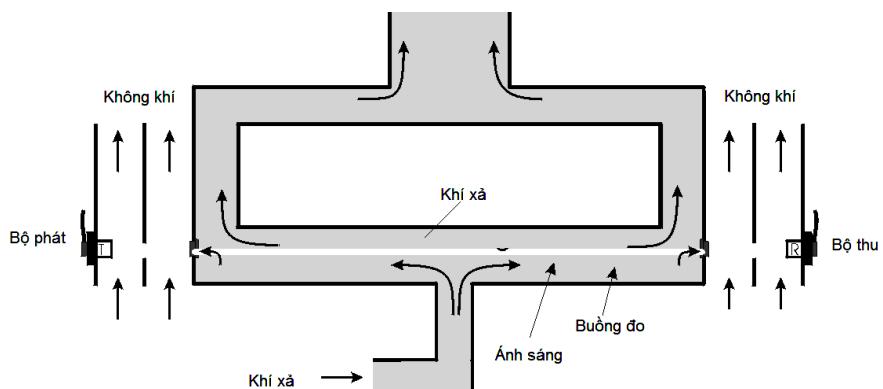
Hình 4.3: Thiết bị và sơ đồ nguyên lý đo tiêu hao nhiên liệu HIOKI 8420

1. Cảm biến lưu lượng; 2. Van số 1; 3. Lọc tinh; 4. Van số 2; 5. Lọc khô; 6. Thùng nhiên liệu; 7. Bơm tay; 8. Bơm cao áp; 9. Vòi phun; 10. Đường dầu tối;
11. Đường dầu hồi; 12. Thiết bị điều khiển & hiển thị kết quả.

• Thiết bị đo độ mờ khói

Khí thải động cơ được lấy mẫu và phân tích hàm lượng các chất thải độc hại (CO, CO₂, NO_x, HC, PM) bằng các thiết bị phân tích khí.

Thiết bị đo độ mờ khói BEA 460 của hãng BOSCH, nó có nhiều ưu điểm, độ chính xác cao, bộ phận phân tích khí xả được kết nối với máy tính bằng bluetooth.



Hình 4.4: Sơ đồ hệ thống đo của thiết bị đo độ mờ khói BOSCH BEA 460

Nguyên lý đo của thiết bị dựa trên hiện tượng ánh sáng bị cản lại khi đi ngang qua môi trường chứa khí thải. Lượng khí thải lấy từ ống xả qua đầu lấy mẫu được đưa vào một buồng đo hình ônぎ. Tại một đầu ánh sáng sinh ra từ bộ phát, đi xuyên qua buồng đo và bị hấp thụ bởi các hạt muội khiến cường độ yếu đi. Lượng ánh sáng

còn lại sẽ phân tích nhờ một tế bào quang điện (bộ thu) tại đầu bên kia để xác định mức giảm của cường độ ánh sáng. Đây cũng chính là giá trị để xác định hàm lượng độ mờ khói có trong khí xả.

Ta có hệ số hấp thụ ánh sáng của khí thải, k (m^{-1}) là khả năng hấp thụ ánh sáng của một đơn vị chiều dài môi trường khói mà ánh sáng đi qua và được tính theo công thức sau:

$$k = \frac{-1}{L_A} x \ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)$$

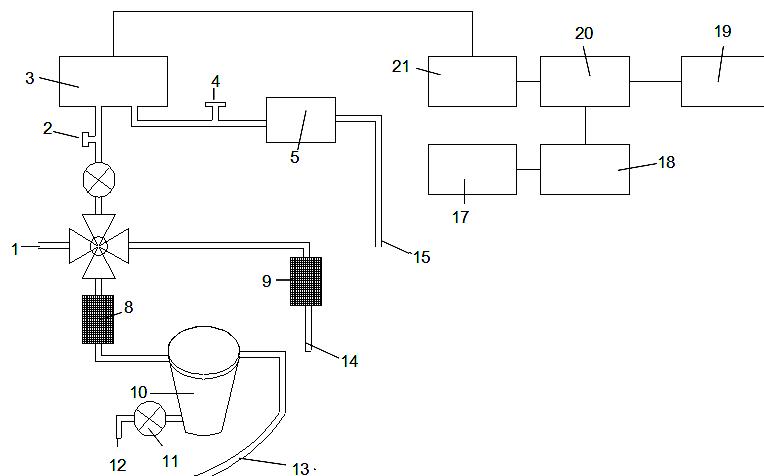
N : Độ mờ khói (% HSU);

L_A : Chiều dài ống đo tiêu chuẩn ($L_A=0,43m$);

k : Hệ số hấp thụ cần đo có đơn vị là (m^{-1});

Dựa trên công thức này và các giá trị đo được thiết bị có thể tính được hệ số hấp thụ k (m^{-1}).

- **Thiết bị phân tích khí thải MGT 5**



Hình 4.5: Sơ đồ nguyên lý xác định nồng độ khí thải của thiết bị MGT 5 [38]

1. Đường lấy ga chuẩn;
2. Cảm biến độ chênh lệch áp suất;
3. Buồng đo phân tích khí CO, CO₂, HC, NOx;
4. Cảm biến áp suất khí quyển;
5. Bộ phân tích O₂;
6. Bom khí;
7. Van đóng mở điện;
8. Bộ lọc khí;
9. Bộ lọc than hoạt tính;
10. Bộ tách nước;
11. Bom nước;
12. Đường nước ra;
13. Đường lấy mẫu;
14. Đường lấy khí sạch;
15. Đường khí ra;
16. Hệ thống dẫn khí;
17. Chi tiết làm kín;
18. Phần tùy chỉnh;
19. Giao diện điều khiển;
20. Bộ phận hiển thị;
21. Bộ ch/dổi tín hiệu.

MGT 5 là thiết bị phân tích khí xả của hãng MAHA sản xuất. Ưu điểm của thiết bị này là thiết kế nhỏ gọn nhưng tích hợp nhiều chức năng như phân tích khí xả động cơ xăng, động cơ khí ga hóa lỏng hay khí ga tự nhiên. Thiết bị có thể sử dụng di động hoặc sử dụng ở các trạm đăng kiểm với khả năng nối mạng (Eurosystem, ASA, citric...) và giao diện phần mềm đơn giản dễ sử dụng.

Nguyên lý đo của thiết bị dựa trên hiện tượng hấp thụ tia hồng ngoại của các thành phần khí có trong khí xả. Khi chiếu tia hồng ngoại đi qua các khí như là CO, CO₂, HC, NO_x ta sẽ nhận được thành phần quang phổ thể hiện thành phần các khí này.

Mẫu khí xả cần kiểm tra được lấy từ ống xả ô tô thông qua đầu lấy mẫu. Khí xả sẽ được tách hơi nước và đưa vào buồng đo. Buồng đo là một ống tròn dài, hai đầu được lắp bộ phát và bộ thu tia hồng ngoại. Phụ thuộc vào khả năng hấp thụ tia hồng ngoại của từng khí, khi đi qua buồng đo các tia này sẽ thay đổi về bước sóng thể hiện qua quang phổ nhận được ở đầu thu. Thông qua quang phổ thiết bị tính toán sẽ phân tích được tỷ lệ các chất có trong lượng khí xả và hiển thị lên màn hình.

- ***Yêu cầu về nhiên liệu***

Trong quá trình thử nghiệm, chất lượng nhiên liệu có ảnh hưởng rất lớn đến kết quả thí nghiệm. Để đảm bảo độ chính xác của thí nghiệm, nhiên liệu dùng trong quá trình thử nghiệm phải được kiểm định đánh giá các thành phần hóa học.

Nhiên liệu LPG được mua tại đại lý phân phối của Petroleum Gas, thành phần của nhiên liệu LPG có tỷ lệ về thể tích của propan/butan là 50/50.

Nhiên liệu Diesel sử dụng trong các thí nghiệm được cung cấp bởi các đại lý của Petrolimex. Thành phần của nhiên liệu Diesel dùng có hàm lượng lưu huỳnh <500ppm.

4.2 Các quy trình thực nghiệm

4.2.1 Thực nghiệm đặc tính kỹ thuật động cơ Diesel 3C – TE.

Để có cơ sở so sánh với động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) trước tiên cần phải xây dựng đặc tính của động cơ thực nghiệm là động cơ TOYOTA 3C - TE đã qua sử dụng nên để có thể so sánh và đánh giá đúng các đặc tính kỹ thuật của động cơ khi dùng nhiên liệu kép LPG - Diesel với động cơ dùng nhiên liệu

Diesel ta cần xác định các đặc tính hiện tại của động cơ. Việc xác định các đặc tính của động cơ Diesel sử dụng nhiên liệu Diesel được thực hiện theo quy trình sau:

- **Xác định đặc tính Mô men (Me) và công suất (Ne)**

Cho động cơ chạy trên băng thử đạt được nhiệt độ ổn định, trên băng điều khiển PUMA ta chọn chế độ thử tốc độ động cơ theo góc mở bướm ga; Điều chỉnh bướm ga mở 100% (tương ứng điều khiển cung cấp nhiên liệu cho động cơ cực đại), sau đó tiến hành thay đổi mô men cản (dòng kích thích với phanh điện) bằng cách giữ tốc độ động cơ hoạt động ổn định ở các số vòng quay như sau: 1000, 1400, 1800,..., 4200 (v/ph (bước chuyển 400 v/ph)), quy trình đo thực hiện cho đến khi động cơ đạt được tốc độ thiết kế; Thông qua băng thử AVL DynoPerform với phần mềm thu thập số liệu AVL-InDICOM để tính toán thu thập các giá trị Mô men và Công suất tại các chế độ thực nghiệm của động cơ. Ngoài ra còn sử dụng cảm biến áp suất buồng cháy để thu thập và đánh giá các thông số liên quan.

- **Xác định suất tiêu hao nhiên liệu (g_e)**

Việc đo suất tiêu hao nhiên liệu động cơ được thực hiện bằng máy đo HIOKI 8420 của Nhật Bản [53]. Thiết bị này xác định được lượng nhiên liệu tiêu thụ được nhờ cảm biến lưu lượng lắp trên đường ống dầu đi của hệ thống nhiên liệu, lưu lượng nhiên liệu tiêu thụ báo về bộ phận xử lý hiển thị trên màn hình LCD. Để xây dựng đường đặc tính suất tiêu hao nhiên liệu ta tiến hành như sau:

- Lắp đặt thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu vào hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ Diesel theo sơ đồ nguyên lý (hình 4.3), kết nối dây tín hiệu của cảm biến lưu lượng nhiên liệu và nguồn vào thiết bị hiển thị;

- Khởi động và cho động cơ hoạt động ổn định để đạt các điều kiện thực nghiệm, nhằm đảm bảo cho hệ thống điều khiển nhiên liệu hoạt động ở chế độ ổn định và xả hết gió trong hệ thống nhiên liệu hồi về thùng; Điều chỉnh 2 van dầu trên thiết bị đo (mở van 1, đóng van 2);

- Chọn chế độ thực nghiệm như chế độ xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ; Khi đo nhấn nút Start/Mark trên thiết bị HIOKI 8420 để thực hiện quá trình đo lượng nhiên liệu tiêu hao theo các chế độ với thời gian đo mỗi lần là 60

giây. Cảm biến lưu lượng báo về thiết bị xử lý và hiển thị lưu lượng đo thực tế và thời gian đo được tính theo đơn vị ml/s; Kết thúc đo nhấn nút Stop và in kết quả.

Sau khi đo được các kết quả ứng với các chế độ khác nhau ta xác định suất tiêu hao nhiên liệu bởi công thức sau:

$$g_e = \frac{v_f \cdot \rho_f \cdot 3600}{t \cdot P_e} (g / kW.h)$$

Trong đó: g_e : Tiêu hao nhiên liệu ($g/kW.h$); v_f : Thể tích tiêu hao nhiên liệu (ml); ρ_f : Khối lượng riêng của nhiên liệu (g/ml); t : Thời gian để động cơ tiêu thụ hết thể tích v_f nhiên liệu (s); P_e : Công suất của động cơ (kW);

4.2.2 Thực nghiệm hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

Động cơ thực nghiệm 3C-TE với đặc điểm hệ thống điều khiển nhiên liệu dùng bơm cao áp điện tử VE - EDC nên không thể xác định được thời gian bắt đầu phun, lưu lượng nhiên liệu phun phụ thuộc vào nhiều thông số khác nhau như: tốc độ động cơ, áp suất trong bơm, thời điểm phun sớm... Vì vậy, việc xác định lượng nhiên liệu Diesel khi thay thế nhiên liệu LPG gặp rất nhiều khó khăn. Do đó để xác định được lượng nhiên liệu Diesel cắt giảm cũng như nhiên liệu LPG thay thế ta tiến hành thực nghiệm như sau:

- Xác định lưu lượng cung cấp nhiên liệu Diesel cho động cơ 3C - TE



Hình 4.6: Thiết bị thực nghiệm xác định lưu lượng nhiên liệu phun của hệ thống bơm VE điều khiển bằng điện tử

Thực nghiệm xác định lưu lượng nhiên liệu Diesel cung cấp của bơm VE điều khiển bằng điện tử được thực hiện trên băng thử bơm cao áp kết hợp với thiết bị

kiểm tra Denso EDC cho bơmVE điều khiển bằng điện tử như *hình 4.6*:

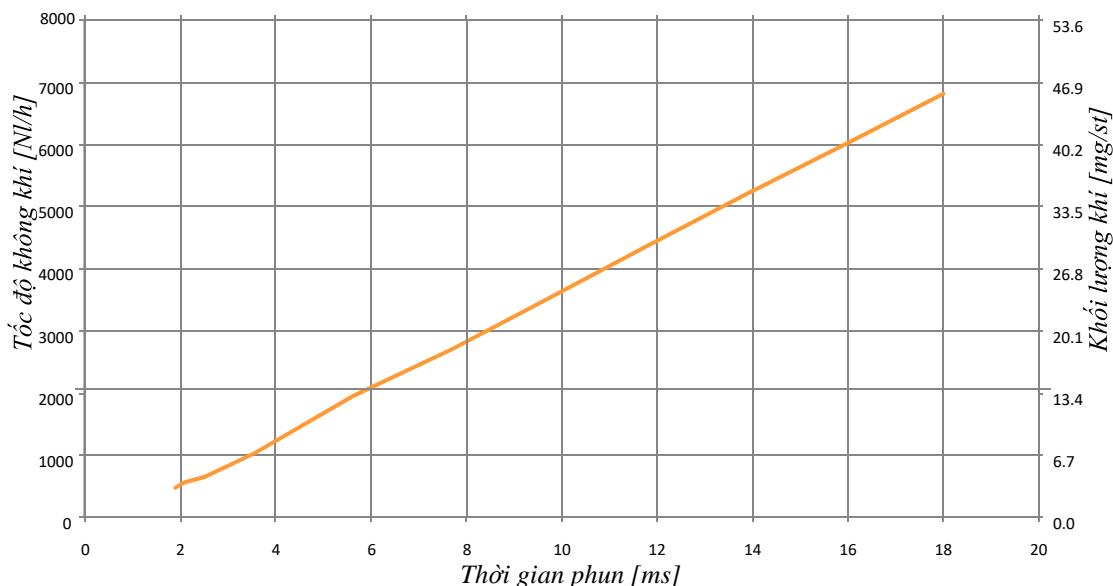
Quy trình tiến hành thử nghiệm đo lưu lượng phun của bơm cao áp VE – ECD theo tài liệu hướng dẫn của hãng Denso [47] ta có được kết quả lưu lượng nhiên liệu cung cấp cho các xi lanh của động cơ 3C – TE theo *bảng 4.1* sau đây:

Bảng 4.1: Kết quả thử nghiệm lưu lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ 3C- TE

Tốc độ của bơm phân phối VE	Thiết lập bộ điều khiển	Lưu Lượng nhiên liệu cho mỗi xilanh (cc/200st)	Sai số cho phép giữa các xilanh (cc/200st)
100	A88	19	1,2
350	96C	3,5	0,5
500	9C8	11,4	0,5
900	955	11	-
1000	9E5	20,5	0,5
1800	8CC	11,6	0,5
2300	777	7,3	-

- Xác định đặc tính của kim phun LPG:**

Căn cứ theo tài liệu kỹ thuật về kim phun của hãng BRC [94] ta có các đặc tính của kim phun LPG được thể hiện theo *hình 4.9*:

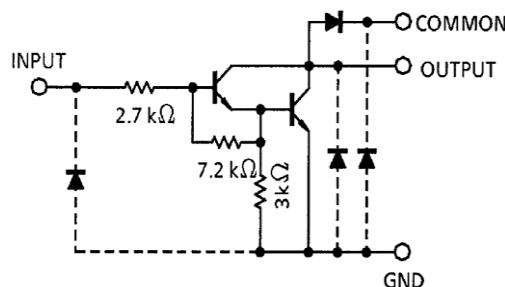


Hình 4.7: Đặc tính của kim phun cung cấp LPG sử dụng trên động cơ 3C - TE

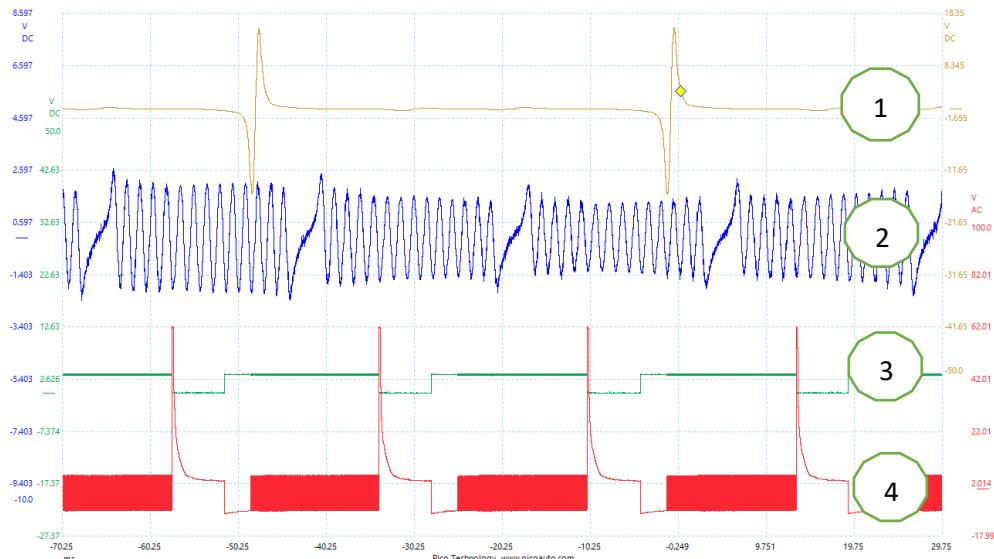
Đồ thị *hình 4.7* cho thấy đặc tính của kim phun LPG hoạt động ổn định khi thời gian phun điều khiển phun $T_{phun} \geq 2ms$.

- **Thực nghiệm quá trình điều khiển cắt giảm nhiên liệu Diesel và quá trình điều khiển kim phun LPG cung cấp nhiên liệu thay thế cho động cơ**

Lưu lượng nhiên liệu Diesel phun vào xi lanh được kiểm soát bởi van định lượng (SPV) ở bơm cao áp điều khiển bằng điện tử. Dựa vào tín hiệu xung điều khiển của van SPV (*theo hình 3.4*) ta khó có thể xác định được thời điểm bắt đầu phun, chỉ xác định được thời điểm kết thúc phun. Do đó để giảm lượng nhiên liệu Diesel ta tiến hành điều khiển thời điểm kết thúc phun bằng cách sử dụng IC ULN2803, transistor NPN ghép theo kiểu Darlington như ở *hình 4.8* để điều khiển van SPV.



Hình 4.8: Mạch điều khiển giảm thời gian phun nhiên liệu Diesel

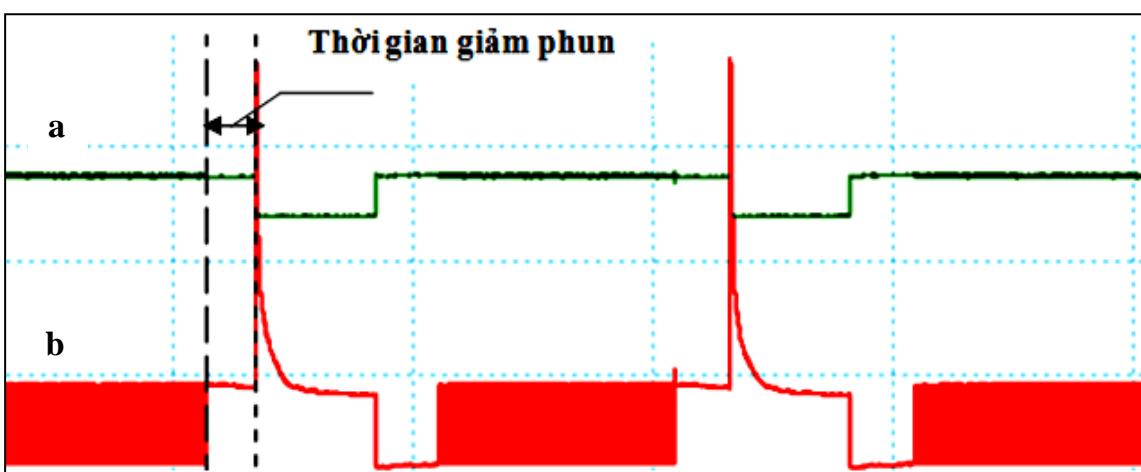


Hình 4.9: Xung tín hiệu điều khiển van SPV khi sử dụng 100% Diesel

1. Tín hiệu cảm biến TDC;
2. Tín hiệu cảm biến tốc độ động cơ;
3. Tín hiệu đầu vào bộ đ/ khiển tỷ lệ LPG – Diesel;
4. Tín hiệu đ/ khiển van SPV

Theo *hình 4.9* quá trình thực nghiệm mạch điều khiển cắt nhiên liệu Diesel được tiến hành thực tế trên động cơ thực nghiệm với thiết bị đo xung 4 kênh của hãng PicoScope. Thông qua thiết bị đo xung PicoScope giúp thu thập được kết quả là các xung điều khiển van SPV và xung tín hiệu đầu vào bộ điều khiển tỷ lệ (LPG – Diesel) khi động cơ sử dụng 100% nhiên liệu Diesel.

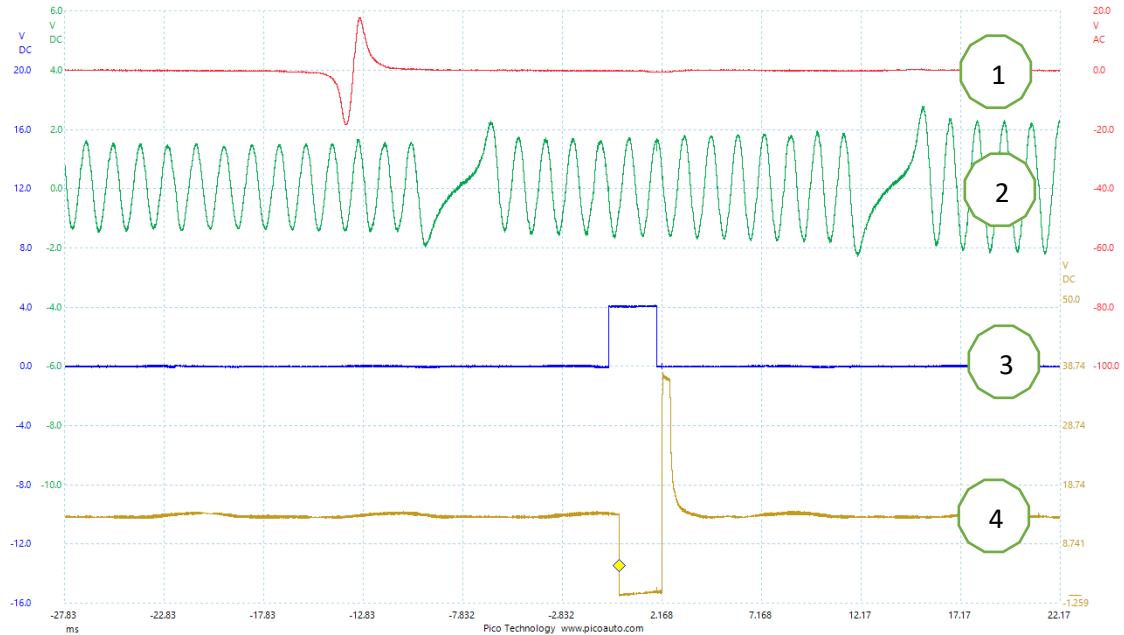
Sử dụng phần mềm lập trình LabVIEW để điều khiển tỷ lệ thay thế của 2 loại nhiên liệu LPG và Diesel khi động cơ đang hoạt động. Đồng thời với các thiết bị đo thu thập số liệu dạng xung của hãng PicoScope sẽ cho thấy được thời gian điều khiển giảm lượng phun nhiên liệu Diesel như *hình 4.10*



Hình 4.10: Điều khiển thời gian giảm nhiên liệu Diesel bằng cách ngắt sớm thời điểm hoạt động của van SPV

(a) Xung tín hiệu điều khiển van SPV đầu vào; (b) Xung tín hiệu điều khiển đầu ra van SPV khi điều khiển cắt giảm nhiên liệu Diesel

Đồng thời với việc cắt giảm nhiên liệu Diesel cung cấp cho động cơ thì để đảm bảo về mặt cân bằng năng lượng của quá trình cháy, thì hệ thống điều khiển tính toán lưu lượng LPG thay thế tương ứng thông qua thời gian nắc kim phun LPG để đảm bảo các đặc tính mô men và công suất của động cơ. Vì vậy, tín hiệu của bộ điều khiển kim phun nhiên liệu LPG thay thế được thể hiện thông qua thiết bị đo thu thập số liệu dạng xung của hãng PicoScope *hình 4.11* như sau:



Hình 4.11: Xung tín hiệu điều khiển van SPV khi chạy 100% Diesel

1. Tín hiệu cảm biến TDC; 2. Tín hiệu cảm biến tốc độ động cơ; 3. Tín hiệu đầu ra bộ điều khiển tỷ lệ (LPG – Diesel); 4. Tín hiệu điều khiển kim phun LPG

Bề rộng của xung tín hiệu (số 4) điều khiển kim phun LPG sẽ thay đổi theo xung tín hiệu (số 3) đầu ra của bộ điều khiển tỷ lệ (LPG – Diesel). Việc thay đổi thời gian điều khiển kim phun LPG để tăng hoặc giảm lượng LPG cung cấp cho động cơ khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

- **Thực nghiệm xác định thời gian điều khiển kim phun LPG để cung cấp theo các tỷ lệ thay thế nhiên liệu LPG cho nhiên liệu Diesel**

Động cơ 3C – TE sử dụng hệ thống nhiên liệu dùng bơm cao áp điện tử VE – EDC căn cứ vào thực nghiệm hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép LPG – Diesel ở mục trên. Quy trình tiến hành thực nghiệm để xác định được lượng nhiên liệu Diesel cắt giảm cũng như nhiên liệu LPG thay thế thực hiện như:

Khởi động cho động cơ làm việc đạt nhiệt độ ổn định với nhiên liệu Diesel; Chọn chế độ thử nghiệm theo đặc tính ngoài với bướm ga mở hoàn toàn; thiết lập chế độ tạo mô men cản lớn nhất tại tốc độ động cơ 2600 (v/ph). Sử dụng thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu (*hình 4.3*), tiến hành đo lưu lượng nhiên liệu động cơ khi chạy hoàn toàn 100% Diesel trong thời gian 60 giây.

Bật công tắc chuyển sang chế độ sử dụng nhiên liệu kép nhiên liệu kép; Tiến

hành điều chỉnh giảm lượng Diesel và tăng LPG thay thế cho động cơ trên bằng phần mềm điều khiển kết nối với máy tính.

Lần lượt điều khiển giảm thời gian phun của van SPV để cung cấp nhiên liệu Diesel cho động cơ, sau đó điều khiển tăng thời gian phun nhiên liệu LPG cung cấp cho động cơ giá trị đo mô men của động cơ không đổi. Thực hiện mỗi chế độ 03 lần đo và kết quả thực nghiệm xác định tỷ lệ thay thế của nhiên liệu LPG – Diesel theo các số liệu của phụ lục 4.1.

4.2.3 Thực nghiệm các đặc tính và thông số ảnh hưởng đến động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

- **Thực nghiệm đặc tính Mô men và Công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)**

Khởi động động cơ và cho động cơ hoạt động đến khi đạt các giá trị thông số yêu cầu thử nghiệm: nhiệt độ nước làm mát 80°C , nhiệt độ bộ hóa hơi LPG $> 30^{\circ}\text{C}$. Chọn chế độ thử nghiệm tương ứng đặc tính ngoài của động cơ với bướm ga mở hoàn toàn (tải lớn nhất), quan sát giá trị mômen trên màn hình điều khiển AVL. Khởi động thiết bị đo suất tiêu hao nhiên liệu HIOKI 8420 theo đúng quy trình thực hiện quá trình đo lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ tại chế độ thử nghiệm khi sử dụng 100% nhiên liệu Diesel.

Với hệ thống điều khiển tỷ lệ LPG _ Diesel kết nối máy tính và tiến quy trình điều khiển giảm thời gian hoạt động van SPV nhằm giảm bớt lưu lượng nhiên liệu Diesel cung cấp cho động cơ theo tỉ lệ giảm 10%, 20%, 30%, 40% theo chu trình hoạt động của hệ thống cung cấp nhiên liệu của bơm VE – EDC.

Giữ tỉ lệ giảm lượng nhiên liệu Diesel và hệ thống điều khiển kim phun LPG tính toán thời gian phun và tiến hành điều khiển tính hiệu phun cho 04 kim phun LPG hoạt động nhằm cung cấp khí LPG hóa hơi vào đường ống nạp để đạt được giá trị mômen động cơ hiển thị trên màn hình điều khiển AVL bằng tương đương với giá trị ban đầu khi chạy 100% Diesel.

Khi động cơ làm việc ổn định, tiến hành các bước thử nghiệm theo chu trình tương tự như khi thử nghiệm động cơ chạy 100% Diesel.

Khi tăng lượng LPG thay thế lên tới 44%, động cơ có hiện tượng kích nổ, động

cơ hoạt động không ổn định dẫn đến động cơ rung động mạnh do quá trình cháy kíc nổ thông qua cảm biến đo diễn biến áp suất đo buồng cháy và tín hiệu kích nổ của cảm biến kích nổ lắp trên thân động cơ. Điều khiển giảm dần lượng LPG phun vào đường ống nạp và xem xét các tín hiệu của hiện tượng cháy kíc nổ, kết quả là khi giảm lượng LPG thay thế xuống còn 41% thì hiện tượng cháy kíc nổ không còn nữa.

- **Thực nghiệm ảnh hưởng của góc phun sớm đổi với động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)**

Nhằm lựa chọn góc phun sớm hợp lý khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel), góc phun sớm được thay đổi theo cả hai chiều tăng và giảm so với góc phun sớm tối ưu của trường hợp động cơ chạy với nhiên liệu Diesel. Góc phun sớm nguyên thủy của động cơ 3C-TE là 17^0 trước điểm chét tại tốc độ 2600 vòng/phút. Khi thử nghiệm với chế độ nhiên liệu kép (LPG – Diesel) với tỷ lệ thay thế là 40%, góc phun sớm được thay đổi so trong dãy góc phun sớm của động cơ từ 12^0 đến 22^0 với bước thay đổi là 1^0 CA. Quá trình điều chỉnh được thực hiện thông qua việc điều khiển thời gian ON – OFF van điều khiển thời điểm phun sớm TCV (hình 3.6) để thay đổi vị trí các con lăn với các vấu cam và được kiểm tra bằng thiết bị đèn đo góc phun sớm. Ứng với từng giá trị góc phun sớm khác nhau, các thông số công suất, mômen, thành phần phát thải của động cơ đo được và so sánh với trường hợp động cơ hoạt động ở góc phun nguyên thủy 17^0 .

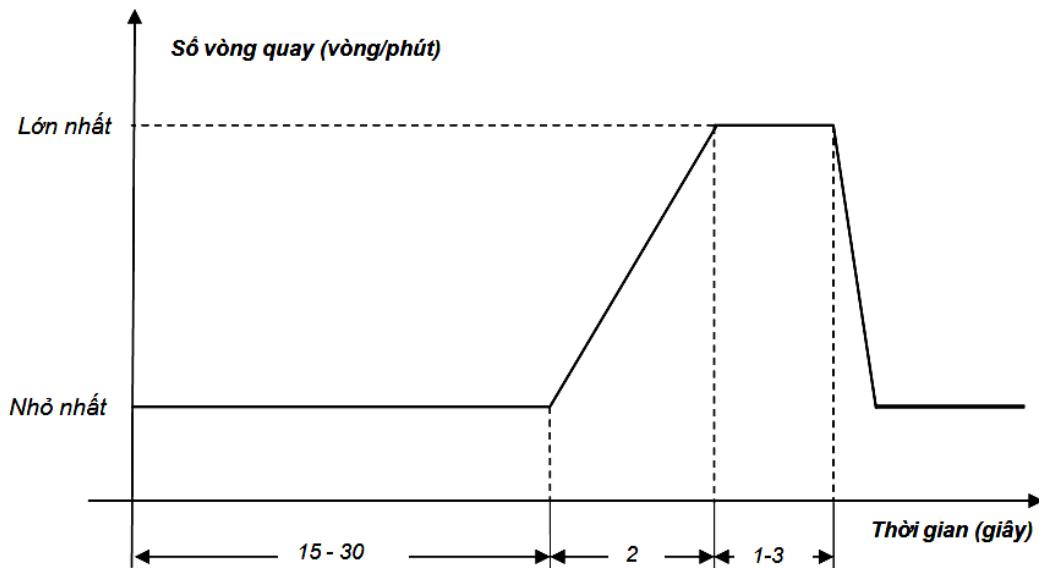
4.2.4 Thực nghiệm phát thải (HC, CO, NO_x và độ mờ khói) khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Quy trình tiến hành đo độ mờ khói với thiết bị BOSCH ESA 460 ta tiến hành đo độ mờ khói theo chu trình tự do gồm 5 giai đoạn sau:

Giai đoạn 1 (Nghiêng không đạp bàn đạp ga): Thiết bị đo yêu cầu để động cơ ở chế độ tốc độ vòng quay không tải nhỏ nhất trong khoảng từ $15\div30$ giây. Nếu thiết bị không nhận được tốc độ động cơ nằm trong phạm vi qui định đối với tốc độ nhỏ nhất được cài đặt trước thì chu trình đo không được công nhận.

Giai đoạn 2 (Đạp ga tăng tốc): Bắt đầu thực hiện đo, lúc này trên thiết bị hiện tín hiệu yêu cầu đạp ga hết hành trình bàn đạp ga để động cơ tăng tốc đến số vòng

quay lớn nhất trong thời gian ngắn nhất, không quá 2 giây đối với động cơ thông thường và 5 giây đối với động cơ đặc biệt.



Hình 4.12: Chu trình thử nghiệm đo độ mờ khói theo phương pháp gia tốc tự do

Giai đoạn 3 (Quá trình động cơ tăng tốc): Tốc độ động cơ tăng nhanh đến giá trị lớn nhất, độ mờ khói lớn nhất được tạo ra trong động cơ. Nếu thiết bị ghi nhận tốc độ và thời gian tăng tốc không thỏa mãn các giá trị giới hạn được cài đặt trước thì chu trình đo không được công nhận.

Giai đoạn 4 (Giữ ổn định ở tốc độ lớn nhất): Giữ ổn định tốc độ lớn nhất trong khoảng thời gian từ 1÷3 giây, nếu quá trình ngắn thì chu trình đo bị hủy bỏ.

Giai đoạn 5 (Trở về tốc độ nhỏ nhất): Trên thiết bị hiện tín hiệu yêu cầu nhả đạp ga và động cơ trở lại số vòng quay không tải nhỏ nhất. Chu trình đo kết thúc, giá trị đo là giá trị độ khói cực đại được lấy ra từ các trị số đo được.

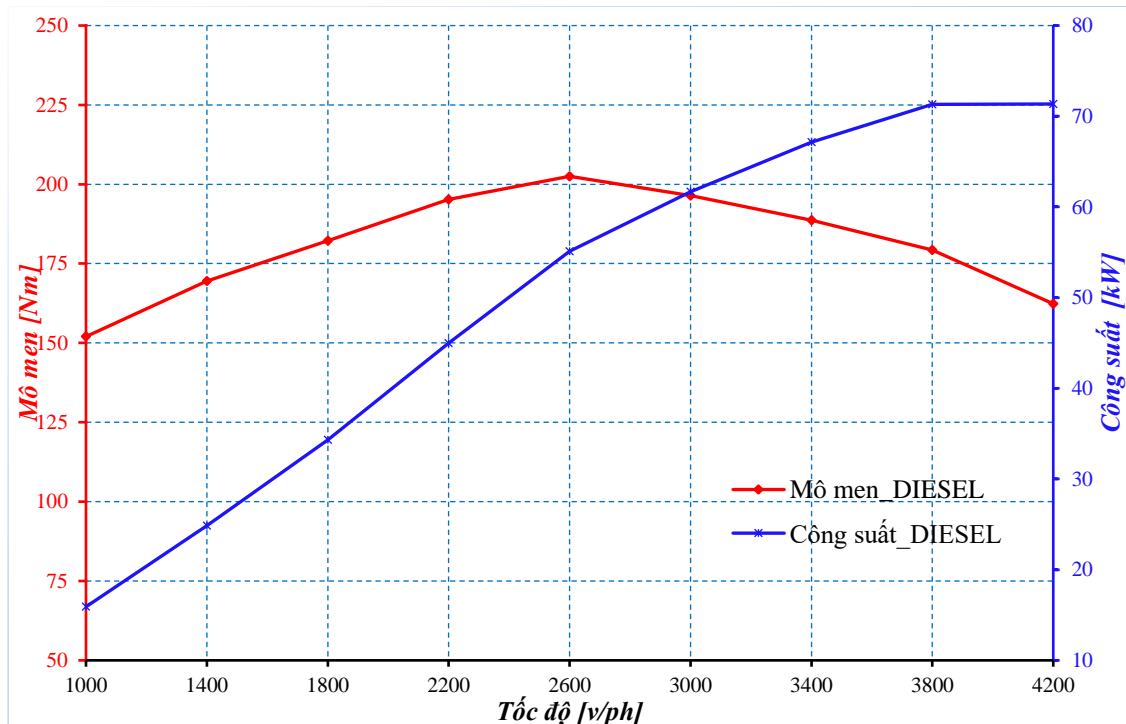
4.3 Kết quả thực nghiệm và thảo luận

4.3.1 Đặc tính kỹ thuật động cơ Diesel 3C – TE thực tế.

Kết quả dữ liệu chạy thực nghiệm với phần mềm AVL-Concerto để xử lý số liệu thu thập từ hệ thống AVL - InDICOM, tiến hành xuất ra kết quả đo như *bảng 4.2*:

Bảng 4.2: Kết quả thực nghiệm đo Mômen và Công suất khi sử dụng Diesel

Tốc độ (vòng/phút)	Mô men (Nm)	Công suất (kW)
1000	152,01	15,91
1400	169,53	24,84
1800	182,24	34,33
2200	195,24	44,96
2600	202,50	55,11
3000	196,46	61,69
3400	188,68	67,14
3800	179,30	71,31
4200	162,31	71,35



Hình 4.13: Đặc tính Mômen và Công suất của động cơ Diesel

Với kết quả thực nghiệm *hình 4.13* trên ta thấy mô men cực đại của động cơ

là 202,50 (Nm) tại tốc độ 2600 vòng/phút và công suất cực đại là 71,35 kW tại 4200 vòng/phút, tốc độ động cơ cao hơn 4200 vòng/phút thì công suất và mô men giảm nhiều do bộ điều khiển cắt nhiên liệu cung cấp cho động cơ.

Bảng 4.3: Thông số mô men và công suất của động cơ nhà sản xuất và thực nghiệm

Thông số	Đơn vị	Thông số nhà sản xuất	Thông số thực nghiệm	Sai lệch (%)
Công suất cực đại	kW	77,23	71,35	-7,6
Mô men cực đại	Nm	225,55	202,50	-10

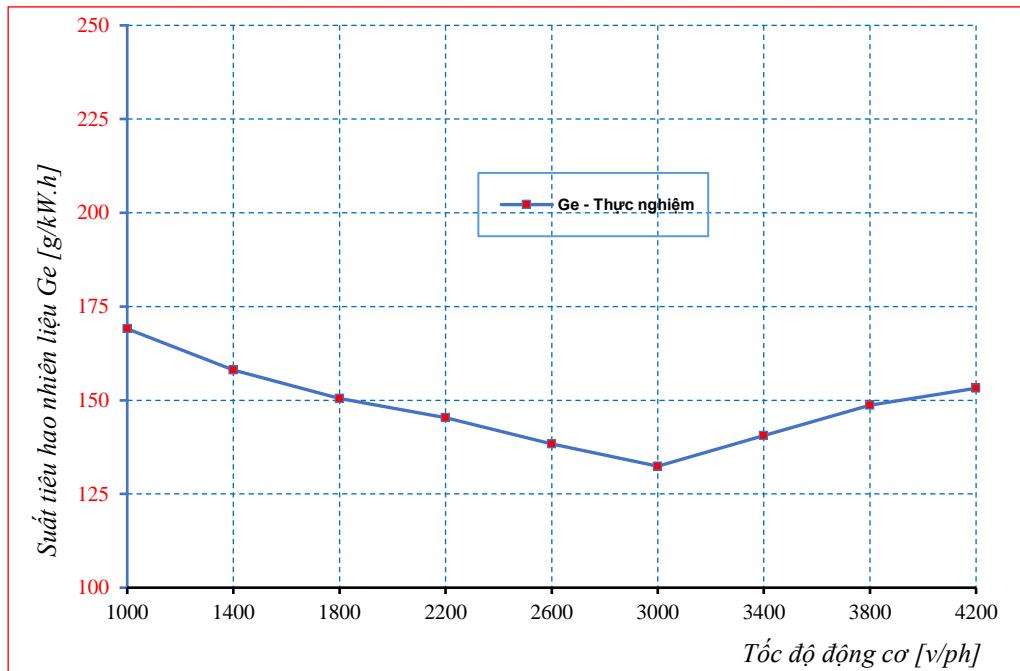
Mô men và công suất của động cơ thực nghiệm thấp hơn 10% và 7,6 so với thông số của nhà chế tạo bởi vì động cơ 3C – TE đã qua sử dụng nên các hệ thống của động cơ không còn hoạt động tốt như động cơ mới. Từ kết quả so sánh cho thấy việc sử dụng động cơ 3C-TE trong nghiên cứu thực nghiệm của luận án là phù hợp.

Kết quả tiêu hao nhiên liệu của động cơ trong thời gian 1s được thể hiện như sau:

Bảng 4.4: Kết quả đo suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng nhiên liệu Diesel

Tốc độ (v/ph)	Lưu lượng nhiên liệu (ml/s)	Suất tiêu hao nhiên liệu (g/kW.h)
1000	0,90	169,05
1400	1,31	158,11
1800	1,73	150,50
2200	2,19	145,38
2600	2,55	138,33
3000	2,73	132,40
3400	3,16	140,57
3800	3,55	148,66
4200	3,66	153,21

Theo như kết quả thể hiện suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng 100% nhiên liệu Diesel của động cơ 3C- TE có suất tiêu hao cao nhất ở tốc độ 1000 (v/ph) và suất tiêu hao nhiên liệu thấp nhất tại tốc độ 3000 (v/ph) ứng với công suất 61,69 kW và Mô men 196,46 (Nm).



Hình 4.14: Suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng nhiên liệu Diesel

Kết quả thực nghiệm cho thấy đặc tính công suất và mômen của động cơ thực nghiệm đạt 92,4% và 90% so với thông số công bố của nhà chế tạo động cơ theo bảng 4.4, suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất khi động cơ hoạt động ở tốc độ 3000 (v/ph). Tốc độ động cơ cao hơn 4200 (v/ph) thì công suất và mô men giảm nhiều, suất tiêu hao nhiên liệu tăng nhanh do hoạt động của bộ điều tốc. Như vậy, giá trị mô men, công suất và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ Diesel hiện tại làm cơ sở để đánh giá về đặc tính của động cơ chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) ở các tỷ lệ nhiên liệu khác nhau.

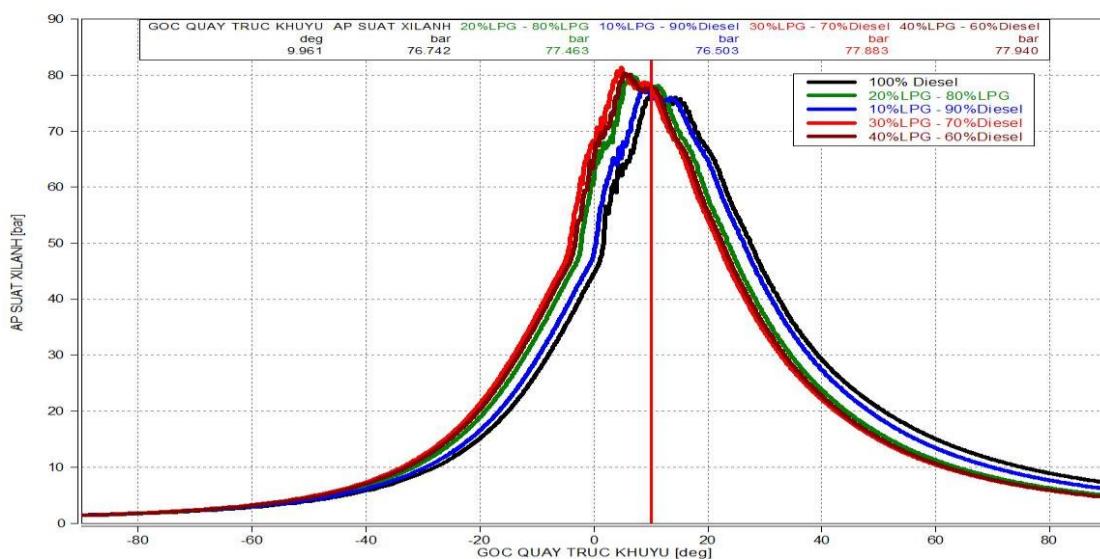
4.3.2 Đánh giá hoạt động của hệ thống điều khiển cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

Từ kết quả của bảng 4.5 cho thấy việc thay đổi tỷ lệ cung cấp LPG – Diesel có quy luật nhất định. Tỷ lệ nhiên liệu thay thế LPG – Diesel với thời gian điều khiển giảm lượng phun Diesel và tăng lượng phun LPG thể hiện theo bảng 4.5 sau đây:

Bảng 4.5: Mối quan hệ giữa tỷ lệ thay thế với thời gian giảm lượng phun Diesel và tăng lượng phun LPG

Thời gian giảm diesel (ms)	Thời gian tăng LPG (ms)	Lượng nhiên liệu diesel do được (ml/phút)			Trung bình	Tỷ lệ giảm (%)
		Lần 1	Lần 2	Lần 3		
100% diesel		154	153	153	153.3	
0.5	2.2	137	138	138	137.7	- 10.21
1.3	3.0	123	123	122	122.7	- 20.00
1.5	3.5	107	108	108	107.7	- 29.78
2.4	4.2	91	92	90	91.0	- 40.65

Để đảm bảo các đặc tính kỹ thuật của động cơ không thay đổi khi thay thế các tỷ lệ LPG – Diesel khác nhau, ta tiến hành so sánh áp suất của quá trình cháy diễn ra bên trong buồng đốt động cơ, thông qua cảm biến áp suất buồng cháy với kết quả theo *hình 4.15* cho thấy áp suất cháy cực đại cao nhất với tỷ lệ nhiên liệu thay thế (30%LPG – 70%Diesel) là 81,22 bar tại 4,86⁰ BTDC. Nhưng ở tại vị trí 10⁰ BDTC trên thì áp suất cháy của các tỷ lệ nhiên liệu (LPG – Diesel) không có sự chênh lệnh nhiều (tối đa 1,3 bar) so với áp suất cháy khi sử dụng nhiên liệu Diesel là 76,742 bar. Từ kết quả trên cho thấy điều này chứng tỏ việc cung cấp tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế cho động cơ Diesel khi động cơ hoạt động ở chế độ nhiên liệu kép phù hợp với cơ sở lý thuyết đã nghiên cứu ở chương 2.



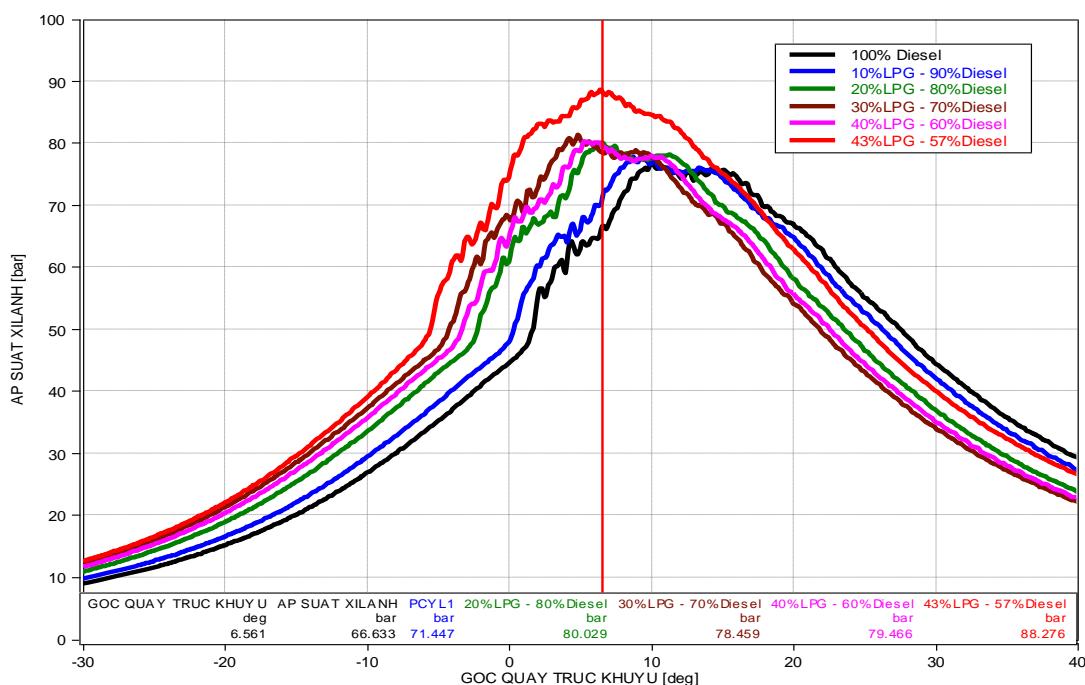
Hình 4.15: So sánh áp suất cháy ở các tỷ lệ (LPG – Diesel) ở tốc độ 2600 v/ph

Ngoài ra, khi thay đổi tỷ lệ nhiên liệu (LPG – Diesel) thay thế càng tăng thì thời điểm đạt áp suất cháy cực đại càng gần vị trí điểm chét trên, cho thấy quá trình cháy khi sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) diễn biến nhanh hơn vì thời gian cháy trễ đã giảm so với khi sử dụng nhiên liệu Diesel.

- Đánh giá về tỷ lệ thay thế LPG lớn nhất của động cơ 3C - TE**

Dựa vào các số liệu thu thập của cảm biến áp suất buồng cháy giúp giám sát và xác định được sự gia tăng áp suất tới giới hạn kích nổ khi cung cấp tỷ lệ LPG tăng cao.

Với tỷ lệ thay thế của lần lượt LPG là 10%, 20%, 30%, 40% thì áp suất cháy trong xilanh tăng dần. Nhưng khi tăng tỷ lệ LPG thay thế 44%, thì biên độ áp suất quá trình cháy tăng cao hơn nhiều so với các chế độ thay thế ở trên, đồng thời cũng xuất hiện tượng kích nổ đã xảy ra đối với động cơ. Khi tỷ lệ LPG tăng lên khoảng 43% thì xuất hiện đỉnh áp suất cao hơn khoảng 10 bar, quá trình kích nổ diễn ra mạnh. Vì vậy, giới hạn tỷ lệ nhiên liệu thay thế LPG lớn nhất của nghiên cứu trong luận án là 40% ở chế độ đảm bảo mô men của động cơ cao nhất (chế độ 100% tải).

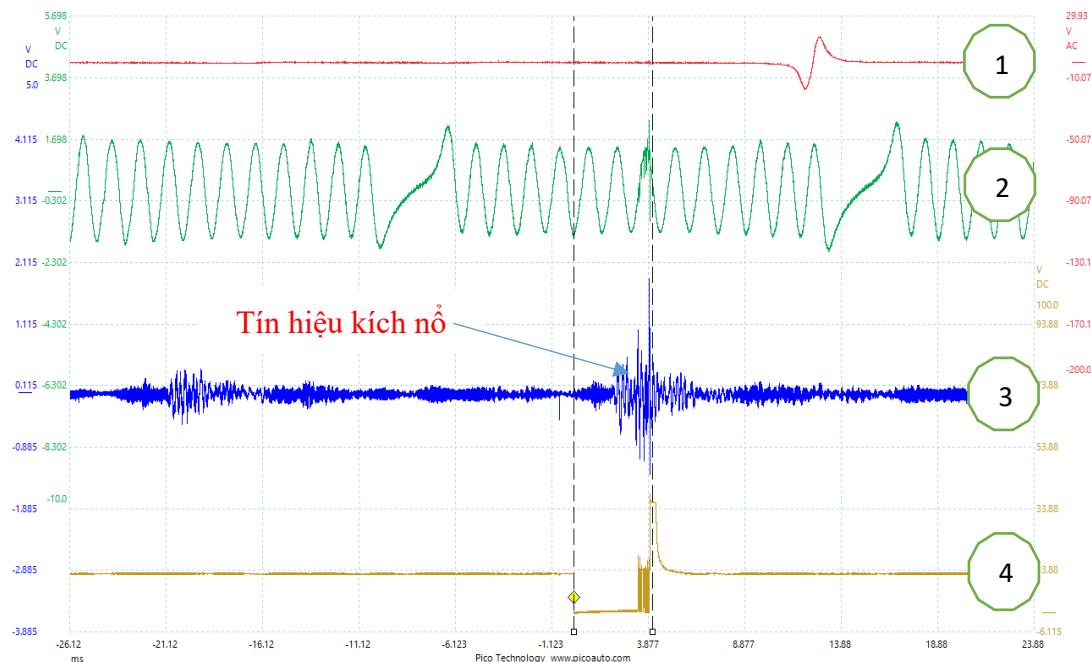


Created with Concerto Student Edition. Licensed for: University of Technical Education

Hình 4.16: Diễn biến áp suất xilanh ở 2600 v/ph với các tỷ lệ LPG khác nhau

Đồng thời, để giám sát quá trình kích nổ của động cơ khi hoạt động với nhiên liệu kép (LPG – Diesel), hệ thống điều khiển cũng sử dụng tín hiệu cảm biến kích

nổ để biết được chính xác thời điểm xảy ra quá trình kích nổ để điều khiển giới hạn lượng cung cấp LPG thay thế cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép theo tín hiệu (số 3) *hình 4.17*.



Hình 4.17: Tín hiệu xung kích nổ của động cơ xảy ra khi thời gian điều khiển mở kim phun LPG $> 4.2 \text{ ms}$

1. Tín hiệu cảm biến TDC;
2. Tín hiệu cảm biến tốc độ động cơ;
3. Tín hiệu cảm biến kích nổ;
4. Tín hiệu điều khiển kim phun LPG

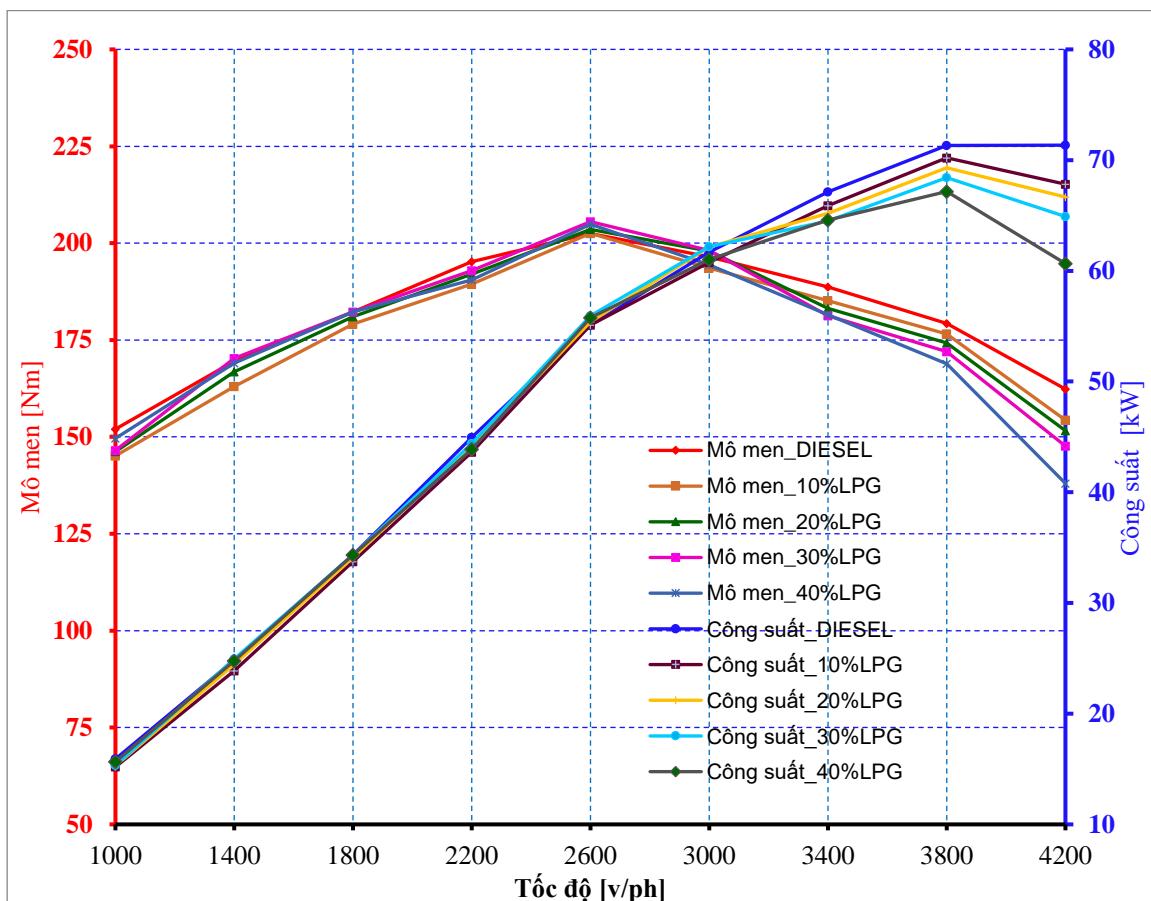
Xung tín hiệu kích nổ thu nhận được theo *hình 14.7* cho thấy rằng khi tăng thời gian mở kim phun LPG lớn hơn 4,2 ms thì xuất hiện quá trình kích nổ tạo nên tần số rung động cao từ 10 kHz – 20 kHz làm cho cảm biến kích nổ sinh ra biên độ xung của tín hiệu cao hơn quá trình cháy bình thường của động cơ

4.3.3 Đánh giá ảnh hưởng các đặc tính và thông số đến động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

- **Ảnh hưởng đến mô men và công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)**

Kết quả thu được dữ liệu (theo phụ lục 3.7 và 3.8) trong quá trình chạy thử nghiệm các chế độ hoạt động của động cơ với bảng thử công suất AVL và phần mềm AVL - InDICOM với các tỷ lệ LPG thay thế lần lượt 10%, 20%, 30%, 40%. Ứng dụng phần mềm chuyên dụng AVL Concerto tiến hành xử lý cơ sở dữ liệu và

xuất kết quả thực nghiệm các đặc tính mô men và công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG -Diesel) bằng đồ thị như *hình 4.18* sau đây:



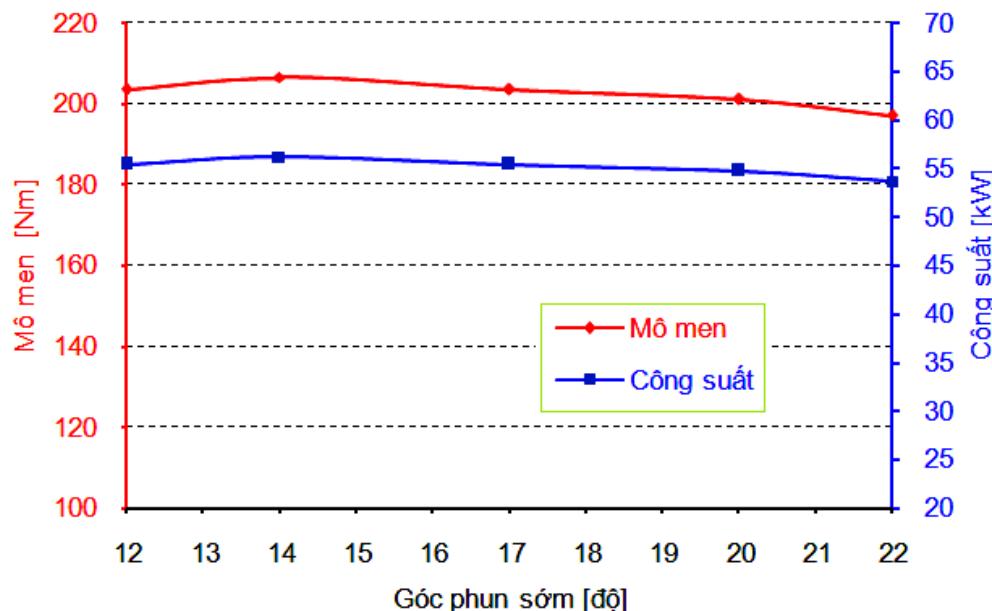
Hình 4.18: So sánh đặc tính ngoài (Ne & Me) của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) theo các tỷ lệ thay thế

Qua kết quả thực nghiệm cho thấy động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG-Diesel) đạt 98,5% mô men cực đại và 85% công suất cực đại. Công suất và mômen trung bình động cơ ở các tỷ lệ có giảm nhưng không đáng kể, ở tỷ lệ LPG thay thế cao trên 40%, tốc độ cao động cơ bắt đầu xuất hiện hiện tượng kích nổ. Vì vậy, thử nghiệm lượng nhiên liệu LPG thay thế tối đa cho động cơ 3C-TE sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) với là 40%LPG – 60%Diesel và đây là tỷ lệ thay thế lớn nhất đối với động cơ 3C-TE ở chế độ mô men lớn nhất.

Giá trị mô men và công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG – Diesel ở tốc độ từ 3400 vòng/phút đến 4200 vòng/phút có xu hướng giảm dần khi tỷ lệ nhiên liệu LPG thay thế tăng là do quá trình cháy của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG – Diesel bao gồm cả quá trình cháy khuếch tán của nhiên liệu Diesel và

quá trình cháy hỗn hợp LPG – Không khí đồng nhất tương tự như động cơ xăng.

- *Ảnh hưởng của góc phun sớm đến mômen và công suất của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)*



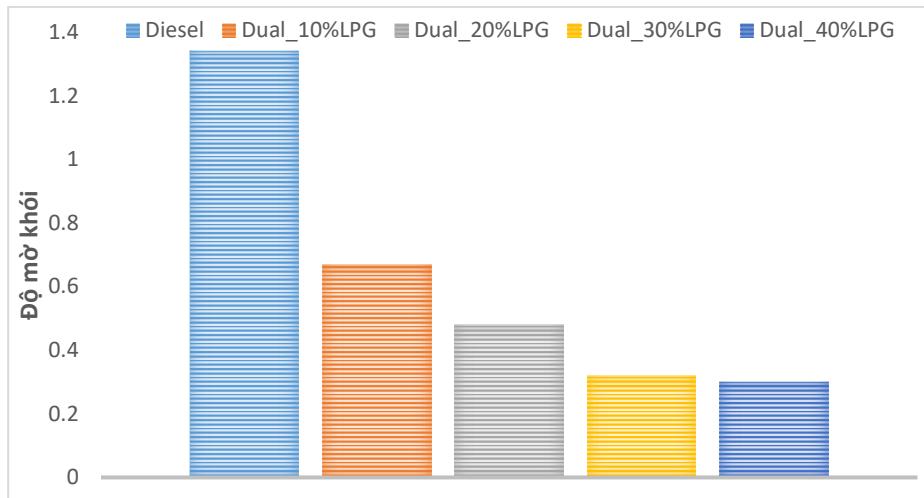
Hình 4.19: Đặc tính Me và Ne của động cơ khi thay đổi góc phun sớm

Kết quả thử nghiệm biểu diễn trên các đồ thị *hình 4.19* cho thấy khi thay đổi góc phun sớm, công suất và mômen động cơ thay đổi ít theo cả hai chiều tăng và giảm, mức thay đổi đều nhỏ hơn 1,5%. Công suất và mô men động cơ không thay đổi nhiều bởi vì năng lượng của nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cung cấp cho động cơ là không thay đổi so với năng lượng do nhiên liệu Diesel tạo ra.

4.3.4 Đánh giá ảnh hưởng đến phát thải (HC, CO, NO_x và muội than) của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

- *Ảnh hưởng phát thải muội than*

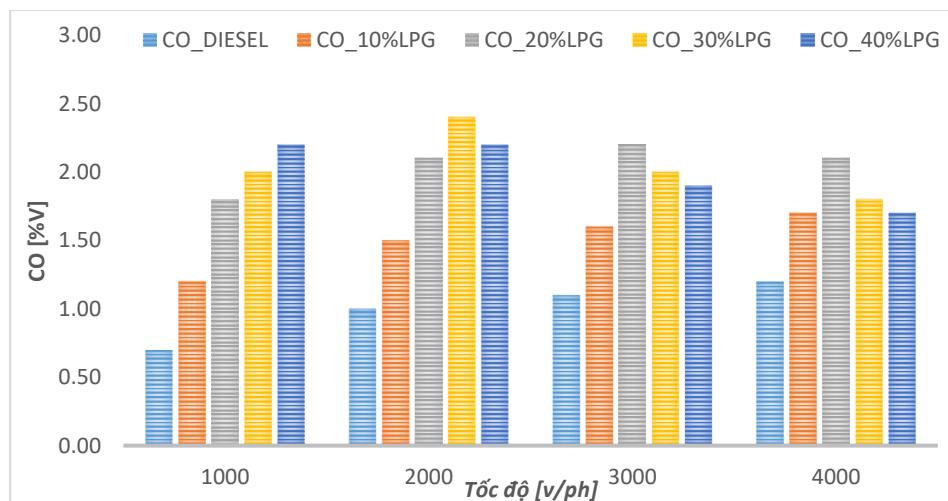
Kết quả đo độ mờ khói (muội than) khi thực hiện ở các chế độ LPG thay thế 10%, 20%, 30%, 40% được trình bày trong phụ lục 3.9. Độ mờ khói giảm ở tất cả khi tỷ lệ LPG thay thế tăng và độ mờ khói giảm 77,61% khi thay thế tỷ lệ thay thế 40% LPG theo *hình 4.20*



Hình 4.20: Độ mờ khói K (m^{-1}) khi thực nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế

Độ mờ khói giảm là do khi LPG phun vào đường ống nạp, hỗn hợp LPG – Không khí không được hoà trộn trên đường ống nạp nên quá trình cháy diễn ra tốt hơn. Đồng thời tỷ lệ Cacbon so với Hydro của LPG nhỏ hơn so với Diesel, tức là khối lượng C trong nhiên liệu LPG thấp hơn so với Diesel nên giảm khả năng hình thành muội than, dẫn đến độ mờ khói của động cơ chạy bằng nhiên liệu kép Diesel – LPG thấp hơn so với động cơ chạy nhiên liệu Diesel.

- **Ảnh hưởng phát thải khí CO**



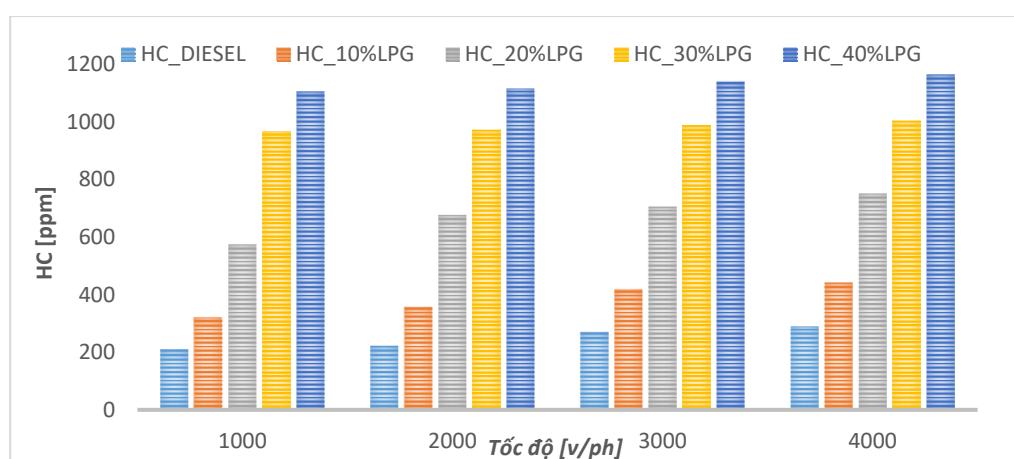
Hình 4.21: Phát thải CO ở các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

Kết quả phát thải CO khi sử dụng động cơ Diesel hoàn toàn và khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel đo được ở phụ lục 3.10. Đồ thị **hình 4.21** cho thấy khi LPG phun vào đường nạp động cơ thì khí thải CO tăng lên ở tất cả các chế độ thực

nghiệm. Giá trị CO tăng trung bình lớn nhất ở tỷ lệ LPG thay thế 40% là trên 2,2 lần so với giá trị CO khi sử dụng hoàn toàn Diesel.

Khi tỷ lệ LPG thay thế nhỏ, ở tốc độ thấp hỗn hợp không nhạt ngoài giới hạn cháy nên quá trình cháy kém giải phóng nhiều CO. Tuy nhiên khi tăng lượng LPG đến mức hỗn hợp có thể đốt cháy thì lúc đó quá trình cháy diễn ra tốt hơn nên khí CO có xu hướng giảm xuống đặc biệt ở tốc độ cao.

- **Ảnh hưởng phát thải khí HC**



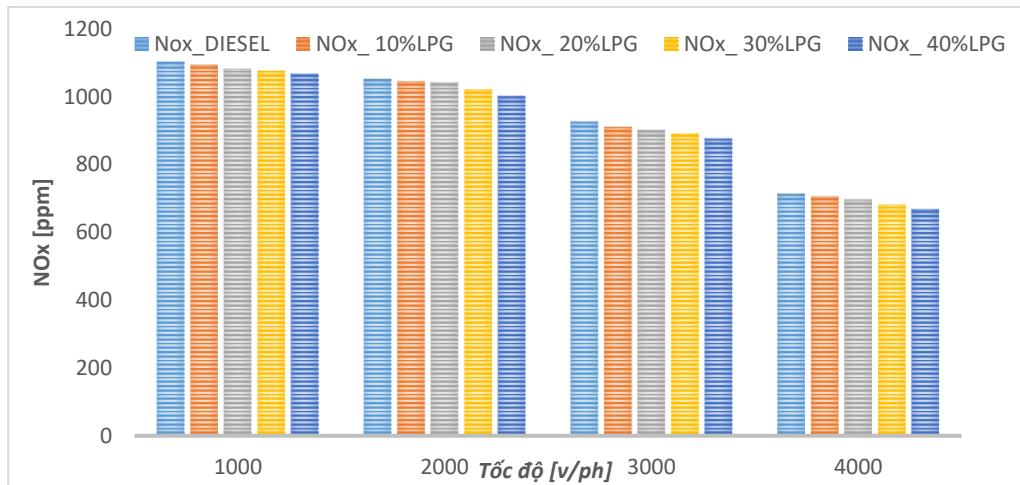
Hình 4.22: Phát thải HC ở các chế độ thử nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế

Kết quả phát thải HC của động cơ thực nghiệm khi sử dụng hoàn toàn Diesel và khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel đo được ở phụ lục 3.11. Đồ thị *hình 4.22* cho thấy, khi phun LPG vào đường ống nạp động cơ Diesel thì phát thải HC tăng ở tất cả các tỷ lệ, với tỷ lệ thay thế 40% thì nồng độ HC trung bình tăng gần 4,6 lần so với giá trị HC khi sử dụng Diesel bình thường.

Thành phần HC tăng cao là do hỗn hợp đồng nhất nhiên liệu và không khí quá nghèo, dưới giới hạn cháy nên không cháy hết hoặc màng lửa không lan đến kịp trong không gian buồng cháy.

- **Thực nghiệm đánh giá thải NOx**

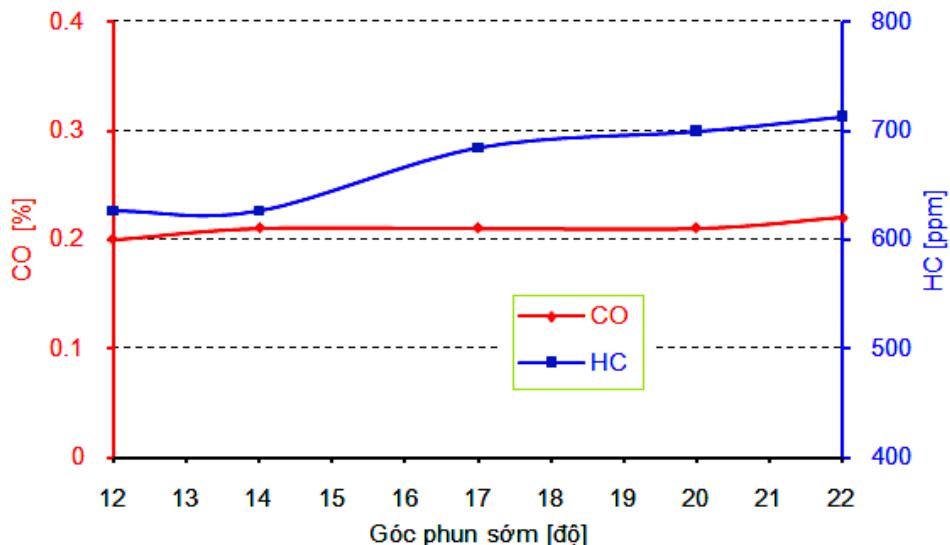
Đồ thị *hình 4.23* cho thấy, khi sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel thì hàm lượng NO_x giảm. Ở chế độ LPG thay thế 40%, phát thải trung bình của NO_x giảm nhiều nhất là 6,7% so với giá trị NO_x khi sử dụng hoàn toàn Diesel. Kết quả đo được thể hiện ở phụ lục 3.12.



Hình 4.23: Phát thải NO_x ở các chế độ thử nghiệm với tỷ lệ LPG thay thế

NO_x giảm là do LPG khi hòa trộn với Diesel sẽ làm giảm nhiệt độ ngọn lửa khi cháy, thời gian duy trì môi chất đã cháy ở nhiệt độ cao khi tiếp xúc với ngọn lửa được rút ngắn làm giảm quá trình hình thành NO_x ở chế độ nhiệt độ cao.

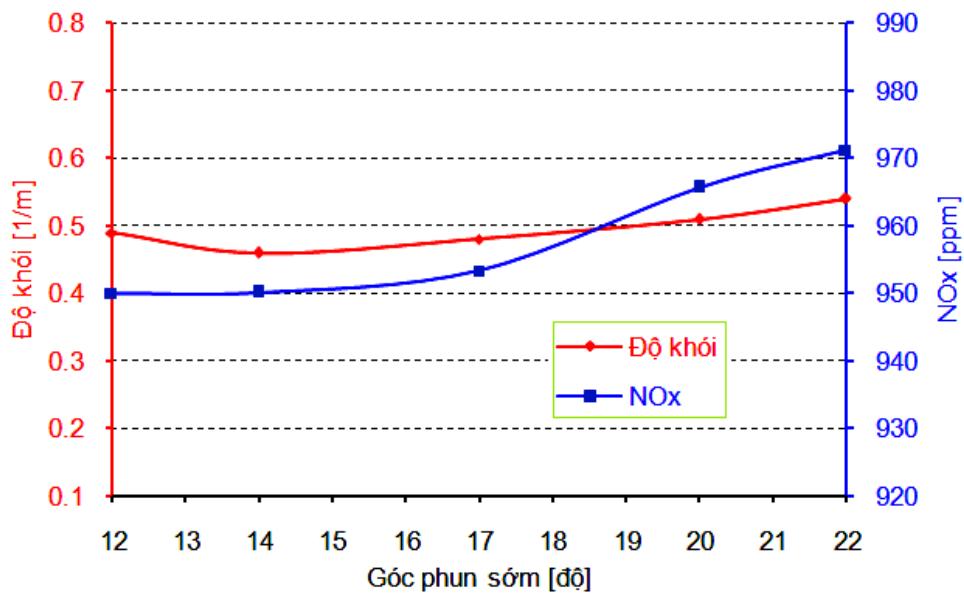
- *Ảnh hưởng của góc phun sớm đến phát thải của động cơ*



Hình 4.24: Phát thải CO và HC khi thay đổi góc phun sớm

Theo kết quả của *hình 4.24* và *4.25* cho thấy khi giảm góc phun sớm của động cơ chạy nhiên liệu kép (LPG – Diesel) so với góc phun sớm tối ưu 17° , ta thấy thành phần phát thải HC giảm 8,47% và NO_x giảm là 0,34% ở 14° , thành phần phát thải CO gần như không đổi. Tuy nhiên thành phần độ mờ khói giảm 4,1% ở góc phun 14° nhưng ở 12° tăng lên 2,08% so với trường hợp động cơ chạy ở góc phun

sớm 17^0 .



Hình 4.25: Phát thải NO_x và độ mờ khói khi thay đổi góc phun sớm

Khi tăng góc phun sớm của động cơ chạy nhiên liệu kép LPG - Diesel so với góc phun sớm tối ưu 17^0 , ta thấy tất cả các thành phần phát thải động cơ đều tăng. HC tăng dần và đạt 4,2%, NO_x tăng 1,8% độ tăng 12,5% ở góc phun sớm là 22^0 , thành phần CO gần như không đổi. Càng tăng góc phun sớm, HC, NO_x cũng như độ mờ khói càng tăng, điều này không cho phép tiếp tục tăng góc phun sớm.

Như vậy, qua kết quả thực nghiệm đánh giá ở trên, có thể thấy góc phun sớm hợp lý là 14^0 với chế độ mômen lớn nhất. Với giá trị góc phun sớm này có thể giảm hầu hết các thành phần độc hại trong khí thải động cơ.

4.1 Kết luận chương 4

Quá trình nghiên cứu thực nghiệm động cơ Diesel 3C-TE chuyển đổi sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) với hệ thống điều khiển cung cấp LPG bằng điện tử, có thể rút ra một số kết luận sau:

- Đã chế tạo và ứng dụng thành công mạch điều khiển hệ thống cung cấp nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cho động cơ 3C - TE với độ tin cậy cao giúp động cơ ổn định khi hoạt động với hệ thống nhiên liệu kép (LPG – Diesel).

- Đã nghiên cứu và lựa chọn được tỷ lệ cung cấp LPG phù hợp trên động cơ, khi chạy với tỷ lệ thay thế 40% LPG mô men cực đại của động cơ tăng 1.5% so với khi chạy 100% Diesel tại tốc độ 2600v/p và công suất cực đại giảm 9.03% ở 4200 v/ph.
- Đã đánh giá được ảnh hưởng của nhiên liệu LPG khi động cơ làm việc ở chế độ nhiên liệu kép (LPG – Diesel) đến phát thải của động cơ, cụ thể như sau:
 - Độ mờ khói giảm khi tỷ lệ LPG thay thế tăng và độ mờ khói giảm 77.61% khi thay thế tỷ lệ thay thế 40% LPG.
 - Phát thải khí sử dụng nhiên liệu kép CO tăng gấp 2,2 lần, HC tăng gần 5 lần so với sử dụng nhiên liệu Diesel là do hỗn hợp đồng nhất nhiên liệu LPG và không khí quá nghèo, dưới giới hạn cháy nên không cháy hết hoặc màng lửa không lan đến kịp trong không gian buồng cháy (do động cơ sử dụng buồng đốt xoáy lốc).
- Khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) góc phun sớm hợp lý là 14^0 so với 17^0 của động cơ nguyên thủy. Với giá trị góc phun sớm này có thể giảm hầu hết các thành phần độc hại trong khí thải động cơ.

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

❖ Kết luận:

Luận án hoàn thành và đã rút ra được các kết luận sau đây:

1. Động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel là một trong những hướng nghiên cứu về nhiên liệu thay thế đang được các nhà khoa học quan tâm. Nhiều nước tiên tiến trên thế giới đã đầu tư tài chính, công sức cho nghiên cứu này. Ở Việt Nam, ứng dụng LPG cho động cơ đốt trong đã và đang được quan tâm nghiên cứu ngày càng nhiều, nhưng chưa chuyên sâu. Các kết quả nghiên cứu mới chỉ dừng ở mức cho động cơ vận hành thành công bằng nhiên liệu LPG - Diesel, chưa thực hiện nghiên cứu tối ưu các chế độ cung cấp nhiên liệu, quá trình cháy, hình thành hỗn hợp và đánh giá ảnh hưởng của các phát thải độc hại gây ô nhiễm môi trường.

2. Luận án này đã nghiên cứu một cách tổng quan về quá trình cháy, phân tích lựa chọn các phương án cung cấp LPG. Xác định rằng việc sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel trên động cơ Diesel hiện hành là rất khả thi. Phương pháp cung cấp LPG bằng cách phun vào đường nạp của động cơ là phù hợp nhất và mang tính thực tiễn cao, không yêu cầu phải thay đổi nhiều kết cấu động cơ.

3. Luận án đã nghiên cứu và chế tạo thành công phôi hợp bộ điều khiển điện tử điều khiển của động cơ Diesel VE – EDC và bộ điều khiển điện tử cung cấp LPG phù hợp với mục đích của luận án và có khả năng ứng dụng vào thực tế. Đồng thời cũng đưa ra một số giải pháp khả thi trong việc nghiên cứu chuyển đổi động cơ Diesel sang sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) phù hợp với điều kiện hiện tại ở Việt Nam.

4. Kết quả thực nghiệm với động cơ 3C – TE cho thấy: Động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG - Diesel đạt 98,5% mô men cực đại và 85% công suất cực đại, mô men và công suất trung bình của động cơ giảm nhưng không đáng kể so với trường hợp sử dụng hoàn toàn nhiên liệu Diesel. Tỷ lệ LPG thay thế lớn nhất đạt 40% ở toàn tải, vượt quá tỷ lệ này tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ có thể sẽ xấu đi, xuất hiện kích nổ và rung.

5. Khi động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel) chỉ số về độ mờ khói

giảm ở tất cả các chế độ, các chỉ số phát thải CO và HC đều tăng, lượng giảm NO_x là 6,7%, độ mờ khói giảm trên 77% ở chế độ thay thế 40% so với động cơ sử dụng hoàn toàn nhiên liệu Diesel

6. Đã đánh giá được ảnh hưởng của góc phun dầu sớm tới đặc tính kỹ thuật cũng như phát thải của động cơ khi chạy bằng nhiên liệu kép và góc phun sớm phù hợp cho động cơ này là 14°.

❖ **Hướng phát triển:**

Trên cơ sở các kết quả đã nghiên cứu, luận án có một số đề nghị hướng phát triển như sau:

1. Triển khai thử nghiệm trên đường một cách sâu rộng trên các phương tiện vận tải thông dụng và đánh giá các chỉ tiêu kinh tế, kỹ thuật và phát thải của động cơ khi vận hành với nhiên liệu kép LPG - Diesel trong điều kiện thực tế.

2. Ứng dụng phương án đã nghiên cứu để giảm độ mờ khói và giải quyết yêu cầu về năng lượng thay thế cho các động cơ Diesel lắp trên ô tô hoạt động tại các đô thị lớn tại Việt Nam để giúp giảm bớt ô nhiễm không khí do động cơ Diesel gây ra.

3. Nghiên cứu tiếp tục hoàn thiện về bản đồ của động cơ trong việc phối hợp điều khiển động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel), tiến tới phát triển bộ điều khiển nhiên liệu kép (LPG – Diesel) cho các loại động cơ Diesel đang sử dụng hiện nay tại thị trường Việt Nam.

4. Sử dụng bộ lọc khí thải dạng ôxy hóa để giải quyết việc tăng CO và HC của động cơ sử dụng nhiên liệu kép LPG-Diesel.

5. Cần có thêm các nghiên cứu nhằm tối ưu hóa tỷ lệ hòa trộn LPG trong động cơ nhiên liệu kép Diesel-LPG.

6. Nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của nhiên liệu kép LPG _ Diesel đến độ bền của các chi tiết và tuổi thọ của động cơ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

A. Tiếng Việt

- [1] Vũ An, *Nghiên cứu sử dụng lưỡng nhiên liệu Diesel-LPG đồng thời chuyển đổi động cơ Diesel trên xe buýt theo hướng phù hợp nhằm giảm thiểu ô nhiễm môi trường tại các đô thị lớn*, Báo cáo tổng kết đề tài khoa học cấp ngành dầu khí.
- [2] Đỗ Văn Dũng (2002), *Trang bị điện & điện tử trên ô tô hiện đại*, NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh.
- [3] Bùi Văn Ga, Văn Thị Bông, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng, (1997), *Ô tô và ô nhiễm môi trường*, nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [4] Bùi Văn Ga (1994), *Góp phần nghiên cứu ngọn lửa tự do, rói và khuếch tán bằng nhiên liệu khí và nhiên liệu lỏng*, Luận án Tiến sĩ Khoa học-Kỹ thuật số 19-GD ĐT.
- [5] Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng (1997), *Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong*, nhà xuất bản giáo dục, Hà nội.
- [6] Bùi Văn Ga, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng, Phạm Xuân Mai (N^o 11/1996), *Tính toán nồng độ các chất trong sản vật cháy. Phần 5: Tính toán nồng độ bồ hóng trong quá trình cháy khuếch tán*, Thông tin môi trường, Sở KHCNMT Quảng Nam-Đà Nẵng.
- [7] Nguyễn Bá Hải, *Lập Trình LabVIEW*, NXB Đại Học Quốc Gia 2013
- [8] Mai Sơn Hải (2008), *Bước đầu nghiên cứu sử dụng khí hóa lỏng LPG trên động cơ Diesel cỡ nhỏ*, Đại học Nha Trang.
- [9] Đỗ Văn Dũng, Lê Thanh Phúc (2008), “đề tài ứng dụng kỹ thuật nhiên liệu kép trên động cơ Diesel có sẵn trên thị trường, Vikyno RV125”, Luận án Thạc sĩ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TPHCM.
- [10] Chu Mạnh Hùng (2008), *Sử dụng nhiên liệu gas hóa lỏng(LPG) cho ô tô và vấn đề hạn chế ô nhiễm môi trường trong thành phố*, Bộ GTVT.
- [11] Kiều Đình Kiêm, *Các sản phẩm dầu mỏ và hóa dầu*. NXB KHKT, Hà Nội 2005.
- [12] Lê Viết Lượng (2004), *Lý thuyết động cơ Diesel*, nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [13] Phạm Xuân Mai (1998), *Nghiên cứu mô hình hóa sự hình thành bồ hóng trong quá trình cháy của động cơ Diesel*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.

- [14] Lý Ngọc Minh, *Một số đặc điểm và tính chất hóa lý của khí dầu mỏ hóa lỏng (LPG)*, Báo cáo khoa học, Đại học Công nghiệp TP Hồ Chí Minh.
- [15] Trần Văn Nam (1997), *Nghiên cứu sự hình thành CO trong động cơ đánh lửa cưỡng bức*. Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại Học Đà Nẵng.
- [16] Ngô Kim Định (2010), *LPG, CNG – Nghiên liệu kinh tế và thân thiện môi trường - Vụ môi trường* Bộ Giao thông Vận tải.
- [17] Nguyễn Việt Nguyên (2008), *Giáo trình linh kiện điện tử*, NXB Giáo dục, Hà Nội.
- [18] Hồ Tân Quyền, *Nghiên cứu hệ thống cung cấp khí dầu mỏ hóa lỏng (LPG) cho xe buýt cỡ nhỏ phù hợp với điều kiện giao thông đô thị Miền Trung Việt Nam*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- [19] Quyết định số 356/QĐ - TTg ngày 25-2-2013 của Thủ tướng Chính phủ: *Phê duyệt điều chỉnh Quy hoạch phát triển giao thông vận tải đường bộ Việt Nam đến năm 2020 và định hướng đến năm 2030*.
- [20] Nguyễn Văn Phụng (2013), *Góp phần nghiên cứu ứng dụng LPG cho động cơ nén cháy*, Luận án Tiến sĩ – Đại học Đà Nẵng.
- [21] Trần Thanh Hải Tùng, Lê Minh Xuân (2006), *Ảnh hưởng tỷ lệ hỗn hợp LPG Diesel trong động cơ hai nhiên liệu*, Hội nghị Khoa học lần thứ 20, Đại học Bách khoa Hà Nội.
- [22] Trần Thanh Hải Tùng (1998), *Góp phần nghiên cứu Sự hình thành NO, trong quá trình cháy của động cơ Diesel*, Luận văn tiến sĩ kỹ thuật, Đại học bách khoa Hà Nội.
- [23] Vương Văn Sơn (2014), *Xác định thành phần khí thải phát tán vào môi trường của động cơ ô tô sử dụng lưỡng nhiên liệu Diesel-LPG*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Giao thông Vận tải.
- [24] Tổng công ty cổ phần khí Việt Nam –PVGAS, *báo cáo phân tích tài chính kiểm toán thường niên Gas*, tháng 11 năm 2015.
- [25] Lê Văn Tụy, *Tính toán mô phỏng cung cấp nhiên liệu khí thiên nhiên (CNG) phun trực tiếp cho động cơ có tỷ số nén cao*, Luận án Tiến sĩ kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng.
- [26] Nguyễn Tất Tiến (2000), *Nguyên lý động cơ đốt trong*, nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.
- [27] Phạm Minh Tuấn (2008), *Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường*, nhà xuất bản Khoa học & Kỹ thuật, Hà Nội.

- [28] Nguyễn Quang Vinh (2008), *Nghiên cứu áp dụng thí điểm nhiên liệu khí dầu mỏ hóa lỏng cho xe buýt tại thủ đô Hà Nội và thành phố Hồ Chí Minh*, Báo cáo tổng kết đề tài cấp Bộ.
- [29] Nguyễn Tường Vi (2014), *nghiên cứu sử dụng LPG làm nhiên liệu thay thế trên động cơ diesel hiện hành*, Luận án tiến sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội

B. Tiếng Anh

- [30] Abd Alla GH, Soliman HA, Badr OA, Abd Rabbo MF. *Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine*. Energy Conversion and Management 41 (2000) 559–572.
- [31] Autogas - Wikipedia, the free encyclopedia - <https://en.wikipedia.org/wiki/Autogas#Countries>
- [32] Alexandru Cernata, Constantin Panaa, Niculae Negurescu and Cristian Nutua (2015), “*The Influence of LPG Fuelling on Diesel Engine Cycle Variability*”, 9th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, INTER-ENG 2015, 8-9 October 2015, Tîrgu-Mureş, Romania, pp 746 – 753
- [33] Alberto Boretti, “*Conversion of a heavy duty truck diesel engine with an innovative power turbine connected to the crankshaft through a continuously variable transmission to operate compression ignition dual fuel diesel–LPG*”, Fuel Process. Technol. 113 (2013) 97–108
- [34] A. Bilcan, O. Le Corre, M. Tazerout, A. Ramesh, S. Ganesan. “*Characterization of the LPG – Diesel Dual Fuel Combustion*”. SAE 2001-28-0036 (2001).
- [35] A.M.L.M. Wagemakers, C.A.J. Leermakers, “*Review on the Effects of Dual-Fuel Operation, Using Diesel and Gaseous Fuels, on Emissions and Performance*”. SAE 2012-01-0869 (2012).
- [36] B.B. Sahoo, N. Sahoo, U.K. Saha, “*Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas Diesel engines—A critical review*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 1151–1184.
- [37] B. Ashok *, S. Denis Ashok, C. Ramesh Kumar, “*LPG diesel dual fuel engine – A critical review*”, Alexandria Engineering Journal (2015) 54, 105–126
- [38] BEA 460 Bosch Manual – 2012, Maha MGT manual – 2008 and Hioki 8420 Manual – 2009
- [39] Bogdan Cornel BENEÀ, Adrian Ovidiu SOICA (2007), *Researches regarding using LPG on Diesel engine*, TRANSILVANIA University of Brasov.

- [40] Irvin Glassman, Richard A. Yetter, Nick G. Glumac, “*Combustion - Fifth Edition*” ISBN: 978-0-12-407913-7 Academic Press is an imprint of Elsevier.
- [41] C. Argachoy, A. P. Pimenta (2005), “*Phenomenological Model of Particulate Matter Emission from Direct Injection Diesel Engines*”, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng, July-September 2005, Vol. XXVII, pages 266 – 273.
- [42] Cao et al, *Comparative investigation of diesel and mixed liquified petroleum gas/diesel injection engines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 218, (2004), part D, p557-565.
- [43] Charalampos arapatsakos, Anastasios karkanis, Georgios katirtzoglou, Ioannis pantokratoras, “*Liquid Petroleum Gas (LPG) and Natural Gas (NG) as fuels on Diesel engine–Dual fuel engine*”. Recent Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer. ISBN: 978-1-61804-183-8
- [44] D. Bradley, “*Combustion and the design of future engine fuels*”, Proceedings of the IMechE Part C. Journal of Mechanical Engineering Science 223 (2009).
- [45] D.H. Qi, Y.ZH. Bian, ZH.Y. Ma, CH.H. Zhang, SH.Q. Liu, *Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas–Diesel blended fuel*, Energy Conversion and Management 48 (2007) 500–509.
- [46] Donghui et al, “*Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine fuelled with a LPG-Diesel blend*”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, vol. 219, (2005), part D, p253-261.
- [47] ECD-V3 Denso Injection Pump Service Manual – 2000
- [48] Emad Elnajjar, Mohammad O. Hamdan, Mohamed Y.E. Selim, “*Experimental investigation of dual engine performance using variable LPG composition fuel*”, Renewable Energy 56 (2013).
- [49] Goldsworthy L, “*Combustion behaviour of a heavy duty common rail marine Diesel engine fumigated with propan*”, Experimental Thermal and Fluid Science 42 (2012) 93–106.
- [50] Gibson C.M., A.C. Polk, N.T. Shoemaker, K.K. Srinivasan, S.R. Krishnan, *Comparison of propan and methane performance and emissions in a turbocharged direct injection dual fuel engine*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 133 (2011).

- [51] G.A. Rao1, A.V.S. Raju, K. Govinda Rajulu and C.V. Mohan Rao (03/2010), “*Performance evaluation of a dual fuel engine (Diesel + LPG)*”, Indian Journal of Science and Technology, ISSN: 0974- 6846, pp. 235 - 237.
- [52] H.S. Tira, J.M. Herreros, A. Tsolakis, M.L. Wyszynski, “*Characteristics of LPG–diesel dual fuelled engine operated with rapeseed methylester and gas-to-liquid diesel fuels*”, Energy 47 (2012) 620–629.
- [53] G. A. Lavoie , P. N. Blumberg, “*A Fundamental Model for Predicting Fuel Consumption, NOx and HC Emissions of the Conventional Spark-Ignited Engine*”, Journal Combustion Science and Technology_(2007), Pages 225 - 258.
- [54] Heywood J.B, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw–Hill, New York, 1988.
- [55] I.G. C. Dryden, “*The Efficient Use of Energy – Second Edition*” Butterworth Scientific (1982) pages 277 - 278.
- [56] I Miric1, C Pana, N Negurescu, Al Cernat and N C Nutu (2016), “*Dual fuel diesel engine operation using LPG*” 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering
- [57] John Kubesh, Diana D. Brehob, “Analysis of Knock in a Dual-Fuel Engine”, Southwest Research Institute, Ford Motor Co, 922367, 2004.
- [58] Karim GA (2015), “*Dual Fuel Diesel Engine*”, CRC Press Taylor & Francis Group, 6000 Broken Sound Parkway NW, Suite 300 Boca Raton, FL 33487-2742.
- [59] Kumaraswamy, Durga Prasad. *Performance analysis of dual fuel engine using LPG and diesel with EGR system*. Procedia Engineering 38 (2012) p2784 – 2792.
- [60] Kanit Wattanavichien, “*Spray and combustion visualization of LPG-PME dual fuelling an IDI compression ignition engine*”. 3rd Regional Conference on Mechanical and AerospaceTechnology, 2011
- [61] Kumaraswamy, Dr. B. Durga Prasad, “*Use of LPG in A Dual Fuel Engine*” International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), ol.2, Issue.6, Nov-Dec. 2012 pp-4629-4633 ISSN: 2249-6645
- [62] Lata, D.B., Ashok Misra, S. Medhekar. *Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel Diesel engine*. International journal of hydrogen energy, vol. 37 (2012), p6084-6096.
- [63] D.B. Lata, Ashok Misra, S. Medhekar, *Investigations on the combustion parameters of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary*

- fuels*, International Journal of Hydrogen Energy 36 (2011) 13808-13819
- [64] Lakhan Puri Goswami, Gourav Patel, Chandrashekhar Khadia, Prakash Kumar Sen, Shailendra Kumar Bohidar, “*A Review on Dual Fuel Engine using Diesel as Primary Fuel and Various Secondary Fuels (NG, Hydrogen and L.P.G.)*”, International Journal of Research in Advent Technology, Vol.2, No.11, November 2014, E-ISSN: 2321-9637, pp 74 – 80.
- [65] Martin Tunér (March 2015), “*Combustion of Alternative Vehicle Fuels in Internal Combustion Engines*”, Lund University, Department of Energy Sciences, Division of Combustion Engines, March 2015
- [66] Nirendra N. Mustafi, Robert R. Raine, Sebastian Verhelst, “*Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels*”, Fuel 109 (2013) 669–678.
- [67] Nayan Mirgal, Shrikant Kumbhar, M. Mohamed Ibrahim and Babu Chellapachetty (2015), “*Experimental investigations on LPG - diesel dual fuel engine*”, Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences, ISSN: 0974-2115, pp 211 - 214
- [68] Niculae Negurescu, Constantin Pana and Alexandru Cernat, *Theoretical and Experimental Investigations on the LPG Fuelled Diesel Engine*, SAE-China and FISITA, Proceedings of the FISITA 2012 World.
- [69] Mohamed Y.E. Selim, Salah B. Al-Omari, Abdullah A.J. AlAseery, “*Effects of Steam Injection to Dual Fuel Engine on Performance*”. SAE 2009-01-1831 (2009).
- [70] M.P. Poonia, A. Ramesh, R.R. Gaur, Anant Joshi (2012), “*Effect of Pilot Fuel Quantity, Injector Needle Lift Pressure and Load on Combustion Characteristics of a LPG Diesel Dual Fuel Engine*”, International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), Volume 2, Issue 1, July 2012, page 26-31.
- [71] Miqdam Tariq Chaichan, “*Combustion of Dual Fuel Type Natural Gas/Liquid Diesel Fuel in Compression Ignition Engine*”, Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCED), e-ISSN: 2278-1684, p-ISSN: 2320-334X, Volume 11, Issue 6 Ver. IV (Nov- Dec. 2014), PP 48-58.
- [72] P. Vijayabalana, G. Nagarajan, “*Performance, Emission and Combustion of LPG Diesel Dual Fuel Engine using Glow Plug*”, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Volume 3, Number 2, June. 2009 ISSN 1995-6665, Pages 105 - 110

- [73] Purvin & Gertz, Fifteenth Annual Conference, The Petrochemical Feedstock Association of the Americas, (PFAA) - (Sản lượng LPG)
- [74] R.G. Papagiannakis, P.N. Kotsopoulos, T.C. Zannis b, E.A. Yfantis b, D.T. Hountalas c, C.D. Rakopoulos, (2009), *Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas Diesel engine*, Elsvier Ltd. All rights reserved.
- [75] R.G. Papagiannakis, C.D. Rakopoulos, D.T. Hountalas, D.C. Rakopoulos, “*Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions*” 76, Fuel 89 (2010) 1397–1406.
- [76] Rajpal Dhakar, Ajay Tripathi, Janmit Raj. “*Use of LPG in internal combustion engines-a state of art review*”, Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR), ISSN-2349-5162, August 2016, Volume 3, Issue 8, pp 58 – 66.
- [77] R. G. Papagiannakis, et al, *Experimental and Theoretical Analysis of the Combustion and Pollutants Formation Mechanisms in Dual Fuel DI Diesel Engines*, SAE 2005-01-1726.
- [78] Saleh, H.E., *Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel Diesel engine*, Fuel 87 (2008), p3031–3039.
- [79] Saleh H.E., Mohamed Y.E. Selim, “*Shock tube investigation of propane-air mixtures with a pilot diesel fuel or cotton methylester*”, Fuel 89 (2010) 494–500.
- [80] Suraj Dev Singh, Chandrabhan Singh Tomar and Ravindra Randa (Nov 2015), “*Performance evaluation of a conventional diesel engine running in dual fuel mode with Diesel & LPG*”, International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), Volume 6, Issue 11, pp. 64-76
- [81] S.K. Acharya, S.P. Jena, “*Performance and emission analysis of a CI engine in dual mode with LPG and karanja oil methylester*”, ISRN Renewable Energy, 2013, Hindawi Publishing Corporation, 2013. Article ID 540589.
- [82] Statistical Review of Global LPG, 2015 <http://www.argusmedia.com/>
- [83] T.A. Rao, A.V.S. Raju, K. Govinda Rajulu and C.V. Mohan Rao, (2010), *Performance evaluation of a dual fuel engine (Diesel + LPG)*, University College of Engg. Kothagudem, Dist.Khammam-507101(A.P.) India
- [84] Theory - AVL Boost (2013) - AVL List GmbH, AVL BOOST V.2013 software.

- [85] V. Hirani, S.R. Kulkarni, S.M. Bagi, Y.H. Basavarajappa, V.S. Yaliwal, N.R. Banapurmath, P.G. Tewari, “*Effect of injection timing and compression ratio on the performance of LPG- home biodiesel dual fuel engine*”, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, ISSN 2250-2459, Volume 3, Feb 2013
- [86] X., Chen, J., Foster, D, Gao and Borman, G. L. *Ignition delay and heat release analysis of an ethanol fumigated turbocharged Diesel engine.* ASME paper 83-DGP- 1, 1983.
- [87] Wagemakers, A. M. L. M., & Leermakers, C. A. J. (2012). *Review on the effects of dual-fuel operation, using diesel and gaseous fuels, on emissions and performance.* SAE International Journal of Engines, 2012010869 (2012-01-0869)
- [88] Wang Y, Zhang X, Li C, Wu J. “*Experimental and modeling study of performance and emissions of SI engine fueled by natural gas-hydrogen mixtures*”. International Journal of Hydrogen Energy, vol. 35 (2010), p2680-2683
- [89] Yung-Jin Kim, Ki-Bum Kim, Ki-Hyung Lee, “*The Spray Characteristics of a Liquid Phase LPG Port Injection Type Injector for a Remodeled Diesel Engine*”. SAE 2009-01- 1879 (2009).
- [90] Y.E. Mohamed Selim, *Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition*, Energy Convers. Manage. 45 (2004) 411–425.
- [91] [https://energypedia.info/wiki/Liquefied_Petroleum_Gas_\(LPG\) & Overview International Energy Statistics](https://energypedia.info/wiki/Liquefied_Petroleum_Gas_(LPG) & Overview International Energy Statistics),
- [92] <https://authors.library.caltech.edu/25069/5/AirPollution88-Ch3.pdf>
- [93] Eran Sher, “ Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines”
- [94] BRC Sequent 24 My07 Manual
- [95] Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench (LabVIEW) - National Instruments (2014)

DANH MỤC CÁC CÔNG TRÌNH ĐÃ CÔNG BỐ CỦA LUẬN ÁN

1. **Nguyễn văn Long Giang**, Đỗ Văn Dũng, Trần Thanh Hải Tùng, Huỳnh Phước Sơn (2011), “Nghiên cứu, chế tạo hệ thống cung cấp nhiên liệu kép cho động cơ Diesel Ford Range”. *Tuyển tập Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc, 2011 (ISSN 1859–4182)*, trang 71- 76.
2. Trần Thanh Hải Tùng, Đỗ Văn Dũng, Huỳnh Phước Sơn, **Nguyễn Văn Long Giang**, Phan Nguyễn Quý Tâm (2012), “Nghiên cứu, lắp đặt hệ thống nhiên liệu CRDI (Common Rail Diesel Injection) trên động cơ Vikyno RV 125-2”, *Kỷ yếu Hội nghị NCKH Đại học Đà Nẵng lần thứ V – 2012*, trang 44 – 48.
3. **Nguyễn văn Long Giang**, Đỗ Văn Dũng, Trần Thanh Hải Tùng, Huỳnh Phước Sơn (2013), “Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số điều khiển phun khí hóa lỏng đến hiệu suất và khí thải của động cơ Diesel chạy nhiên liệu kép LPG-Diesel”. *Tuyển tập Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc 2013 (ISSN 1859–4182)*, trang 221 – 229.
4. Đỗ Văn Dũng, Trần Thanh Hải Tùng, Huỳnh Phước Sơn, **Nguyễn Văn Long Giang**, Thái Huy Phát (2013), “Nghiên cứu lắp đặt hệ thống nhiên liệu kép CNG-Diesel trên động cơ Vikyno RV 125”. *Tuyển tập Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc 2013 (ISSN 1859–4182)*, trang 656 – 662.
5. **Nguyễn văn Long Giang**, Đỗ Văn Dũng, Trần Thanh Hải Tùng, Huỳnh Phước Sơn (2014), “Ứng dụng phần mềm AVL Boost mô phỏng tính toán các chế độ hoạt động trên động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG - Diesel)”. *Tuyển tập Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc 2014 (ISSN 1859–4182)*, trang 174 – 183.
6. Do Van Dzung, Huynh Phuoc Son, Thai Huy Phat, **Nguyen Van Long Giang** (2014) “Research and install the dual fuel CNG – Diesel supply control system on small Diesel engine”. *Tạp chí Khoa học và Công nghệ ISSN 0868-3980 (Số 100/2014)*, trang 47- 50.
7. **Nguyễn Văn Long Giang**, Đỗ Văn Dũng, Huỳnh Phước Sơn, Trần Thanh Hải Tùng (2015), “Nghiên cứu ứng dụng logic mờ trong điều khiển hồi lưu khí thải và lưu lượng nhiên liệu cho động cơ nhiên liệu kép (LPG – Diesel)”, *Tuyển tập*

Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc 2015 (ISSN 1859–4182), trang 246 - 254.

8. **Nguyen Van Long Giang**, Do Van Dzung, Tran Thanh Hai Tung, Duong Trong Chung (2016), “Study the effect of LPG injection parameters on the performance and emission for dual fuel (Diesel – LPG) Diesel engine”, *Tạp chí khoa học giáo dục kỹ thuật (ISSN 1859 – 1272)*, số 35A (01/2016), trang 18 – 24.
9. **Nguyễn Văn Long Giang**, Đỗ Văn Dũng, Huỳnh Phước Sơn, Trần Thành Hải Tùng (2016), “Nghiên cứu thực nghiệm hệ thống điều khiển nhiên liệu cho động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)”, *Tuyển tập Công trình Hội nghị Cơ học thủy khí toàn quốc lần thứ 19 năm 2016*, trang 164 - 173.
10. **Nguyen Van Long Giang**, Do Van Dzung, Huynh Phuoc Son, Tran Thanh Hai Tung (2017) “Experimental research on fuel control system of internal combustion engine using dual fuel LPG – Diesel”, *2017 International Conference on System Science and Engineering (ICSSE)*, Publication Year: 2017, Pages: 365 – 370.

PHỤ LỤC

PHỤ LỤC 1
CÁC SỐ LIỆU & CƠ SỞ LÝ THUYẾT PHỤC VỤ NGHIÊN CỨU

Phụ lục 1.1: Đặc tính kỹ thuật của nhiên liệu khí hóa lỏng (LPG)

TT	Các thông số	Đơn vị	Kết quả	Phương pháp
1	Áp suất hơi ở 37,8 độ C	kpa	915,00	ASTM D 1267-95
2	Hàm lượng lưu huỳnh	ppm	12,00	ASTM D 2784-98
3	Hàm lượng nước tự do	% wt	NIL	Quang hóa
4	Độ ăn mòn mảnh đồng		Ia	ASTM D 1838-91
5	Tỷ trọng ở 15 độ C	kg/l	0,53	ASTM D 1657-91
6	Thành phần hóa học			
	C2H6	% mol	0,60	
	C3H8	% mol	68,24	
	I-C4H10	% mol	9,81	
	N- C4H10	% mol	21,05	
	Nco-C5H12	% mol	0,19	
	I-C5H12	% mol	0,10	ASTM D 2163-91
	N-C5H12	% mol	0,01	
	C3H6	% mol	0,90	
7	Hàm lượng cặn	% wt	NIL	ASTM D 2158-97
8	Hàm lượng H2S	ppm	NIL	ASTM D 2420-91
9	Độ hóa hơi		-2,10	ASTM D 1837-02a
10	Phân tử lượng		48,42	Tính toán
11	Propane/Butane	% thể tích	50/50	
12	Nhiệt trị thấp	MJ/kg	≈ 46	
13	Nhiệt độ cháy trong không khí	°C	1900	
14	Tỉ lệ hoá hơi : Lỏng thành hơi	Lần	250	
15	Giới hạn cháy trong không khí	% thể tích	2-10	

Phụ lục 1.2. Đặc tính kỹ thuật của nhiên liệu Diesel.

TT	Tên chỉ tiêu	Đơn vị	P. pháp phân tích	Tiêu	Kết quả
1	Khối lượng riêng ở 15°C	Kg/l	TCVN 6594 - 2007	$0,82 \div 0,86$	0,8439
2	Độ nhớt động học ở 40°C	cSt	TCVN 3171 - 2007	$2,0 \div 4,5$	3,0679
3	Nhiệt độ bắt cháy cốc kín	$^{\circ}\text{C}$	TCVN 2693 - 2007	≥ 55	72
4	Thành phần cát phân đoạn	$^{\circ}\text{C}$	TCVN 2698 - 2007		
5	Nhiệt trị thấp tính theo khối	MJ/kg			42,7
6	Nhiệt trị thấp tính theo thể	MJ/l			35,7
7	Tỉ lệ không khí/ nhiên liệu	kg/kg			14,4
8	Nhiệt độ tự cháy	$^{\circ}\text{C}$			250
	10% thể tích			≤ 245	214
	50% thể tích			≤ 320	275
	90% thể tích			≤ 360	338
9	Điểm đông đặc	$^{\circ}\text{C}$	TCVN 2753 - 2007	≤ 6	-3
10	Chỉ số Xê tan		TCVN 3180 - 2007	≥ 46	50,53
11	Cặn Cacbon	% Wt	TCVN 6324 - 2010	≤ 3	0,0234
12	Hàm lượng tro	% Wt	TCVN 2690 - 2007	$\leq 0,01$	0,0016
13	Hàm lượng lưu huỳnh	% Wt	ASTM D 4294	$\leq 0,05$	0,0162
14	Ăn mòn mảnh đồng		TCVN 2694 - 2007	Loại I	1a

Phụ lục 1.3: Tính năng công tác của động cơ sử dụng nhiên liệu kép (LPG – Diesel)

Các chỉ tiêu về tính năng kinh tế kỹ thuật của động cơ đốt trong như công suất có ích, hiệu suất có ích... luôn phụ thuộc vào chất lượng của chu trình công tác. Chất lượng của chu trình được thể hiện qua hai thông số chính là áp suất chỉ thị trung bình pi và hiệu suất chỉ thị η_i [75].

- Áp suất chỉ thị trung bình chu trình công tác của động cơ

Áp suất chỉ thị trung bình của chu trình công tác là công chỉ thị của một đơn vị thể tích công tác của xi lanh trong một chu trình:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{1}{V_{h_{chustrinh}}} \int (p - p_0) dV \quad (\text{MPa}) \quad (1)$$

$$p_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{hút} pdV + \int_{nén} pdV + \int_{cháy-giảm nén} pdV + \int_{thai} pdV \right] \quad (MPa)$$

Do công của hành trình bơm không lớn và rất khó xác định theo đồ thị công nên khi tính toán thường bỏ qua và xem nó là một phần trong các tổn thất cơ giới:

$$p_i = \frac{1}{V_h} \left[\int_{nén} pdV + \int_{cháy-giảm nén} pdV \right] \quad (MPa) \quad (2)$$

- *Áp suất có ích trung bình*

Áp suất có ích trung bình là công có ích của một đơn vị thể tích công tác trong một chu trình:

$$P_e = p_i \cdot \eta_m \quad (MPa) \quad (3)$$

Trong đó: Hiệu suất cơ giới ($\eta_m = 0,63 \div 0,93$)

- *Công chỉ thị của chu trình*

$$L_i = \int_{chu trình} (p - p_0) dV_i = - \int_{180^0}^{359^0} pdV + \int_{360^0}^{540^0} pdV \quad (kJ) \quad (4)$$

- *Công suất chỉ thị của động cơ*

$$N_i = \frac{p_i V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (kW) \quad (5)$$

Trong đó: p_i : Áp suất chỉ thị trung bình của chu trình công tác; V_h : thể tích công tác của xi lanh khi pit tông chuyển dịch một hành trình, i : số xi lanh của động cơ; $n(v/ph)$: số vòng quay của trực khuỷu; τ : số kỳ của một chu trình.

- *Công suất có ích của động cơ*

Công suất có ích của động cơ được phát ra tại đuôi trực khuỷu để truyền năng lượng tới máy công tác. Công suất chỉ thị nhỏ hơn công suất có ích đúng bằng công suất tổn thất cơ giới bao gồm: công suất tổn thất do ma sát, tổn thất cho các hành trình “bơm” của chu trình công tác, công suất do tiêu hao do dẫn động cơ cầu phụ,...

$$\begin{aligned} N_e &= N_i - N_m \\ N_e &= N_i \cdot \eta_m \end{aligned} \quad (kW)$$

$$N_e = \frac{p_e V_h \cdot i \cdot n}{30\tau} \quad (kW) \quad (6)$$

- *Mô men của động cơ*

Mô men ở đầu ra của trục khuỷu được xác định trên băng thử, phụ thuộc vào công suất và số vòng quay động cơ:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e \times 60}{2 \times \pi \times n} = \frac{30N_e}{\pi \cdot n} \quad (N.m) \quad (7)$$

- *Hiệu suất chỉ thị của động cơ*

Hiệu suất chỉ thị của động cơ là tỉ số giữa nhiệt lượng được chuyển thành công chỉ thị và nhiệt lượng cấp cho động cơ do nhiên liệu đốt cháy trong xi lanh tạo ra trong cùng một thời gian

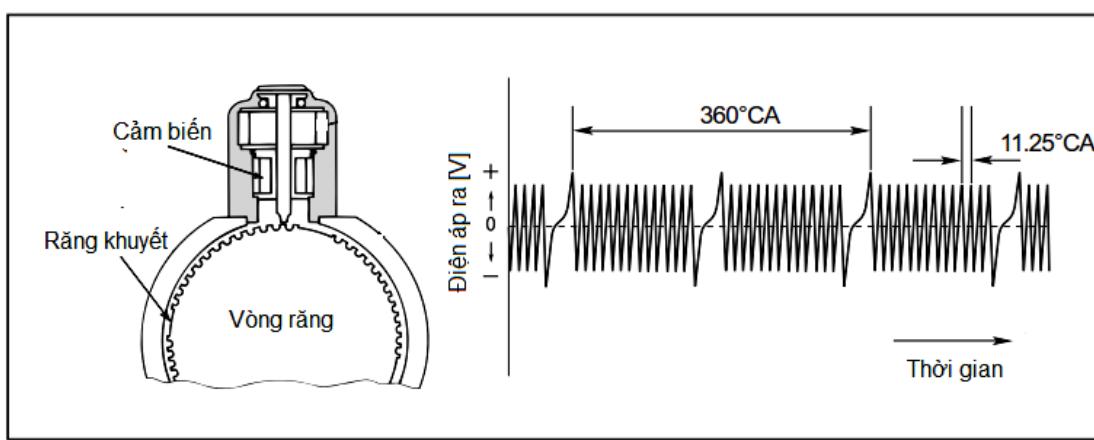
$$\eta_i = \frac{N_i}{G_{nl} \times Q_{tk}} = \frac{1}{g_i \times Q_{tk}} \quad (8)$$

Q_{tk} (J/kg): nhiệt trị thấp của 1 kg nhiên liệu; G_{nl} (kg/s): lưu lượng nhiên liệu.

Phụ lục 1.4: Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của các cảm biến động cơ 3C - TE

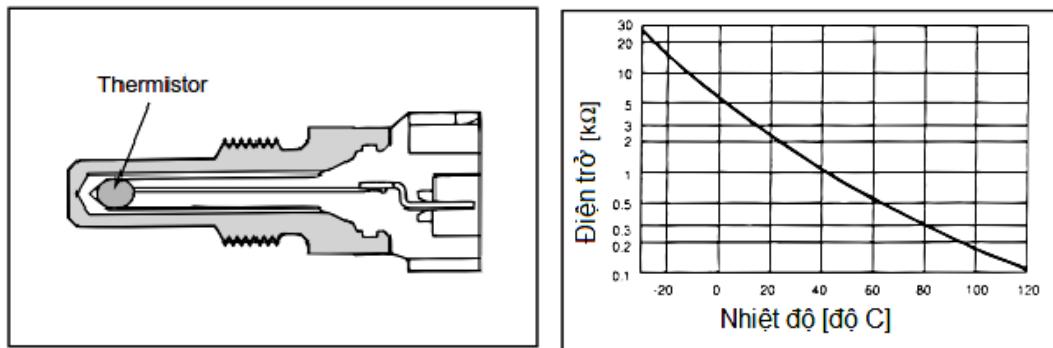
- *Cảm biến tốc độ động cơ (Ne).*

Cảm biến tốc độ loại điện từ có 56 răng với 4 răng khuyết, vòng răng được lắp trên bơm cao áp bao gồm một roto ép dính với trục dẫn động và một cảm biến (là một cuộn dây). Khi roto quay các xung tín hiệu được tạo ra trong cảm biến dưới dạng các xung điện áp hình sin và được gởi về ECU. Điện trở cuộn dây ở 200C khoảng 205-255Ω.



Hình 1: Cấu tạo và xung tín hiệu của cảm biến tốc độ động cơ.

- *Cảm biến nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ khí nạp và nhiệt độ nhiên liệu.*



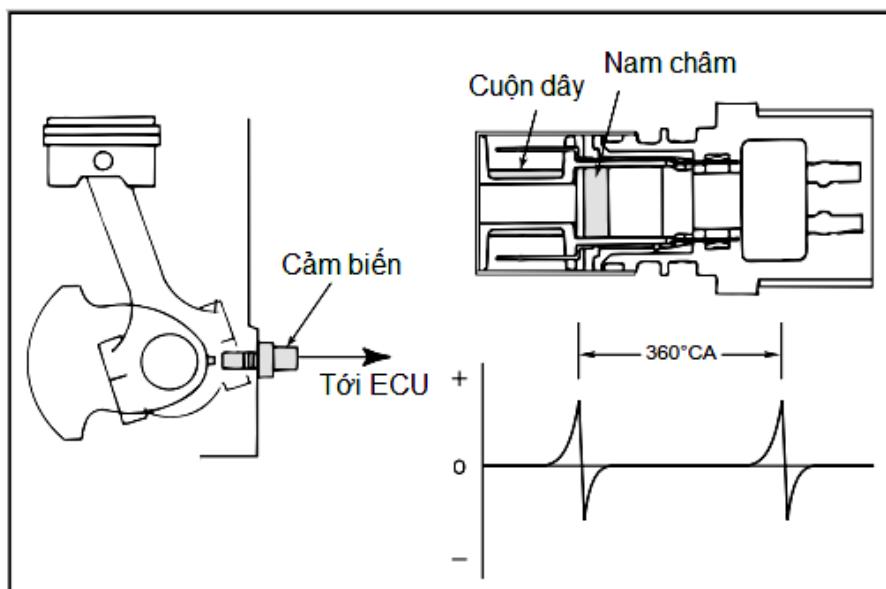
Hình 2: Cảm biến nhiệt độ.

Cảm biến nhiệt độ có cấu tạo là một điện trở nhiệt (thermistor). Nó được làm bằng vật liệu bán dẫn nên có hệ số nhiệt điện trở âm (NTC – negative temperature coefficient). Khi nhiệt độ tăng điện trở giảm và ngược lại. Các loại cảm biến nhiệt độ hoạt động cùng nguyên lý nhưng mức hoạt động và sự thay đổi điện trở theo nhiệt độ có khác nhau.

Các cảm biến nhiệt độ cung cấp tín hiệu điện áp được gửi về ECU giúp nhận biết được tình trạng làm việc của động cơ và điều chỉnh lượng nhiên liệu và thời điểm phun cho phù hợp.

- **Cảm biến vị trí trực khuỷu.**

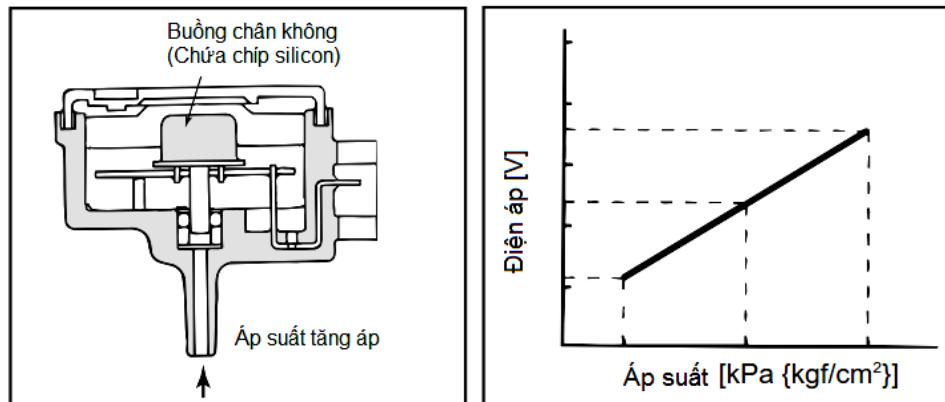
Khi vấu rang trên trực khuỷu đi qua vị trí đặt cảm biến trực khuỷu trong khi động cơ quay, từ trường cảm ứng biến thiên, sinh ra tín hiệu của cảm biến. Tín hiệu được tạo ra một lần mỗi vòng quay động cơ, và truyền tới bộ điều khiển như tín hiệu điểm chét trên.



Hình 3: Cảm biến vị trí trực khuỷu.

- **Cảm biến áp suất turbo.**

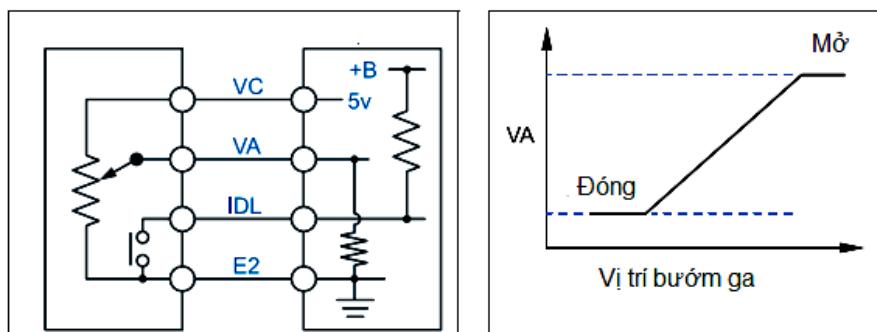
Loại cảm biến áp suất dạng rắn này dùng tính chất của thạch anh (silicone's) cho phép điện trở biến đổi dưới áp suất. Nó chuyển đổi áp suất khí nạp (áp suất tuyệt đối) thành một tín hiệu điện, sau đó khuếch đại thành tín hiệu điện áp tới bộ điều khiển.



Hình 4: Cảm biến áp suất turbo.

- **Cảm biến vị trí bàn đạp ga.**

Cảm biến vị trí bàn đạp ga được gắn trên cánh bướm ga hệ thống nạp, xác định chính xác tín hiệu tăng tốc (VA) và tín hiệu cầm chừng (Idl) để điều khiển lượng phun nhiên liệu theo đúng với tải của động cơ

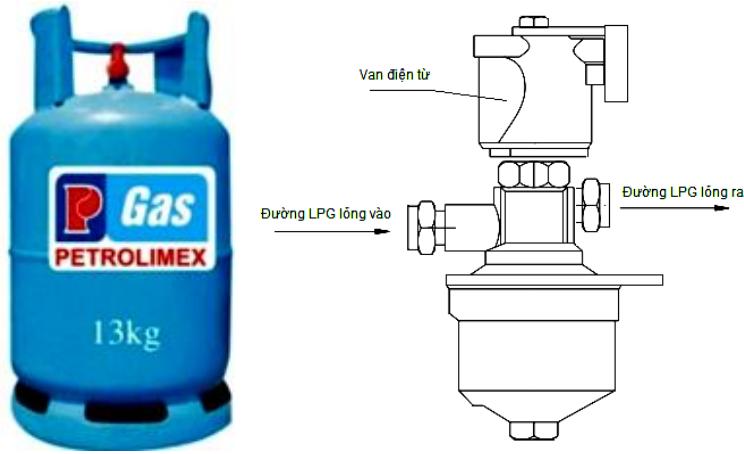


Hình 5: Cảm biến vị trí bàn đạp ga.

Phụ lục 1.4: Hệ thống cung cấp khí hóa lỏng LPG cho động cơ thực nghiệm

- **Bình chứa LPG và van điện từ đóng mở LPG**

Bình LPG có kết cấu hình trụ dài bằng thép dày 3mm, dung tích 12 lít. Trên bình có bố trí van cơ khí đóng mở LPG bằng tay, van điện từ đóng mở LPG. Van điện từ đóng mở LPG được điều khiển từ hộp điều khiển LPG, để đảm bảo an toàn và LPG lỏng không vào bộ hóa hơi khi nhiệt độ nước làm mát còn thấp van điện từ chỉ mở khi động cơ làm việc, áp suất LPG trước vòi phun đạt và nhiệt độ nước làm mát qua bộ hóa hơi phải lớn hơn 50°C . [14]

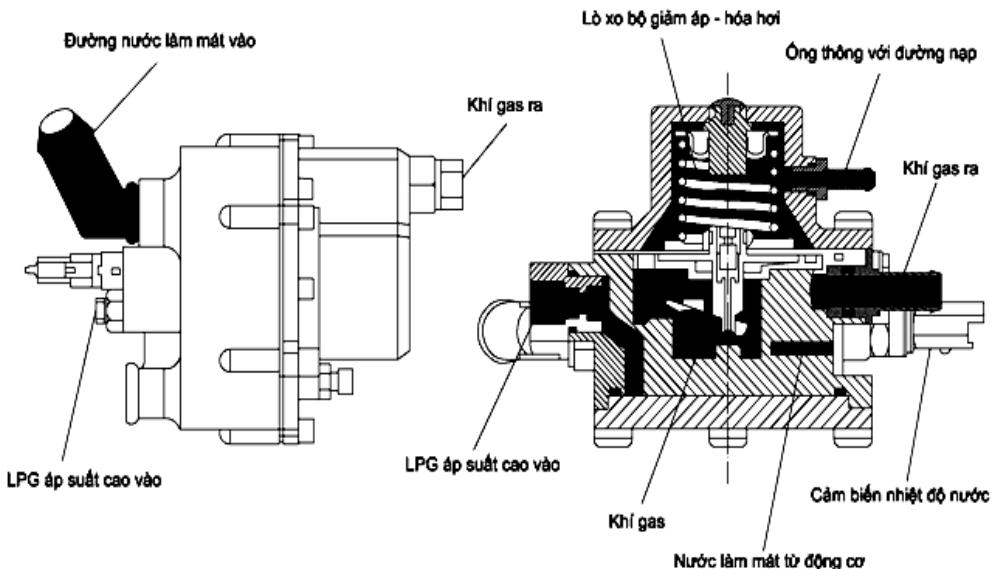


Hình 6: Bình chứa LPG và kết cấu van điện tử

- **Bộ lọc LPG và bộ hóa hơi giảm áp**

Để đảm bảo an toàn cho động cơ thì LPG trước khi vào đường nạp động cơ được đi qua bộ lọc LPG. Bộ lọc có tác dụng lọc các bụi bẩn bị lẫn vào LPG trong quá trình sản xuất hoặc quá trình nạp LPG, đồng thời bộ lọc còn có tác dụng ổn áp tức là ổn định dòng LPG trước khi đi vào bộ hóa hơi và vào đường nạp của động cơ [14].

Quá trình chuyển hóa nhiên liệu LPG từ dạng lỏng sang dạng hơi được thực hiện thông qua bộ hóa hơi. Bộ hóa hơi LPG (hình 3) là thiết bị được chế tạo bằng nhôm, bên trong có một khoang rỗng chứa LPG và đường nước làm mát động cơ đi xung quanh khoang này nhằm mục đích gia nhiệt để tăng hiệu quả hóa hơi của LPG. Trên bộ hóa hơi được gắn thêm công tắc nhiệt, khi nhiệt độ nước $\geq 50^{\circ}\text{C}$ sẽ tác dụng để đóng công tắc nhiệt thông mạch điện áp cấp cho ECU điều khiển hệ thống LPG.

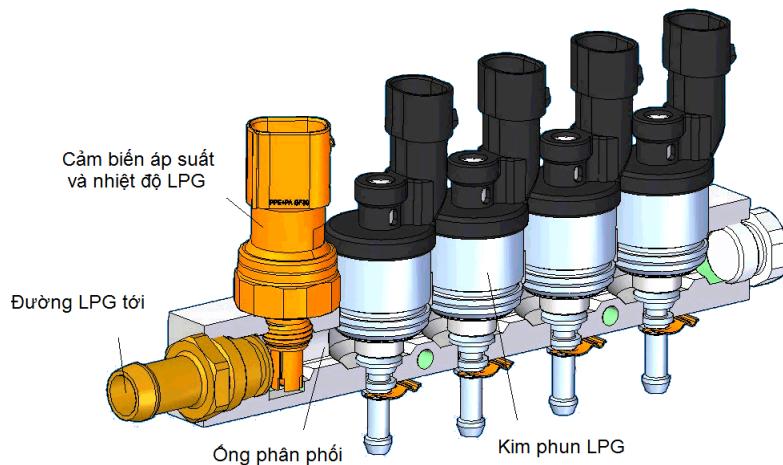


Hình 7: Kết cấu bộ hóa hơi giảm áp

- **Kim phun và ống phân phối LPG**

Về kết cấu và nguyên lý hoạt động cơ bản giống như kim phun của động cơ xăng. Phía trước kim phun LPG luôn giữ một áp suất nhất định nhờ ống phân phối và bộ hóa hơi giảm áp. Khi có điện áp 12V điều khiển từ bộ điều khiển LPG tới kim phun, kim phun nhấc ty kim lên và LPG được phun vào đường nạp của động cơ.

Ngoài ra một cảm biến tích hợp nhiệt độ và áp suất LPG được lắp trên ống phân phối, nhiệm vụ của cảm biến này là báo nhiệt độ và áp suất của LPG trên đường ống phân phối về bộ điều khiển LPG để tính toán lượng phun LPG cho phù hợp. Ta cũng có thể biết được các thông số này qua giao diện trên máy tính [14].



Hình 8: Ống phân phối, các kim phun và cảm biến áp suất, nhiệt độ của LPG

- **Công tắc chuyển đổi sang chế độ nhiên liệu kép LPG - Diesel**

Công tắc chuyển đổi này giúp ta có thể chuyển đổi các chế độ hoạt động Diesel hoặc LPG thể hiện qua các màu của đèn chuyển đổi chế độ.

- Đèn báo màu đỏ thể hiện hệ thống LPG chưa hoạt động (động cơ đang chạy chế độ Diesel)
- Đèn báo màu vàng thể hiện hệ thống LPG chuẩn bị hoạt động;
- Đèn báo màu xanh thể hiện hệ thống LPG đã hoạt động.

Muốn chuyển đổi sang chế độ LPG ta nhấn công tắc chuyển đổi (hoặc F5 trên bàn phím máy tính). Để có thể chuyển sang chế độ này đòi hỏi động cơ phải hoạt động, nhiệt độ và áp suất của LPG phải đạt yêu cầu. Ngược lại muốn tắt ta nhấn công tắc chuyển đổi (hoặc F5 trên bàn phím máy tính). Ở các chế độ chuyển sẽ phát ra âm thanh để báo hiệu nhờ còi báo.

Đèn báo mức nhiên liệu LPG cho biết mức LPG trong bình

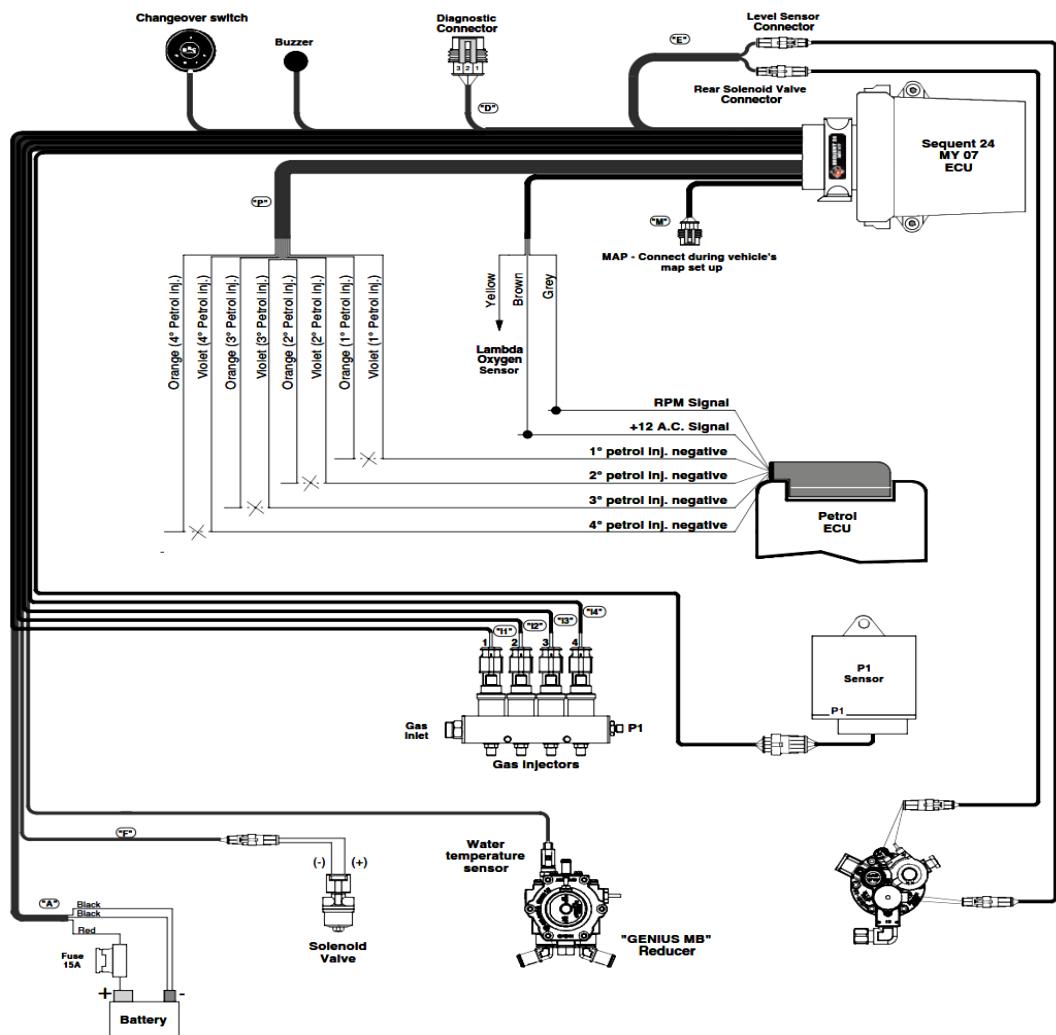
- 4 đèn sáng màu xanh báo hiệu LPG đầy bình;
- 3 đèn sáng màu xanh báo hiệu LPG còn 3/4 bình;

- 2 đèn sáng màu xanh báo hiệu LPG còn 2/4 bình;
- 1 đèn sáng màu xanh báo hiệu LPG còn 1/4 bình;

Đèn báo chuyển chế độ



Hình 9: Công tắc chuyển đổi chế độ nhiên liệu kép LPG –Diesel



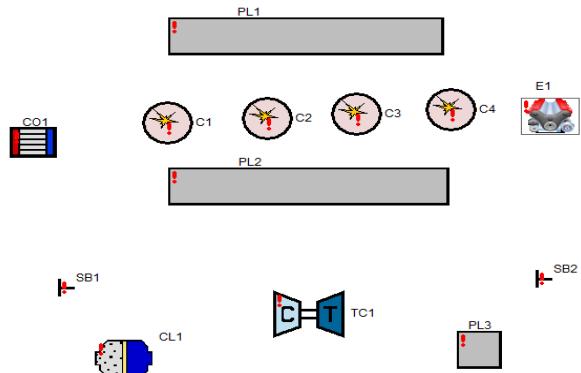
Hình 10: Sơ đồ mạch điều khiển phun LPG BRC cho động cơ xăng

Phục lục 1.5: Hướng dẫn xây dựng mô hình và nhập số liệu với phần mềm mô phỏng AVL BOOST

- **Xây dựng mô hình**

- Chọn phân tử mô hình

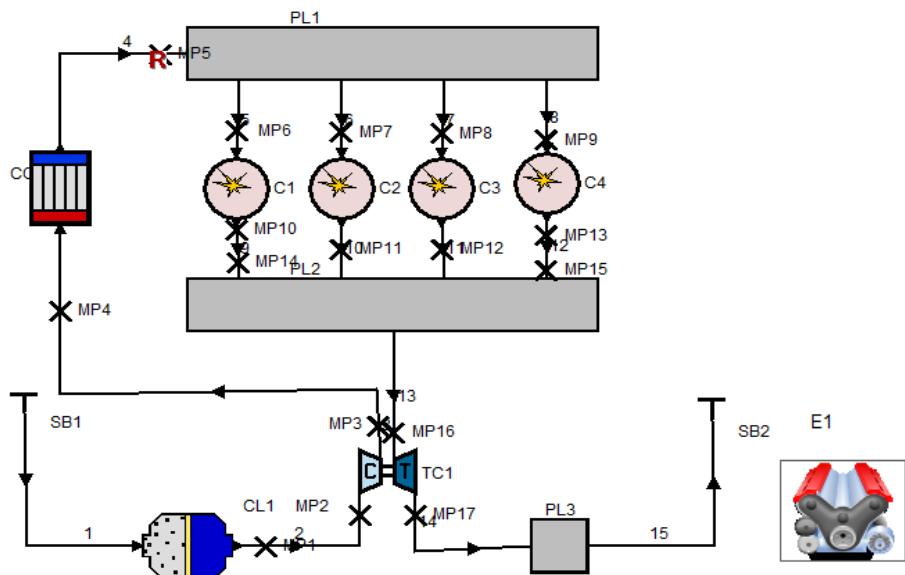
Số lượng và thể loại các phân tử được lựa chọn phù hợp đối với động cơ 3C-TE theo như hình 3.1



Hình 11: Các phân tử mô hình

- Kết nối các phân tử

Dựa trên kết cấu của động cơ thực tế và từ những thành phần tử đã chọn trong AVL Boost. Ta thực hiện kết nối các phân tử với nhau để xây dựng được mô hình động cơ 3C-TE như hình 3.2. Chức năng tên gọi của các phân tử trên mô hình mô phỏng được trình bày trong bảng 3.2.



Hình 11: Mô hình mô phỏng động cơ 3C-TE trên AVL-BOOST.

• Nhập dữ liệu cho mô hình

Việc nhập dữ liệu là rất quan trọng trong phần mềm BOOST, một mô hình muốn có được kết quả theo đúng mong muốn thì dữ liệu nhập vào phải chính xác. Chính vì vậy mà chia ra việc nhập dữ liệu cho các phần tử là khác nhau để tăng tính chính xác cho mô hình, tránh sự nhầm lẫn hay trùng lặp dữ liệu với nhau.

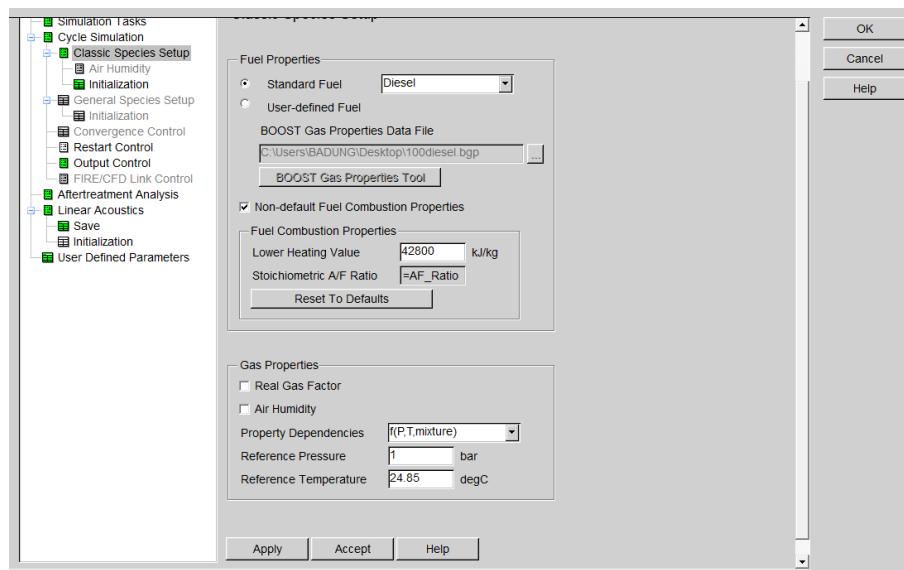
Có thể chia việc nhập dữ liệu ra thành hai phần:

- Nhập dữ liệu chung
- Nhập dữ liệu cho các phần tử

a. Nhập dữ liệu chung

Dữ liệu chung chỉ phôi toàn bộ quá trình mô phỏng của mô hình, và được nhập đầu tiên trước khi nhập dữ liệu cho các phần tử cụ thể.

Các dữ liệu này được nhập thông qua các cửa sổ giao diện. Trong suốt quá trình tính các dữ liệu chung này sẽ là thông số điều khiển bên ngoài, điều khiển các quá trình chạy, truy xuất dữ liệu, cách tính cơ bản...



Hình 13: Giao diện nhập dữ liệu chung cho mô hình

Ở phần nhập dữ liệu chung cho mô hình này cũng là nơi để ta có thể cài đặt để sử dụng nhiên liệu đơn hay nhiên liệu kép.

- Trong mục Cycle Simulation có phần Species Transport
 - Nếu muốn sử dụng nhiên liệu đơn thì ta chọn Classic
 - Nếu muốn sử dụng nhiên liệu kép thì chọn General

Ở đây ta chọn thành phần nhiên liệu thực tế mà động cơ sử dụng như: Diesel, Gasoline, Ethanol, Methanol....

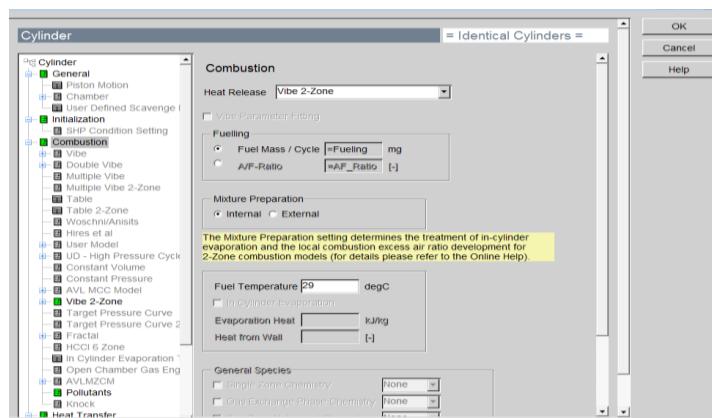
b. Nhập dữ liệu các phần tử

Sau khi click vào từng phần tử cửa sổ giao diện nhập dữ liệu của phần tử đó sẽ hiện ra, các dữ liệu cần nhập được thực hiện trên cửa sổ giao diện. Việc nhập dữ liệu cho các phần tử được xác định theo từng loại động cơ, hoặc các dữ liệu đã được xác định bằng mô hình thực nghiệm trước đó

✓ Phần tử Cylinder

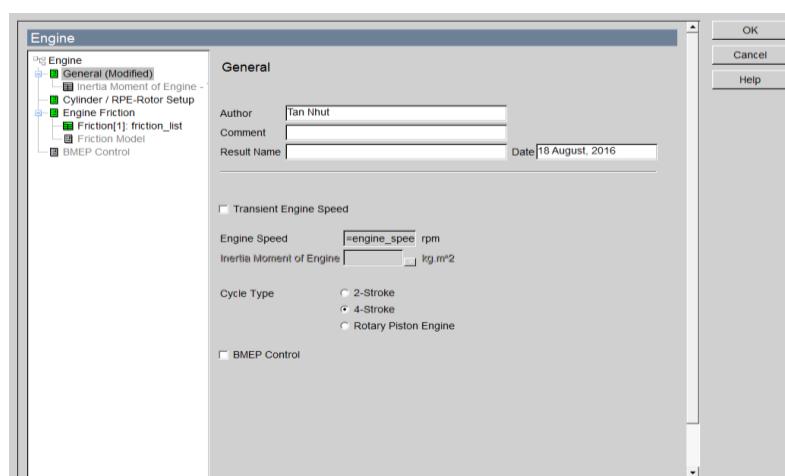
Trong phần tử Cylinder cho phép chọn các mô hình cháy sau: Vibe, Double-vibe, AVL MCC Model, Vibe 2-Zone....

Đối với mỗi loại buồng cháy thì cách đánh giá ảnh hưởng các thông số là khác nhau. Trong đề tài chọn mô hình Vibe 2-Zone.



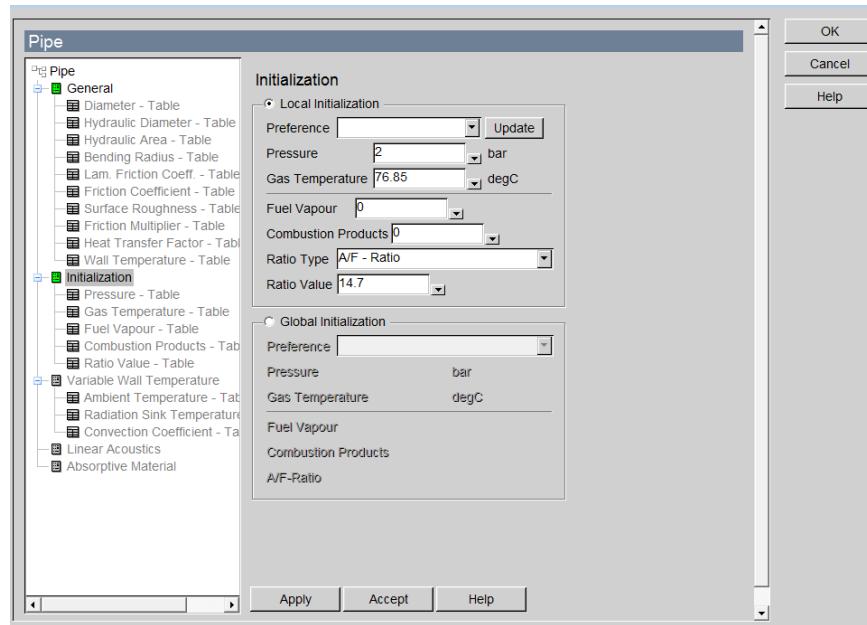
Hình 14: Giao diện nhập dữ liệu cho phần tử Cylinder

✓ Nhập dữ liệu phần tử động cơ



Hình 15: Giao diện nhập thông số kết cấu động cơ

- ✓ Nhập dữ liệu cho phần tử ống



Hình 16: Giao diện nhập dữ liệu cho phần tử ống

PHỤ LỤC 2:

MỘT SỐ HÌNH ẢNH VỀ TRANG THIẾT BỊ VÀ QUÁ TRÌNH NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM

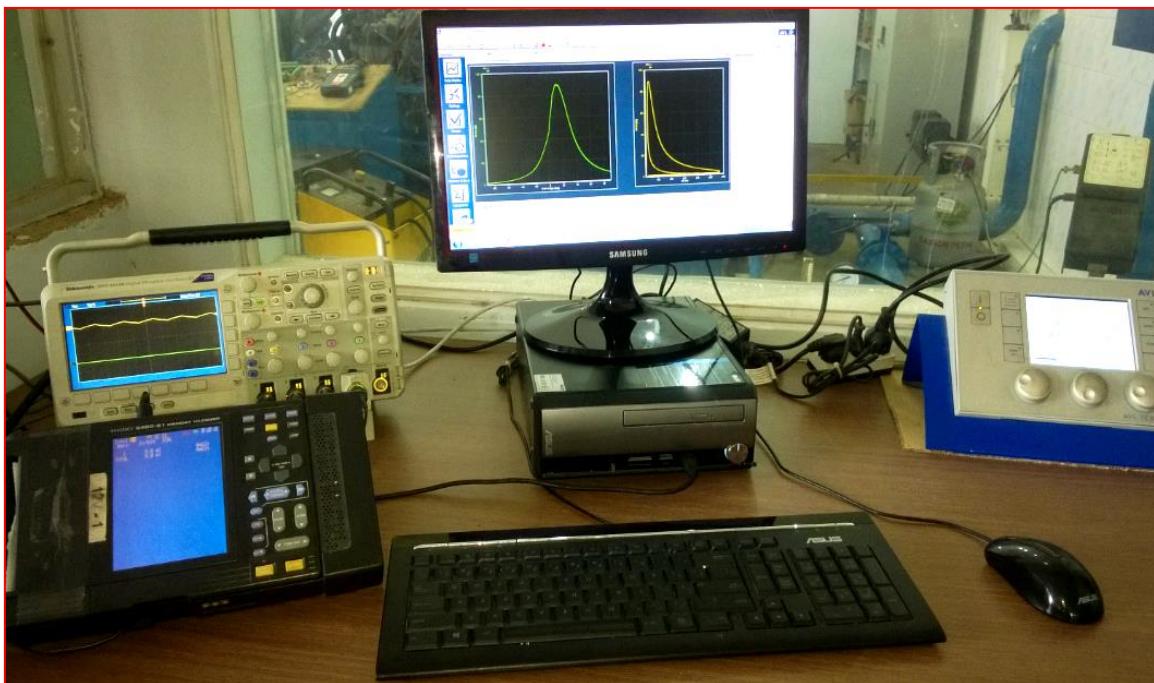
Hình 1: Bộ tri trang thiết bị thực nghiệm tại phòng thí nghiệm động cơ, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh



Hình 2: Băng thử công suất AVL và động cơ Toyota 3C-TE



Hình 3: Bàn điều khiển, giao diện điều khiển bằng thử công suất và tiêu hao nhiên liệu



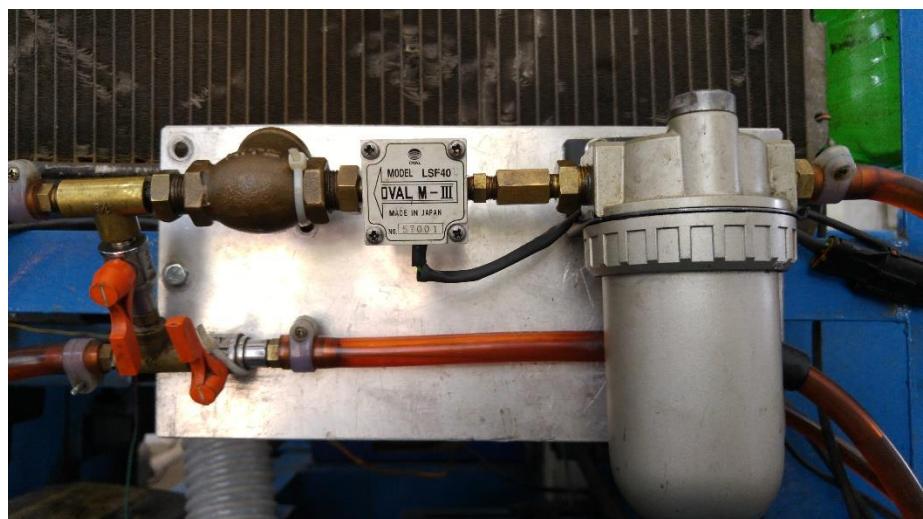
Phụ lục 2.4: Bộ điều khiển bướm ga tự động, tủ điều khiển và bảng điều khiển PUMA



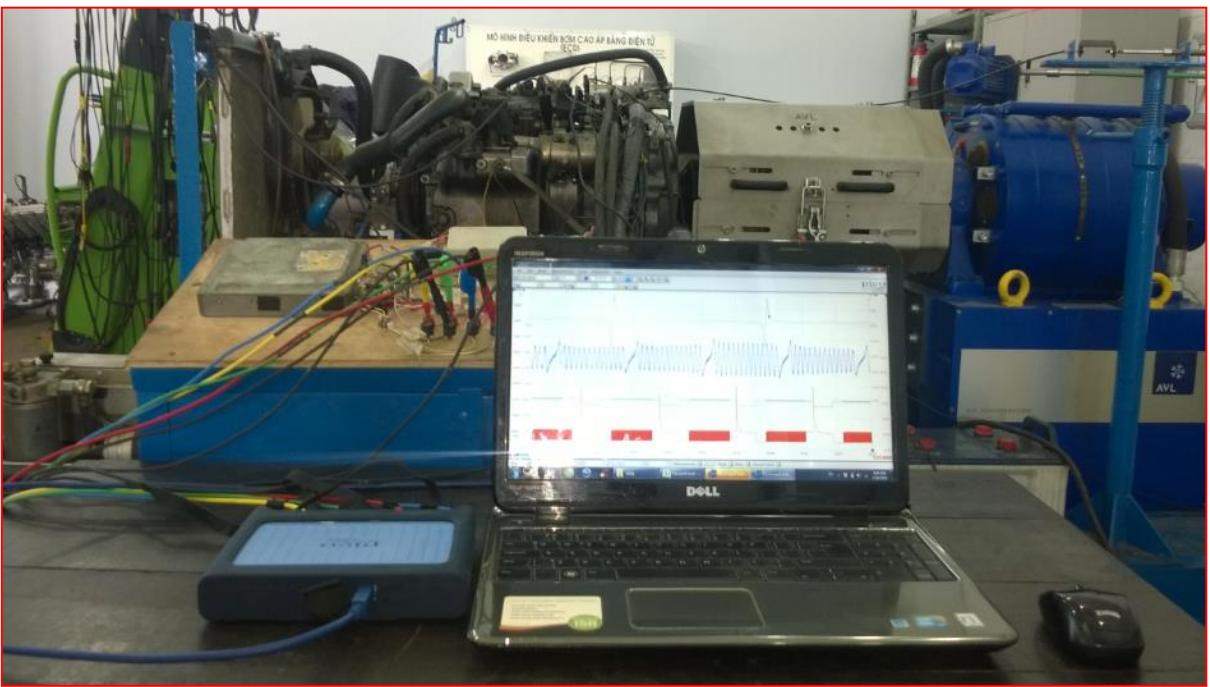
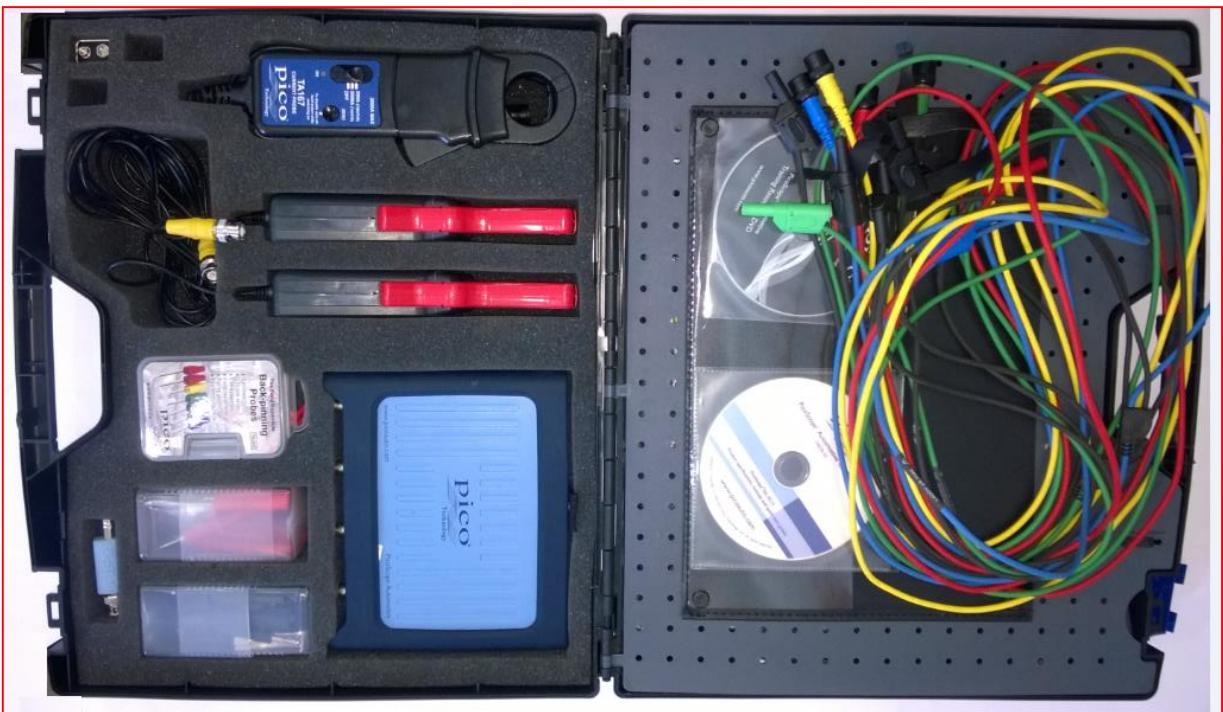
Hình 4: Kết nối với các thiết bị đo độ mờ khói BEA640 của hãng BOSCH và thiết bị kiểm tra khí xả MAHA trong quá trình thực nghiệm



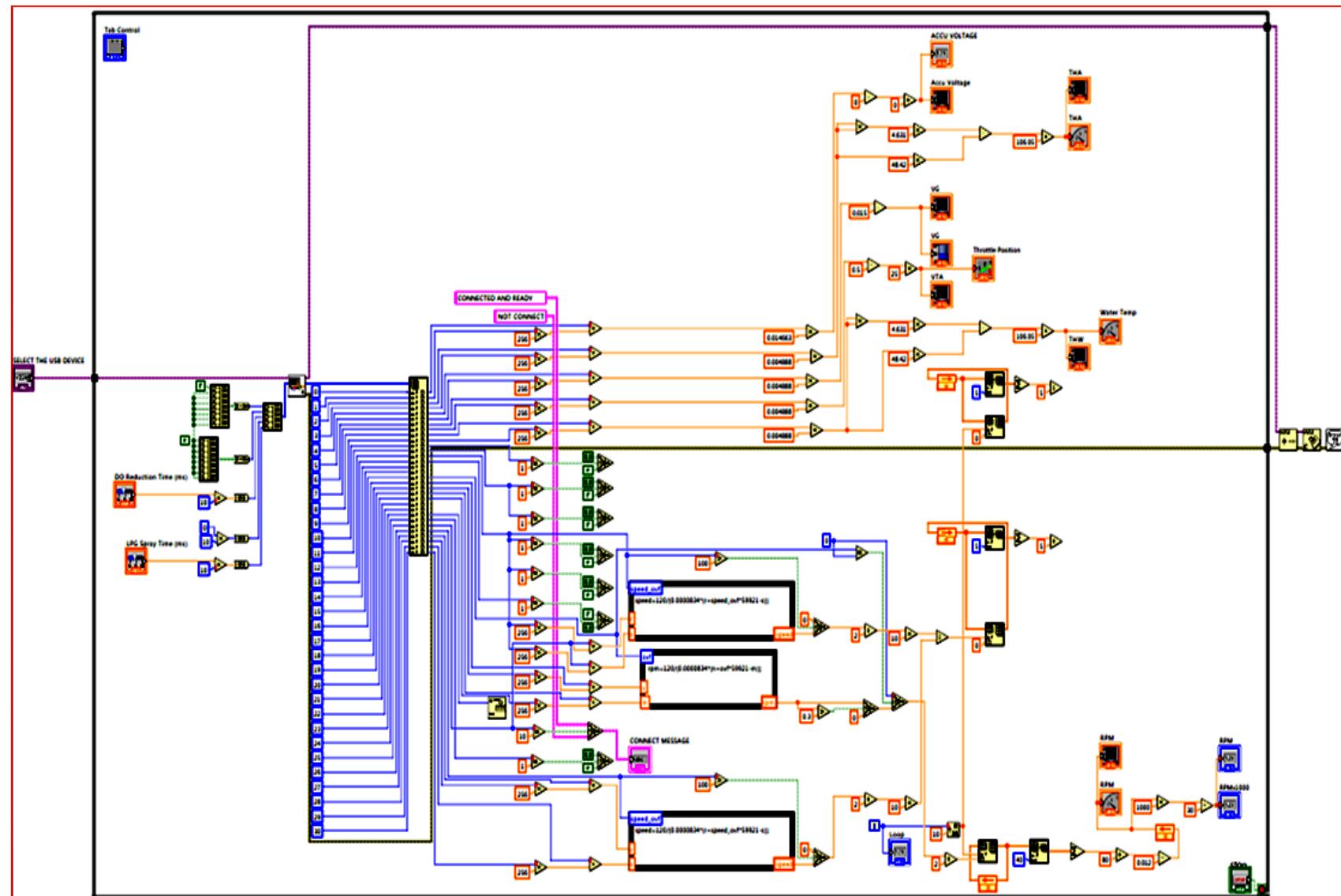
Hình 5: Lắp đặt và thực nghiệm với thiết bị đo tiêu hao nhiên liệu HIOKI 8420



Hình 6: Thiết bị đo xung PicoScope và dữ liệu thu thập trong khi chạy thực nghiệm



Hình 7: Code lập trình LabView điều khiển và thu thập các tín hiệu của hệ thống nhiên liệu kép LPG – Diesel



PHỤ LỤC 3

BẢNG SỐ LIỆU KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ THỰC NGHIỆM

Phụ lục 3.1.: Kết quả mô phỏng mô men động cơ 3C-TE theo các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

Me (N.m)								
Tỷ lệ v/p	100% DO	10% LPG	20% LPG	30% LPG	40% LPG	50% LPG	60% LPG	70% LPG
1000	155.22	157.34	158.38	159.48	160.63	161.76	162.85	163.95
1400	173.88	176.49	177.73	179.00	180.32	181.75	183.08	184.36
1800	189.19	192.13	193.53	194.95	196.54	198.05	199.52	201.14
2200	197.10	200.00	201.61	203.11	204.78	206.30	208.01	209.60
2600	206.88	210.02	211.79	213.43	215.23	216.90	218.77	220.46
3000	199.86	203.18	204.86	206.66	208.37	210.30	212.06	213.94
3400	191.81	195.51	197.68	199.67	201.80	203.86	206.40	208.31
3800	181.46	185.08	187.04	189.10	191.07	193.19	195.27	197.49
4200	167.93	171.53	173.70	175.49	177.55	179.56	181.71	183.78
Giá trị SS TB	1.68 %	2.59 %	3.46 %	4.39 %	5.31 %	6.28 %	7.20 %	

Phụ lục 3.2: Kết quả mô phỏng công suất động cơ 3C-TE theo các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

Ne (Kw)								
Tỷ lệ v/p	100% DO	10% LPG	20% LPG	30% LPG	40% LPG	50% LPG	60% LPG	70% LPG
1000	16.254	16.477	16.585	16.700	16.822	16.939	17.054	17.169
1400	25.492	25.875	26.057	26.242	26.436	26.646	26.841	27.028
1800	35.661	36.216	36.480	36.746	37.047	37.331	37.608	37.914

2200	45.409	46.077	46.446	46.794	47.178	47.528	47.921	48.288
2600	56.327	57.181	57.664	58.111	58.600	59.055	59.566	60.024
3000	62.789	63.831	64.360	64.925	65.462	66.068	66.620	67.210
3400	68.294	69.611	70.385	71.092	71.851	72.583	73.489	74.169
3800	72.211	73.651	74.429	75.248	76.032	76.878	77.706	78.588
4200	73.858	75.442	76.398	77.186	78.090	78.973	79.918	80.831
Giá trị so sánh		1.37%	2.04%	2.74%	3.49%	4.31%	4.92%	5.63%
		-	-	-	-	-	-	-
		2.15%	3.44%	4.51%	5.73%	6.39%	8.21%	9.44%

Phụ lục 3.3: Kết quả mô phỏng nhiệt độ cháy động cơ 3C-TE theo các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

Tỷ lệ v/p	Temperature (K)							
	100% DO	10% LPG	20% LPG	30% LPG	40% LPG	50% LPG	60% LPG	70% LPG
1000	2305.5	2298.1	2303.8	2310.0	2317.8	2323.6	2329.6	2335.7
1400	2335.5	2330.0	2335.6	2341.4	2347.2	2355.6	2361.4	2367.5
1800	2362.0	2356.5	2362.1	2367.8	2375.5	2381.9	2387.8	2395.6
2200	2376.0	2368.8	2376.3	2381.7	2389.1	2394.8	2402.3	2408.2
2600	2405.6	2399.2	2406.9	2412.4	2420.2	2425.7	2433.8	2439.3
3000	2407.7	2403.1	2418.2	2415.3	2425.5	2430.1	2438.3	2443.2
3400	2417.5	2415.4	2421.9	2427.7	2434.7	2442.3	2447.5	2456.8
3800	2423.3	2424.1	2435.7	2436.4	2446.6	2449.6	2458.0	2467.8
4200	2429.4	2426.7	2452.8	2440.0	2454.6	2452.0	2465.4	2470.0
Giá trị SS TB		-0.19%	0.23%	0.32%	0.69%	0.90%	1.22%	1.50%

Phụ lục 3.4: Kết quả mô phỏng độ phát thải NO_x của động cơ 3C-TE theo các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

		NO _x (g/(KW.h))							
Tỷ lệ v/p \	100% DO	10% LPG	20% LPG	30% LPG	40% LPG	50% LPG	60% LPG	70% LPG	
1000	5.5871	4.9375	5.2415	5.5908	6.0659	6.4365	6.8280	7.2546	
1400	5.1220	4.6352	4.9088	5.1962	5.5029	5.9824	6.3296	6.7066	
1800	4.6806	4.2341	4.4749	4.7290	5.0953	5.4219	5.7329	6.1649	
2200	3.7797	3.3550	3.6123	3.8051	4.0904	4.3174	4.6400	4.9131	
2600	3.5942	3.1986	3.4519	3.6452	3.9263	4.1422	4.4669	4.7065	
3000	2.9973	2.6661	2.8327	3.0460	3.2250	3.4850	3.6805	3.9781	
3400	2.1751	1.9283	2.0915	2.2091	2.3973	2.5293	2.7311	2.9024	
3800	1.6897	1.5035	1.5930	1.7296	1.8290	1.9923	2.1030	2.2917	
4200	1.2710	1.1259	1.2331	1.2921	1.3896	1.4900	1.5960	1.7240	

Phụ lục 3.5: Kết quả mô phỏng độ phát thải CO của động cơ 3C-TE theo các tỷ lệ LPG và tốc độ khác nhau

		CO (g/(KW.h))							
Tỷ lệ v/p \	100% DO	10% LPG	20% LPG	30% LPG	40% LPG	50% LPG	60% LPG	70% LPG	
1000	1.0367	1.0118	1.0397	1.0904	1.1634	1.1875	1.2136	1.2443	
1400	1.2108	1.2142	1.2338	1.2561	1.2910	1.3820	1.4012	1.4265	
1800	1.5208	1.5619	1.5835	1.6142	2.2456	1.7348	1.7639	2.3078	
2200	1.9758	1.9375	2.0296	2.0569	2.1428	2.2115	2.2650	2.3939	
2600	2.9804	3.0373	3.1364	3.2110	3.3153	3.3997	3.5062	3.6044	
3000	3.6614	3.6269	3.8986	3.8293	4.0274	4.0986	4.2678	4.3447	

3400	4.1779	4.1341	4.2518	4.3586	4.4846	4.6504	4.7247	4.9423
3800	4.5589	4.5745	4.8341	4.8079	5.0530	5.0774	5.2773	5.5058
4200	5.0310	4.9405	5.6159	5.2129	5.5987	5.4627	5.8151	5.9066

Phụ lục 3.6: Bảng giá trị thực nghiệm xác định cắt giảm nhiên liệu Diesel theo tỷ lệ

Thời gian giảm diesel (ms)	Thời gian tăng LPG (ms)	Lượng nhiên liệu diesel đo được (ml/phút)			Trung bình	Tỷ lệ giảm (%)
		Lần 1	Lần 2	Lần 3		
100% diesel		154	153	153	153.3	
0.5	2.2	137	138	138	137.7	-10.21
1.3	3.0	123	123	122	122.7	-20.00
1.5	3.5	107	108	108	107.7	-29.78
2.4	4.2	91	92	90	91.0	-40.65

Phụ lục 3.7: Kết quả đo mô men động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Mô men động cơ dùng nhiên liệu kép LPG - Diesel (Nm)									
Tốc độ (v/p)	Diesel	10% LPG	So sánh (%)	20% LPG	So sánh (%)	30% LPG	So sánh (%)	40% LPG	So sánh (%)
1000	152.01	145.10	-4.55	146.20	-3.82	146.50	-3.62	149.59	-1.59
1400	169.53	162.98	-3.86	166.80	-1.61	170.30	0.45	169.00	-0.31
1800	182.24	179.10	-1.72	180.98	-0.69	182.24	0.00	182.25	0.01
2200	195.24	189.44	-2.97	192.00	-1.66	192.89	-1.20	190.54	-2.41
2600	202.50	202.53	0.01	203.54	0.51	205.55	1.51	204.88	1.18
3000	196.46	193.56	-1.48	197.94	0.75	198.08	0.82	194.40	-1.05
3400	188.68	185.12	-1.89	183.20	-2.90	181.25	-3.94	181.52	-3.79
3800	179.30	176.52	-1.55	174.25	-2.82	172.02	-4.06	168.87	-5.82
4200	162.31	154.31	-4.93	151.63	-6.58	147.65	-9.03	138.00	-14.9
Trung bình			-2.55		-2.09		-2.12		-3.20

Phụ lục 3.8: Kết quả đo công suất động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Công suất động cơ dùng nhiên liệu kép LPG - Diesel (kW)									
Tốc độ (v/p)	Diesel	10% LPG	So sánh (%)	20% LPG	So sánh (%)	30% LPG	So sánh (%)	40% LPG	So sánh (%)
1000	15.91	15.19	-4.54	15.30	-3.82	15.33	-3.62	15.66	-1.59
1400	24.84	23.88	-3.86	24.44	-1.60	24.95	0.46	24.76	-0.31
1800	34.33	33.74	-1.71	34.10	-0.68	34.33	0.01	34.34	0.02
2200	44.96	43.62	-2.98	44.21	-1.67	44.42	-1.21	43.88	-2.41
2600	55.11	55.12	0.01	55.39	0.51	55.94	1.50	55.75	1.17
3000	61.69	60.78	-1.48	62.15	0.75	62.20	0.82	61.04	-1.05
3400	67.14	65.88	-1.88	65.19	-2.90	64.50	-3.93	64.60	-3.79
3800	71.31	70.21	-1.55	69.31	-2.81	68.42	-4.06	67.17	-5.81
4200	71.35	67.83	-4.93	66.66	-6.58	64.91	-9.03	60.66	-14.98
Trung bình			-2.55		-2.09		-2.12		-3.19

Phụ lục 3.9: Kết quả đo độ khói động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Độ khói (1/m)									
Lần đo	100% Diesel	Thay thế 10% LPG	So sánh (%)	Thay thế 20% LPG	So sánh (%)	Thay thế 30% LPG	So sánh (%)	Thay thế 40% LPG	So sánh (%)
1	1.1	0.72	-34.55	0.56	-49.09	0.37	-66.36	0.32	-70.91
2	1.01	0.65	-35.64	0.46	-54.46	0.31	-69.31	0.33	-67.33
3	1.39	0.67	-51.80	0.49	-64.75	0.31	-77.70	0.29	-79.14
4	1.84	0.63	-65.76	0.39	-78.80	0.28	-84.78	0.26	-85.87
Trung bình			-50.19		-64.18		-76.12		-77.61

Phụ lục 3.10: Kết quả thực nghiệm khí CO của động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Tốc độ (v/p)	CO (%V)								
	100 % Diesel	10% LPG	So sánh (%)	20% LPG	So sánh (%)	30% LPG	So sánh (%)	40% LPG	So sánh (%)
1000	0.07	0.12	64.29	0.18	157.14	0.20	185.71	0.22	207.14
2000	0.10	0.15	52.63	0.21	121.05	0.24	147.37	0.22	131.58
3000	0.10	0.16	55.00	0.22	115.00	0.20	95.00	0.20	100.00
4000	0.12	0.17	41.67	0.21	75.00	0.18	50.00	0.17	41.67
Trung bình			71.19		156.07		159.36		160.13

Phụ lục 3.11: Kết quả thực nghiệm khí HC của động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Tốc độ (v/p)	HC (ppm)								
	100% Diesel	10% LPG	So sánh (%)	20% LPG	So sánh (%)	30% LPG	So sánh (%)	40% LPG	So sánh (%)
1000	210	321	52	574	173	965	359	1106	426
2000	223	358	61	677	204	971	336	1116	402
3000	270	419	55	705	161	988	266	1141	322
4000	290	442	52	752	159	1003	246	1165	302
Trung bình			73.47		232.40		402.32		483.72

Phụ lục 3.12: Kết quả thực nghiệm khí NOx của động cơ khi chạy nhiên liệu kép ở các tỷ lệ LPG thay thế khác nhau

Tốc độ (v/p)	NOx (ppm)								
	100% Diesel	10% LPG	So sánh (%)	20% LPG	So sánh (%)	30% LPG	So sánh (%)	40% LPG	So sánh (%)
1000	1104	1094	-0.91	1082	-1.99	1077	-2.45	1067	-3.35
2000	1053	1045	-0.76	1041	-1.14	1021	-3.04	1001	-4.94
3000	928	911	-1.83	901	-2.91	891	-3.99	877	-5.50
4000	714	706	-1.12	696	-2.52	681	-4.62	668	-6.44
Trung bình			-1.54		-2.85		-4.70		-6.74