

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
- CAPSTONE PROJECT
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

**MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ CHẠY XĂNG CÒN SỬ
DỤNG PHẦN MỀM RICARDO WAVE**

Giảng viên hướng dẫn: TS. HOÀNG THẮNG
Giảng viên phản biện: GS.TSKH. BÙI VĂN GA
Sinh viên thực hiện: NGUYỄN ĐÌNH HÙNG
Số thẻ sinh viên: 103200155
Lớp: 20C4CLC3

Đà Nẵng, 06/2025

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Đình Hùng Số thẻ sinh viên: 103200155

Lớp: 20C4CLC3 Khoa: Cơ khí giao thông

Ngành: Kỹ thuật cơ khí – Chuyên ngành: Cơ khí động lực

1. Tên đề tài đồ án: *Mô phỏng động cơ chạy xăng côn sử dụng phần mềm Ricardo WAVE*

2. Đề tài thuộc diện: Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Thông số động cơ xe HONDA LEAD 2009 từ catalog và quá trình đo đạc

Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN

1.1 Các hướng nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn

1.2 Tính cấp thiết của việc sử dụng nhiên liệu thay thế

1.3 Đánh giá

CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn

2.1.1 Động cơ xe HONDA LEAD 2009

2.1.2 Động cơ có 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu xăng và côn

2.1.3 Tính chất và ảnh hưởng của nhiên liệu lên động cơ

2.2 Lý thuyết mô phỏng động cơ đốt trong bằng phương pháp mô phỏng 1 – D

CHƯƠNG 3. ỨNG DỤNG PHẦN MỀM RICARDO WAVE ĐỂ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ XĂNG CÔN

3.1 Giới thiệu về Ricardo WAVE

3.2 Mô phỏng động cơ xe honda lead 2009

3.2.1 Giới thiệu về cấu hình động cơ

3.2.2 Thiết lập mô hình mô phỏng

CHƯƠNG 4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

4.1 Khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng

4.2 Khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng nhiên liệu côn

4.3 Tính toán tối ưu hóa vị trí đặt vòi phun

4.4 Khả năng vận hành của động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt xăng côn

CHƯƠNG 5. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

4. Các bản vẽ, đồ thị (ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ):

STT	Tên bản vẽ	Số lượng/ loại giấy
1	Bản vẽ mô hình mô phỏng động cơ 1 vòi phun	01/A3
2	Bản vẽ mô hình mô phỏng động cơ 2 vòi phun	01/A3
3	Kết quả mô phỏng	09/A3
Tổng		11/A3

5. Họ và tên người hướng dẫn : TS. Hoàng Thắng

6. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 19/02/2025

7. Ngày hoàn thành đồ án: 05/05/2025

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Trưởng Bộ môn.....

Người hướng dẫn

TÓM TẮT

Tên đề tài: Mô phỏng động cơ chạy xăng côn sử dụng phần mềm Ricardo WAVE

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Đình Hùng

Số thẻ SV: 103200155 Lớp: 20C4CLC3

Đề tài nghiên cứu này tập trung vào việc tìm hiểu và mô phỏng đặc tính hoạt động của động cơ xe máy Honda Lead 2009 khi sử dụng các loại nhiên liệu khác nhau gồm E0, E5, E10, E85 và E100. Quá trình mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm chuyên dụng Ricardo WAVE, với mục tiêu đánh giá ảnh hưởng của từng loại nhiên liệu đến khả năng vận hành và phát thải khí độc hại của động cơ. Một điểm đổi mới quan trọng trong đề tài là việc trang bị thêm một vòi phun nhiên liệu côn trên đường ống nạp từ đó có thể phun nhiên liệu một cách linh hoạt theo tỉ lệ mong muốn. Giải pháp này hứa hẹn giúp cải thiện cũng như kiểm soát phát thải tốt hơn khi sử dụng các hỗn hợp nhiên liệu sinh học.

Chương 1 : Đánh giá về tình hình phát triển của động cơ xăng côn hiện nay dựa trên các nghiên cứu đi trước cùng với đó tính cấp thiết của việc sử dụng nhiên liệu thay thế.

Chương 2 : Phân tích cơ bản về quá trình cháy của động cơ xăng, cấu tạo, nguyên lý điều khiển động cơ xe HONDA LEAD 2009, phân tích phương pháp lắp thêm vòi phun từ đó tạo sơ đồ khiến khi động cơ sử dụng 2 vòi phun, phân tích về lý thuyết quá trình cháy của hỗn hợp xăng côn và lý thuyết về mô phỏng động cơ bằng phương pháp mô phỏng 1D

Chương 3 : Giới thiệu về Ricardo WAVE và thông số động cơ xe HONDA LEAD 2009, quy trình thu thập thông số hình học và điều kiện vận hành của động cơ, bộ lọc khí, bướm ga, van nạp/xả, ống bô, đường nạp/xả, từ đó xây dựng lên 3 mô hình (động cơ nguyên bản, động cơ nguyên bản sử dụng nhiên liệu côn, động cơ cải tiến lắp thêm vòi phun), tính toán lưu lượng phun thực tế thông qua phương pháp AFR lý tưởng, tìm góc đánh lửa sớm cho động cơ côn sử dụng phương pháp maxpower và dùng dữ liệu về hàm Wiebe của xăng và côn để tạo ra hàm kép Multi – Wiebe.

Chương 4 : Đánh giá khả năng vận hành (công suất, momen, IMEP, ISFC) và mật độ phát thải (CO, NO_x, HC) của động cơ khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 cùng với tính toán vị trí đặt vòi phun thông qua đánh giá khả năng vận hành và mật độ khí thải khi lắp ở 3 vị trí phía sau vòi phun mặc định.

LỜI CẢM ƠN

Tôi xin chân thành cảm ơn Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng, Khoa Cơ khí Giao thông, Bộ môn Kỹ thuật ô tô, đã giúp đỡ tôi thực hiện đề án trong thời gian học tập, nghiên cứu tại Trường Đại học Bách khoa Đà Nẵng.

Tôi xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến TS. Võ Đại Quý và TS. Hoàng Thắng đã chu đáo, tận tình hướng dẫn, giúp đỡ tôi thực hiện và hoàn thành đề án tốt nghiệp.

Tôi xin chân thành cảm ơn các Giáo sư, Phó Giáo sư, Tiến sĩ và các nhà khoa học đã dành thời gian quý báu để đọc và góp ý giúp tôi hoàn thiện đề án tốt nghiệp.

Cuối cùng, xin gửi lời cảm ơn chân thành tới gia đình và bạn bè, những người đã luôn động viên khuyến khích trong suốt thời gian tham gia nghiên cứu và thực hiện dự án này.

Sinh viên thực hiện

CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan rằng đề tài “Mô phỏng động cơ chạy xăng còn sử dụng phần mềm Ricardo WAVE” được thực hiện dưới sự hướng dẫn, hỗ trợ của TS. Võ Đại Quý và TS. Hoàng Thắng, cùng với việc thu thập, tham khảo có chọn lọc từ các tài liệu, nguồn học thuật đáng tin cậy.

Toàn bộ nội dung trong đề tài là kết quả nghiên cứu nghiêm túc của bản thân, không sao chép dưới bất kỳ hình thức nào và đảm bảo tính liên chính học thuật.

Tôi xin chịu hoàn toàn trách nhiệm về tính trung thực và nội dung của đề tài.

Đà Nẵng, Ngày tháng năm 2025

Sinh viên thực hiện

MỤC LỤC

TÓM TẮT.....	
LỜI CẢM ƠN.....	i
CAM ĐOAN.....	ii
MỤC LỤC	iii
DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ	vi
DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT	x
MỞ ĐẦU	1
Chương 1: TỔNG QUAN	4
1.1. Các hướng nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cò.....	4
1.1.1. Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cò trên thế giới.....	4
1.1.2. Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cò tại Việt Nam	8
1.2. Tính cấp thiết của việc sử dụng nhiên liệu thay thế	11
1.3. Đánh giá.....	13
Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT	14
2.1. Động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cò	14
2.1.1. Động cơ xe HONDA LEAD 2009	15
2.1.2. Động cơ có 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu xăng cò	16
2.1.3. Tính chất và ảnh hưởng của nhiên liệu lên động cơ.....	20
2.1.3.1. Tính chất của nhiên liệu xăng	20
2.1.3.2. Tính chất của nhiên liệu cò	24
2.2. Lý thuyết mô phỏng động cơ đốt trong bằng phương pháp mô phỏng 1 – D	25
2.2.1. Tổ chức mô phỏng.....	25
2.2.2. Lý thuyết động lực học chất lưu trong ống dẫn	26
2.2.3. Xử lý thành phần hóa học và phân bố khối lượng riêng phần	28
2.2.4. Cân bằng nhiệt.....	29
2.2.5. Cân bằng hóa học	30

2.2.6.	Tính chất khí	30
2.2.7.	Mô hình phát thải NO _x	33
2.2.8.	Mô hình phát thải CO.....	34
2.2.9.	Phát thải HC	36
2.2.10.	Mô hình truyền nhiệt.....	39
2.2.11.	Mô hình cháy	41
Chương 3: ỨNG DỤNG PHẦN MỀM RICARDO WAVE ĐỂ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ XĂNG CỒN		43
3.1.	Giới thiệu về Ricardo WAVE	43
3.2.	Mô phỏng động cơ xe HONDA LEAD 2009.....	44
3.2.1.	Giới thiệu về cấu hình động cơ	44
3.2.2.	Thiết lập mô hình mô phỏng	45
3.2.2.1.	Xác định thông số và điều kiện vận hành của mô hình	45
3.2.2.2.	Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu xăng	50
3.2.2.3.	Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu cồn	53
3.2.2.4.	Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn	56
Chương 4: KẾT QUẢ MÔ PHỎNG		61
4.1.	Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng.....	61
4.1.1.	Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ	61
4.1.2.	Đánh giá mật độ phát thải động cơ	64
4.2.	Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu cồn.....	68
4.2.1.	Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ	68
4.2.2.	Đánh giá mật độ phát thải của động cơ.....	71
4.3.	Tính toán tối ưu hóa vị trí đặt vòi phun.....	75
4.3.1.	Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ	76
4.3.2.	Đánh giá mật độ phát thải động cơ	79
4.4.	Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt xăng cồn	82

4.4.1.	Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ	82
4.4.2.	Đánh giá mật độ phát thải của động cơ	87
4.4.3.	Đánh giá áp suất trong xy lanh.....	90
KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI		92
TÀI LIỆU THAM KHẢO		94
PHỤ LỤC 1 : CÁC THÔNG SỐ CỦA MÔ HÌNH MÔ PHỎNG		
PHỤ LỤC 2 : BẢNG TÍNH LƯU LƯỢNG PHUN NHIÊN LIỆU		

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Bảng 1.1 Tỷ lệ phần trăm BSFC của các hỗn hợp nhiên liệu khác nhau so với E0	8
Bảng 2.1. So sánh tính chất nhiên liệu xăng và cồn.....	24
Bảng 3.1. Thông số động cơ xe HONDA LEAD 2009	44
Bảng 3.2. Tỷ lệ không khí và nhiên liệu theo hỗn hợp.....	57
Bảng 4.1. Công suất của E0 so với E100	69
Bảng 4.2. Momen của E0 so với E100.....	69
Bảng 4.3. Áp suất trung bình hiệu dụng chỉ thị (IMEP) của E0 và E100	71
Bảng 4.4. Suất tiêu hao nhiên liệu (ISFC) của E0 và E100	71
Bảng 4.5. Mật độ phát thải NO _x của E0 và E100.....	73
Bảng 4.5. Mật độ phát thải CO của E0 và E100	73
Bảng 4.6. Mật độ phát thải HC của E0 và E100	74
Bảng 4.7. Momen động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun.....	77
Bảng 4.8. Công suất của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun.....	77
Bảng 4.10. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC tại các vòi phun.....	78
Bảng 4.9. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC tại các vòi phun.....	79
Bảng 4.9. Mật độ phát thải CO tại các vị trí đặt vòi phun	79
Bảng 4.10. Mật độ phát thải NO _x tại các vị trí đặt vòi phun	79
Bảng 4.11. Mật độ phát thải HC của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun....	81
Bảng 4.11. Momen của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 khi ở chế độ toàn tải.....	83
Bảng 4.12. Công suất của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 khi ở chế độ toàn tải	83
Bảng 4.13. IMEP của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải	86
Bảng 4.14. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải	86

Bảng 4.15. Mật độ phát thải CO của động cơ 2 vòi phun sử dụng E0, E5, E10, E85, E100 trong điều kiện toàn tải.....	87
Bảng 4.16. Mật độ phát thải NO _x của động cơ 2 vòi phun sử dụng E0, E5, E10, E85, E100 trong điều kiện toàn tải.....	87
Bảng 4.17. Mật độ phát thải HC của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải	89
Hình 1.1. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol tới hệ số dư lượng không khí tương đương $1/\lambda$ và hệ số nạp tại các tốc độ 1000, 2000, 3000, 4000v/ph.....	4
Hình 1.2. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol tới mô men và suất tiêu hao nhiên liệu tại các tốc độ 1000, 2000, 3000, 4000v/ph.....	5
Hình 1.3. Ảnh hưởng của lượng ethanol tăng lên tới hàm lượng khí thải CO, CO ₂ , HC trong phát thải.....	5
Hình 1.4. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm tới mô men và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng các loại xăng sinh học tại tốc độ động cơ 5000 v/ph.....	7
Hình 1.5. Sự thay đổi của BSFC theo tỷ lệ pha trộn nhiên liệu	7
Hình 1.6. So sánh phát thải của động cơ khi sử dụng A95 và E10	9
Hình 1.7. Lượng phát thải CO, NO _x , HC của động cơ với 2 loại nhiên liệu xăng và cồn theo từng dải tốc độ	10
Hình 1.8. Tổng mức tiêu thụ năng lượng và mức phát thải CO ₂ trên thế giới.....	11
Hình 1.9. Sự biến động giá dầu thô trên thế giới.....	12
Hình 1.10. Tăng trưởng phương tiện cơ giới đường bộ	12
Hình 2.1. Quá trình cháy trong động cơ xăng	14
Hình 2.2. Sơ đồ cấu trúc điều khiển điện tử trên xe HONDA LEAD 2009.....	15
Hình 2.3. Sơ đồ cấu tạo động cơ HONDA LEAD 2009	16
Hình 2.4. Sơ đồ điều khiển động cơ HONDA LEAD 2009	17
Hình 2.5. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới sự lan tràn màng lửa trong quá trình cháy [10].....	18
Hình 2.6. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới thời gian cháy và tỷ lệ hỗn hợp đã cháy [10].....	19

Hình 2.7. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới nhiệt độ quá trình cháy [10]	20
Hình 2.8. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới áp suất trong xi lanh [10]	20
Hình 3.1. giao diện của Ricardo WAVE.....	43
Hình 3.2. Xe HONDA LEAD 2009	44
Hình 3.3. Các phần tử mô phỏng chính.....	45
Hình 3.4. Quy trình đo đặc thông số khi sử dụng thước kẹp	46
Hình 3.5. Bộ lọc khí xe HONDA LEAD 2009	46
Hình 3.6. Van bướm ga xe HONDA LEAD 2009	47
Hình 3.7. Vòi phun xe HONDA LEAD 2009.....	47
Hình 3.8. Khối động cơ xe HONDA LEAD 2009	48
Hình 3.9. Ống bô xe HONDA LEAD 2009	48
Hình 3.10. Thông số của một trong các ống trong đường ống nạp.....	49
Hình 3.11. Quy luật nâng xupap nạp và thải.....	50
Hình 3.12. Mô hình 1D động cơ HONDA LEAD 2009	51
Hình 3.13. Đồ thị so sánh lưu lượng phun	52
Hình 3.14. Mô hình cháy động cơ chỉ sử dụng nhiên liệu xăng	53
Hình 3.15. Mô hình 1D động cơ xe HONDA LEAD 2009 khi sử dụng nhiên liệu cồn	53
Hình 3.16. Công suất và momen động cơ ở các góc đánh lửa sớm khác nhau.....	55
Hình 3.17. Mô hình cháy động cơ khi chỉ sử dụng nhiên liệu cồn	56
Hình 3.18 Mô hình 1D xe HONDA LEAD 2009 với 2 vòi phun.....	56
Hình 3.19. Mô hình cháy Multi-Wiebe khi động cơ sử dụng 2 vòi phun.....	60
Hình 4.1. Công suất và momen của động cơ khi sử nhiên liệu xăng.....	61
Hình 4.2. Chỉ số IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng nhiên liệu xăng	63
Hình 4.3 Mật độ phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng	65
Hình 4.4. Đồ thị công suất và momen của động cơ sử dụng nhiên liệu E0 và E100....	68

Hình 4.5. Đồ thị IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của E0 và E100.....	70
Hình 4.6. Mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu E0 và E100.....	72
Hình 4.7 Vị trí lắp vòi phun dự tính	75
Hình 4.8. Vòi phun xăng và vòi phun cồn.....	75
Hình 4.9. Momen và công suất của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun.....	76
Hình 4.10. IMEP của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun.....	78
Hình 4.11. Mật độ phát thải của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí đặt vòi phun.....	80
Hình 4.12. Động cơ sau khi lắp thêm vòi phun cồn	81
Hình 4.13. Công suất và momen của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải.....	82
Hình 4.14. IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải	85
Hình 4.15 Mật độ phát thải của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải	88
Hình 4.16. Áp suất trong xy lanh tại tốc độ 2500 v/ph khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải	91

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Tiếng anh	Diễn giải	Đơn vị
λ	Air-fuel equivalence ratio	Hệ số dư lượng không khí	-
c	Mass fraction of carbon in fuel	Thành phần khối lượng C trong nhiên liệu	-
o_{nl}	Mass fraction of oxygen in fuel	Thành phần khối lượng của O trong nhiên liệu	-
h	Mass fraction of hydrogen in the fuel	Thành phần khối lượng H trong nhiên liệu	-
w	Mass fraction of water in the fuel	Thành phần khối lượng nước trong nhiên liệu	-
s	Mass fraction of sulfur in the fuel	thành phần khối lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu	-
\dot{m}	Mass flow rate of gas	Lưu lượng khối lượng của khí	Kg/s
e_T	Total energy of the gas mass in the element	tổng năng lượng của khối khí trong phần tử	J
h	Specific enthalpy of gas	<i>Enthalpy</i> riêng của khí	J/kg
m_a	Mass of air	khối lượng không khí	Kg
μ	Momentum of gas in the element	Động lượng của khí trong phần tử	kg.m/s
A	Cross-sectional area of the duct/pipe	Diện tích tiết diện ngang của ống dẫn	m ²
p	Pressure of gas at the point of interest	Áp suất của khí tại vị trí xét	Pa
$\sum \dot{m}\mu$	Total momentum flux of gas flowing in/out of the element per second	Tổng động lượng mang theo bởi các dòng khí vào/ra phần tử mỗi giây	N
T_c	Critical temperature of gas	Nhiệt độ tới hạn của khí	K
P_c	Critical pressure of gas	Áp suất tới hạn của khí	Pa

X_{HC}	Mole fraction of fuel in oil at the gas–liquid interface	Phân suất mol của nhiên liệu trong dầu tại ranh giới khí – lỏng	-
p_{HC}	Vapor pressure of fuel in the gas mixture	Áp suất hơi nhiên liệu trong hỗn hợp khí	Pa
$[HC]$	Concentration of unburned hydrocarbons	Nồng độ HC chưa cháy	ppm
C_R	Calibration constant	Hằng số hiệu chuẩn	-
E	Activation energy	Năng lượng kích hoạt	J
R	Ideal gas constant	Hằng số khí lý tưởng	J/(mol.K)
$[O_2]$	Concentration of unburned oxygen	Nồng độ oxy chưa cháy	ppm
v_m	Average velocity of the piston	Vận tốc trung bình của piston	m/s
V_d	Cylinder volume	dung tích xi lanh	m ³
T_γ	Reference temperature	Nhiệt độ tham chiếu	K
P_γ	Reference pressure	Áp suất tham chiếu	Pa
V_γ	Reference volume	Thể tích tham chiếu	m ³
V_c	Clearance volume	Thể tích buồng cháy còn lại khi piston ở ĐCT	m ³
V	Instantaneous volume of the cylinder	Thể tích tức thời của xy lanh	m ³
x_b	Mass fraction of burned fuel	Phần khối lượng nhiên liệu đã cháy	-
a	Efficiency parameters of the Wiebe function	Tham số hiệu suất của hàm Wiebe	-
m	Combustion intensity adjustment factor in Wiebe function	Hệ số điều chỉnh cường độ cháy trong hàm Wiebe	-
θ	Crankshaft angle	Góc quay trục khuỷu	°
θ_0	Start of combustion angle	Góc bắt đầu cháy	°

$\Delta\theta$	Combustion duration	Thời gian cháy	°
i	Number of cylinders	Số xy lanh	-
D	Cylinder bore diameter	Đường kính xy lanh	mm
S	Piston stroke	Hành trình piston	mm
R	Compression ratio	Tỉ số nén	-
P_{max}	Maximum power	Công suất tối đa	Kw
T_{max}	Maximum torque	Momen tối đa	N.m
h_{max}	Maximum valve lift	Độ nâng lớn nhất của xupap	mm
d_h	Valve diameter	Đường kính xupap	mm
m_f	Actual fuel injection quantity	Lượng nhiên liệu phun thực tế	Kg/s
N	Engine speed	Tốc độ động cơ	v/ph
η_v	Volumetric efficiency	Hệ số nạp	-
ρ_a	Air density	Khối lượng riêng của không khí	kg/m ³
Q_0	Required combustion energy	Năng lượng cháy cần giữ	MJ/s
m_g	Initial injected gasoline quantity	Lượng nhiên liệu xăng ban đầu đã phun	Kg/s
$HV_{gasoline}$	Heating value of gasoline	Nhiệt trị của xăng	MJ/kg
$HV_{ethanol}$	Heating value of ethanol	Nhiệt trị của cồn	MJ/kg
m'	Required additional fuel injection quantity	Lượng nhiên liệu mới cần phun	Kg/s
Rpm	Revolutions per minute	Số vòng quay trên phút	v/ph
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure	Áp suất trung bình chỉ thị	Bar
ISFC	Indicated Specific Fuel Consumption	Mức tiêu hao nhiên liệu riêng chỉ thị	Kg/kW-hr
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption	Mức tiêu hao nhiên liệu riêng có ích	Kg/kW-hr

Chữ viết tắt	Tiếng anh	Diễn giải	Đơn vị
E0		Xăng nguyên chất, không pha trộn với ethanol	-
E5		Xăng sinh học gồm 5% ethanol và 95% xăng truyền thống về thể tích	-
E10		Xăng sinh học gồm 10% ethanol và 90% xăng truyền thống về thể tích	-
E85		Xăng sinh học gồm 85% ethanol và 15% xăng truyền thống về thể tích	-
E100		nhiên liệu gồm 100% ethanol, không pha trộn xăng	-
ECU	Electronic Control Unit	Bộ điều khiển điện tử	-
FFV	Flexible Fuel Vehicle	Phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt	-
AFR	Air-Fuel Ratio	Tỉ số không khí – nhiên liệu	-
ĐCT		Điểm chết trên	-
EFI	Electronic Fuel Injection	Hệ thống phun nhiên liệu điện tử	-
PGM-FI	Programmed Fuel Injection	Hệ thống phun nhiên liệu lập trình	-
MAP	Manifold Absolute Pressure Sensor	Cảm biến áp suất khí nạp	-
TPS	Throttle Position Sensor	Cảm biến vị trí bướm ga	-
IAT	Intake Air Temperature Sensor	Cảm biến nhiệt độ khí nạp	-
ECT	Engine Coolant Temperature	Cảm biến nhiệt độ nước làm mát động cơ	-
CKP	Crankshaft Position Sensor	Cảm biến vị trí trục khuỷu	-
E%		Phần trăm cồn trong hỗn hợp	-

$G\%$		Phần trăm xăng trong hỗn hợp	-
-------	--	------------------------------	---

MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

1.1. Tính cấp thiết đề tài

Hiện nay ngành giao thông vận tải phát triển rất nhanh về cả quy mô lẫn chất lượng tuy nhiên đi kèm với nó là nguồn tài nguyên nhiên liệu hóa thạch ngày càng cạn kiệt và vấn đề ô nhiễm môi trường đang trở nên nghiêm trọng, nhiều năm qua với nhu cầu sử dụng các loại nhiên liệu truyền thống như xăng và diesel không chỉ gây ô nhiễm mà còn góp phần vào hiện tượng biến đổi khí hậu. Do đó, việc có thể sử dụng nhiên liệu thay thế là một trong những giải pháp bền vững hơn để có thể giảm thiểu tác động từ giao thông là vô cùng quan trọng.

Một trong những nguyên nhân chính khiến nhiên liệu thay thế trở nên quan trọng là tính bền vững của nguồn cung. Xăng và diesel được chiết suất từ dầu mỏ, một nguồn tài nguyên không thể tái tạo. Việc khai thác trong nhiều thập kỉ qua đã khiến trữ lượng dầu mỏ giảm đi đáng kể, khiến giá nhiên liệu ngày càng tăng cao và gây sự bất ổn định về kinh tế.

Nhận thấy các tiêu chuẩn khí thải đang tăng dần nên theo từng năm và giá cả nhiên liệu ngày một tăng. Hiện nay trên thị trường quốc tế xe điện đang là một trong những quan tâm hàng đầu vì nó có thể giải quyết tốt về bài toán nhiên liệu tuy nhiên đối với Việt Nam ta điều kiện đường xá phức tạp và nhu cầu đi lại nên xe máy vẫn là lựa chọn hàng đầu nên nhiên liệu xăng và diesel vẫn là một lựa chọn không thể thiếu và để thay đổi thị yếu này chúng ta nên hướng đến nhiên liệu thay thế ở đây là cồn.

Xuất phát từ những lý do trên, em chọn đề tài “ Mô phỏng động cơ chạy xăng còn sử dụng phần mềm Ricardo WAVE” làm đề tài nghiên cứu của mình với mong muốn được tìm hiểu cồn sẽ ảnh hưởng như nào đến công suất, mômen, nhiệt độ, áp suất,... của động cơ và việc kết hợp sử dụng 2 vòi phun để phun xăng và cồn sẽ mang lợi hiệu quả ra sao từ đó có thể phát triển hơn về nguồn nhiên liệu thay thế.

1.2. Ý nghĩa khoa học và tính thực tiễn của đề tài

Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn sẽ giúp giảm thiểu sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch và làm giảm phát thải khí gây hiệu ứng nhà kính, góp phần bảo vệ môi trường. Việc sử dụng nhiên liệu cồn khá tiện lợi vì nó có thể sử dụng trên đa số động cơ hiện nay mà không cần cải tạo quá nhiều giúp tăng tính khả thi trong ứng dụng

thực tế, ngoài ra việc sử dụng động cơ dùng nhiên liệu xăng côn sẽ giúp người dùng linh hoạt lựa chọn nhiên liệu theo điều kiện vận hành. Từ đó, người dùng có thể tiết kiệm chi phí và bảo vệ môi trường hơn.

2. Mục tiêu nghiên cứu

- Vận dụng lý thuyết động cơ đốt trong và tính chất nhiên liệu với công cụ mô phỏng Ricardo WAVE để mô phỏng động cơ xe HONDA LEAD 2009 với dung tích động cơ 110 cm³.
- Đánh giá khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng kết hợp 2 vòi phun xăng và côn.
- Tối ưu hóa khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng linh hoạt nhiên liệu.
- Đánh giá ảnh hưởng của nhiên liệu côn đến động cơ.
- Tính toán và tối ưu vị trí đặt vòi phun. Đánh giá phát thải của động cơ khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng côn.

3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

3.1. Đối tượng nghiên cứu

Xe gắn máy, HONDA LEAD 2009.

3.2. Phạm vi nghiên cứu

Xác định khả năng vận hành, suất tiêu hao nhiên liệu, áp suất trung bình có ích (IMEP) của động cơ và mức độ phát thải khi sử dụng nhiên liệu xăng côn theo từng tỉ lệ hỗn hợp và dải tốc độ hoạt động của động cơ, từ đó đánh giá được ưu nhược điểm của việc sử dụng linh hoạt nhiên liệu trong quá trình hoạt động của động cơ.

4. Cách tiếp cận và phương pháp nghiên cứu

4.1. Cách tiếp cận

Tìm kiếm tài liệu, thu thập thông tin, dựa trên các công trình báo cáo khoa học đã công bố. Mô phỏng kết quả, phân tích số liệu, viết báo cáo, trình bày báo cáo.

4.2. Phương pháp nghiên cứu

Trong quá trình nghiên cứu, luận văn sử dụng các phương pháp nghiên cứu cơ bản như :

- Phương pháp thu thập thông tin :

Lấy các tin thông từ sách giáo khoa, từ các hội thảo, hội nghị quốc gia, quốc tế và trên Internet liên quan đề tài.

- Phương pháp thực hành và đo đạc :

Sử dụng phương pháp này để lấy các thông số đầu vào của xe.

- Phương pháp xử lý thông tin
Thông tin và các số liệu sau khi thu thập được sẽ được cập nhật và tính toán trên phần mềm Ricardo WAVE để đánh giá khả năng vận hành của động cơ.
- Phương pháp phân tích và đánh giá :
Phương pháp này được dùng để đánh giá các kết quả nghiên cứu.
- Tham khảo ý kiến của giảng viên hướng dẫn.

5. Cấu trúc đề án tốt nghiệp

MỞ ĐẦU

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN

1.2 Các hướng nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn

1.1.1 Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn trên thế giới

1.1.2 Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn ở Việt Nam

1.2 Tính cấp thiết của việc sử dụng nhiên liệu thay thế

1.3 Đánh giá

CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Động cơ sử dụng nhiên liệu xăng côn

2.1.1 Động cơ xe HONDA LEAD 2009

2.1.2 Động cơ có 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu xăng và côn

2.1.3 Tính chất và ảnh hưởng của nhiên liệu lên động cơ

2.2 Lý thuyết mô phỏng động cơ đốt trong bằng phương pháp mô phỏng 1 – D

CHƯƠNG 3. ỨNG DỤNG PHẦN MỀM RICARDO WAVE ĐỂ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ XĂNG CÔN

3.1 Giới thiệu về Ricardo WAVE

3.2 Mô phỏng động cơ xe HONDA LEAD 2009

3.2.1 Giới thiệu về cấu hình động cơ

3.2.2 Thiết lập mô hình mô phỏng

CHƯƠNG 4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

4.1 Khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng

4.2 Khả năng vận hành của động cơ khi sử dụng nhiên liệu côn

4.3 Tính toán tối ưu hóa vị trí đặt vòi phun

4.4 Khả năng vận hành của động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt xăng côn

CHƯƠNG 5. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

Chương 1: TỔNG QUAN

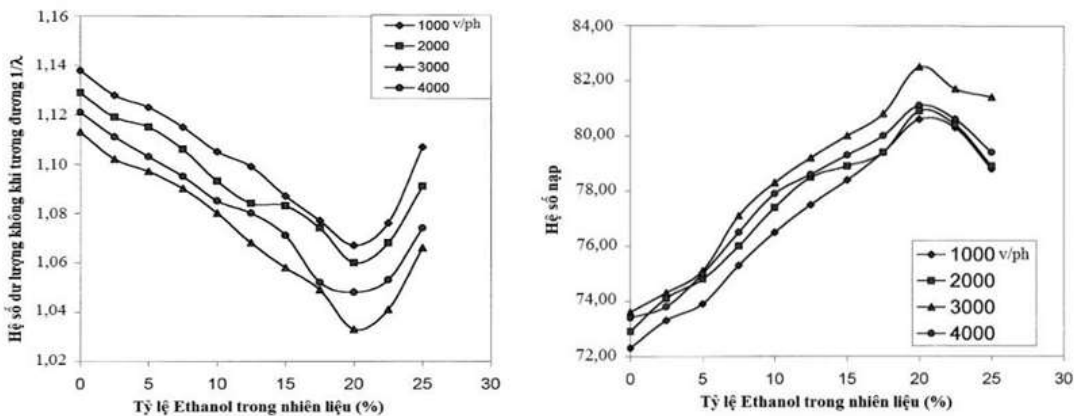
1.1. Các hướng nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn

Từ trước đến nay những nước phát triển và những nước đang phát triển tiêu biểu như Việt Nam chúng ta đã có rất nhiều công trình nghiên cứu sử dụng nhiên liệu xăng cồn trên động cơ xăng do các lợi ích và tiềm năng phát triển để thay thế nguồn nhiên liệu hóa thạch. Các nghiên cứu đó tập trung theo ba hướng chính, bao gồm :

- + Đánh giá ảnh hưởng của nhiên liệu xăng cồn trên động cơ xăng truyền thống.
- + Chuyển đổi từ động cơ xăng nguyên bản sang sử dụng nhiên liệu xăng sinh học.
- + Thiết kế, cải tạo, chế tạo động cơ mới chuyên dụng cho phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt (FFV).

1.1.1. Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn trên thế giới

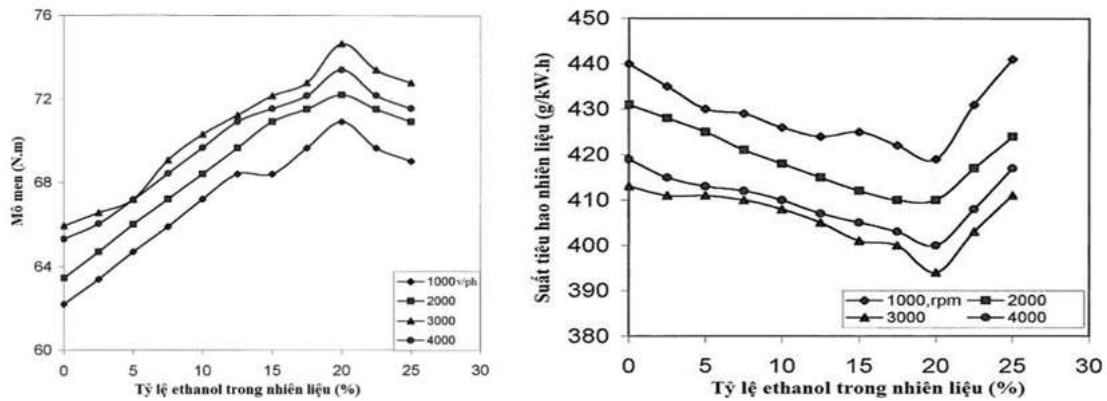
Để có tiền đề để thiết kế, cải tạo, chế tạo một động cơ có thể sử dụng nhiên liệu cồn thì các nhà nghiên cứu cần phải đánh giá được ảnh hưởng của nhiên liệu cồn lên động cơ xăng truyền thống. Các nghiên cứu này tập chung vào đánh giá ảnh hưởng của nhiên liệu xăng cồn tới kinh tế, kỹ thuật, phát thải và độ bền của động cơ để qua đó xem xét tính khả thi của việc sử dụng cồn làm nguồn nhiên liệu thay thế trên động cơ xăng.



Hình 1.1. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol tới hệ số dư lượng không khí tương đương $1/\lambda$ và hệ số nạp tại các tốc độ 1000, 2000, 3000, 4000v/ph

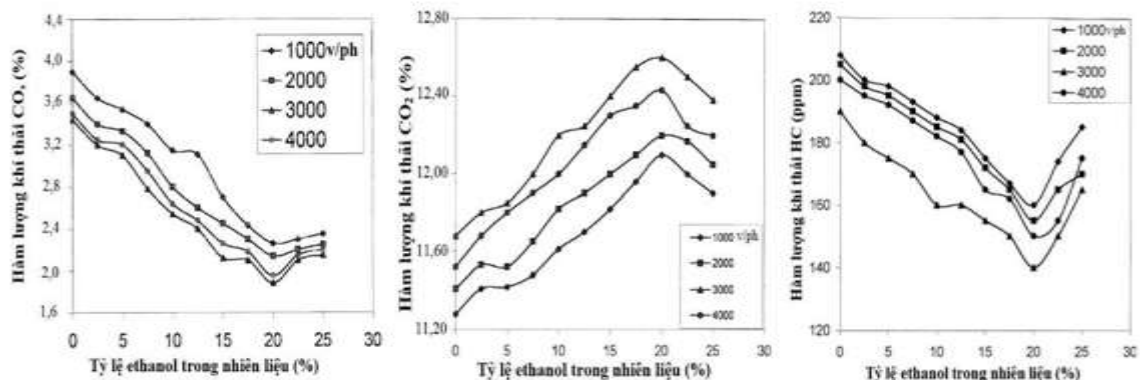
Hình 1.1 trình bày nghiên cứu của M. Al-Hansa [6] trên động cơ xăng 4 kỳ, 4 xy lanh, đánh lửa cưỡng bức, tỉ số nén 9:1, công suất tối đa 52 Kw tại vòng tua 5600 v/ph (động cơ Toyota – Tercel – 3A) tại các tốc độ động cơ từ 1000 v/ph đến 4000 v/ph với xăng sinh học có tỷ lệ cồn từ 0% đến 25% cho thấy, khi tăng tỷ lệ cồn từ 0% đến 20% hệ số dư lượng không khí giảm dần, sau đó với tỷ lệ cồn lớn hơn từ 20% trở lên thì hệ

số dư lượng không khí dần tăng lên do hỗn hợp có xu hướng nhạt dần. Trong khi đó, hệ số nạp của động cơ có xu hướng biến thiên đối lập với hệ số dư lượng không khí. Điều này gây ra bởi hai nguyên nhân: lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hết 1 đơn vị khối lượng xăng sinh học giảm và lượng ô xy nạp vào trong xy lanh động cơ tăng vì ngoài lượng ô xy trong không khí nạp còn có một lượng sẵn ô xy chứa sẵn trong xăng sinh học.



Hình 1.2. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol tới mô men và suất tiêu hao nhiên liệu tại các tốc độ 1000, 2000, 3000, 4000v/ph

Hình 1.2 thể hiện mô men động cơ có xu hướng biến thiên tương tự như hệ số nạp còn suất tiêu hao nhiên liệu thì có xu hướng biến thiên tương tự như hệ số dư lượng không khí. Xu thế này cho thấy với tỷ lệ cồn ethanol trong xăng sinh học lớn hơn 20% thì mô men động cơ sẽ giảm dần khi tỷ lệ cồn ethanol trong xăng sinh học tăng lên. Do đó với động cơ khi sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ cồn ethanol lớn tới 100% thì việc điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp vào động cơ là điều cần thiết để đảm bảo mô men động cơ không bị sụt giảm quá lớn do hỗn hợp cháy quá nhạt.



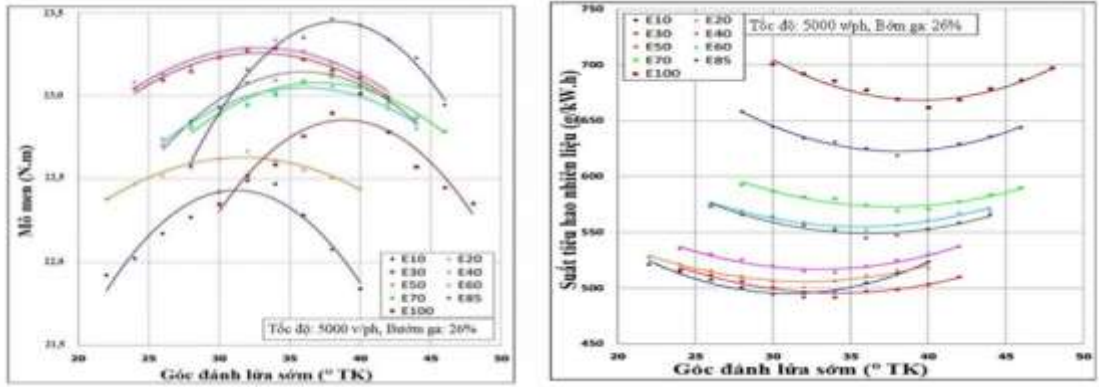
Hình 1.3. Ảnh hưởng của lượng ethanol tăng lên tới hàm lượng khí thải CO, CO₂, HC trong phát thải

Hình 1.3 cho thấy đối với các thành phần phát thải, khi tăng tỷ lệ ethanol trong nhiên liệu từ 0% đến 20% hàm lượng CO giảm xuống rất nhanh sau đó từ 20% đến 25%

thì hàm lượng phát thải CO tăng rất ít, trong khi đó lượng phát thải CO₂ có xu hướng tăng lên với tỷ lệ ethanol từ 0 đến 20%, sau đó giảm xuống với tỷ lệ ethanol cao hơn. Lượng phát thải HC cũng có xu hướng biến thiên tương tự như phát thải CO, tuy nhiên ở giai đoạn tỷ lệ ethanol tăng từ 20% đến 25% thì tốc độ tăng phát thải HC nhanh hơn nhiều so với tốc độ tăng của phát thải CO.

Thí nghiệm đã cho thấy khi động cơ ô tô không có sự điều chỉnh thì khi động cơ sử dụng xăng sinh học với tỷ lệ cồn trong xăng sinh học lớn hơn 20% mô men của động cơ giảm dần khi tỷ lệ cồn ethanol trong xăng sinh học tăng lên. Nguyên nhân của sự sụt giảm này là do hỗn hợp cháy nhạt dần do lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ không đủ. Do đó khi sử dụng xăng sinh học với tỷ lệ cồn ethanol lớn tới 100% cần phải điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp để đảm bảo mô men động cơ không bị sụt giảm.

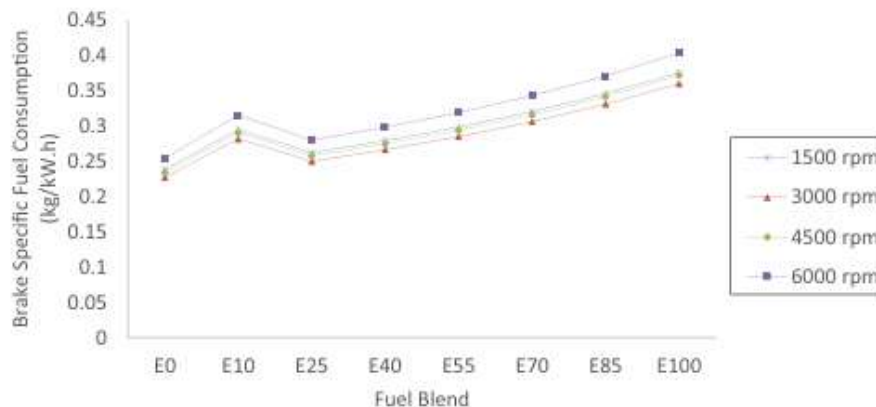
Từ thí nghiệm trên ta có thể thấy để có thể khắc phục được nhược điểm nhiệt trị thấp của cồn và tỉ lệ AFR bị nghèo thì S. Phuangwongtrakul và các cộng sự [2] đã nghiên cứu đánh giá về ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm và thời gian phun nhiên liệu tới quá trình làm việc của động cơ xăng khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn. Động cơ được thử nghiệm với các loại xăng sinh học E10, E20, E30, E40, E50, E60, E70, E85 và E100 ở tốc độ động cơ từ 2000 - 5000 v/ph và độ mở bướm ga là 6, 9, 13, 16, 19, 22 và 26%. Kết quả thí nghiệm đã tính toán ra được góc đánh lửa sớm tối ưu để mô men của động cơ đạt giá trị cực đại bằng cách giữ lượng phun nhiên liệu đảm bảo hệ số dư lượng không khí $\lambda \sim 1$ sau đó điều chỉnh góc đánh lửa sớm để mô men động cơ đạt cực đại. Đối với động cơ khi sử dụng xăng sinh học E85 mô men đạt cực đại là 23,46 Nm tại vị trí bướm ga mở 26% và góc đánh lửa sớm là 38° trực khuỷu trước ĐCT. Ngoài ra kết quả thí nghiệm cũng cho thấy do chỉ số octan của xăng sinh học lớn hơn xăng thông thường nên động cơ khi sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ cồn ethanol lớn không xảy ra hiện tượng kích nổ. Suất tiêu hao nhiên liệu của xăng sinh học tương ứng tăng lên khi tỷ lệ cồn ethanol trong xăng sinh học tăng lên, cụ thể với xăng sinh học E100 suất tiêu hao nhiên liệu là 661,94 g/kW-hr cao hơn 26,65% so với xăng E10. Nguyên nhân của sự gia tăng này là do nhiệt trị của cồn ethanol thấp hơn so với xăng thông thường.



Hình 1.4. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm tới mô men và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ khi sử dụng các loại xăng sinh học tại tốc độ động cơ 5000 v/ph

Hình 1.4 cũng cho thấy hướng chuyển đổi động cơ từ sử dụng xăng thông thường sang sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ cồn ethanol lớn tới 100% là điều chỉnh lượng phun nhiên liệu để hệ số dư lượng không khí $\lambda \sim 1$ và điều chỉnh góc đánh lửa sớm của động cơ để mô men (công suất) động cơ đạt cực đại.

Theo nghiên cứu của Paul O. Ukachi và đồng đội [1] đã sử dụng phần mềm Ricardo WAVE để mô phỏng động cơ xăng 4 kỳ, 4 xy lạnh, đánh lửa cưỡng bức với tỉ số nén là 10:1. Khi hoạt động với các hỗn hợp nhiên liệu E0, E10, E25, E40, E55, E70, E85, E100 ở các dải tốc độ từ 1500 rpm, 3000 rpm, 4500 rpm, 6000 rpm. Có thể thấy được ở hình 1.5 cho thấy rằng BSFC cao nhất được ghi nhận ở tốc độ 6.000 vòng/phút, trong khi thấp nhất được ghi nhận ở 3.000 vòng/phút. Có thể suy ra rằng ở tốc độ cao, mức tiêu thụ nhiên liệu tăng lên, trong khi ở tốc độ thấp hơn thì mức tiêu thụ nhiên liệu giảm xuống. Tuy nhiên, cần lưu ý rằng mức tiêu thụ nhiên liệu phần nào bị ảnh hưởng bởi tỷ lệ hòa khí (tỷ lệ không khí/nhiên liệu) và tải trọng tác dụng. Do đó, một lực cụ thể là cần thiết để đảm bảo động cơ hoạt động hiệu quả ở một tốc độ nhất định. Điều này có thể lý giải tại sao BSFC thấp nhất lại xuất hiện ở 3.000 vòng/phút thay vì 1.500 vòng/phút.



Hình 1.5. Sự thay đổi của BSFC theo tỷ lệ pha trộn nhiên liệu

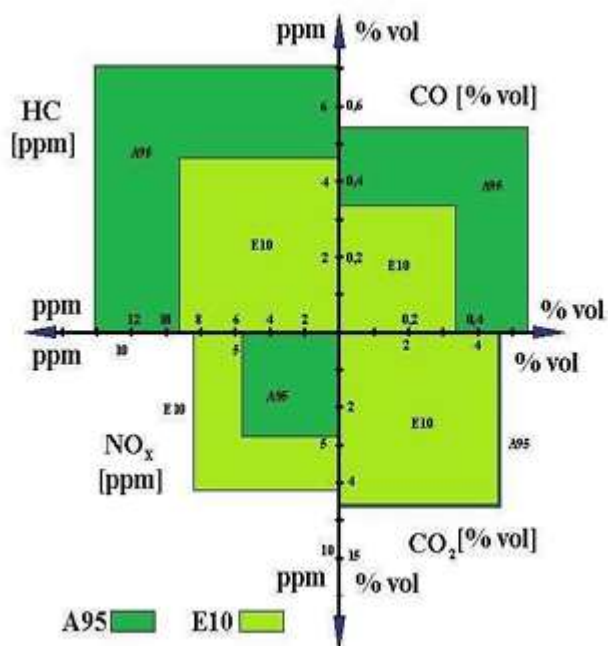
Điều này cho thấy để đạt được công suất tương đương với động cơ nguyên bản khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn thì khi tỉ lệ cồn trong hỗn hợp càng cao thì lượng nhiên liệu cần phải cung cấp để đảm bảo công suất cần nhiều hơn. Tuy nhiên, một xu hướng thú vị xuất hiện sau E10, khi BSFC bắt đầu tăng với tỷ lệ ethanol ngày càng tăng trong các hỗn hợp nhiên liệu. Đáng chú ý, E100 hiển thị BSFC cao nhất, điều này có thể được cho là do nhiệt độ ẩn cao của sự hóa hơi của ethanol, khoảng 904KJ/kg (mặc dù các thuộc tính như số octane và điểm chớp cháy cũng có thể ảnh hưởng). Đáng chú ý, đối với E100, các giá trị BSFC tại 1.500 vòng/phút, 3.000 vòng/phút, 4.500 vòng/phút và 6.000 vòng/phút lần lượt là 57,71%, 58,64%, 58,91% và 58,90%. Theo Bảng 1, giá trị BSFC đạt đỉnh tại 4.500 vòng/phút đối với tất cả các hỗn hợp nhiên liệu. Quan sát này cho thấy rằng tại tốc độ 4.500 vòng/phút, sự chênh lệch về giá trị BSFC giữa tất cả các hỗn hợp nhiên liệu và E0 trở nên đặc biệt rõ rệt.

Bảng 1.1 Tỷ lệ phần trăm BSFC của các hỗn hợp nhiên liệu khác nhau so với E0

Tỉ lệ nhiên liệu	% BSFC tại 1500 rpm	% BSFC tại 3000 rpm	% BSFC tại 4500 rpm	% BSFC tại 6000 rpm
E10	23.73	24.12	24.16	24.10
E25	10.04	10.10	10.13	10.12
E55	25.28	25.53	25.61	25.60
E70	34.61	34.88	35.01	34.90
E85	45.23	45.81	45.92	45.90
E100	57.71	58.64	58.91	58.90

1.1.2. Nghiên cứu động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn tại Việt Nam

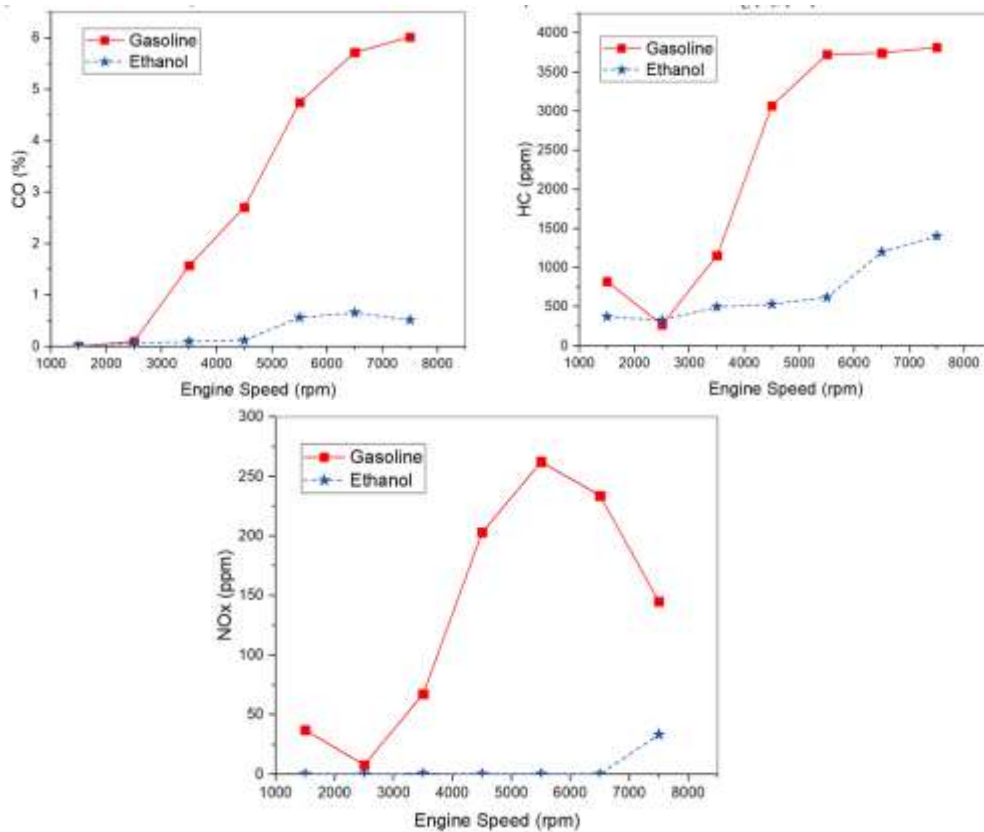
Nghiên cứu thực nghiệm xăng RON95 pha 5% và 10% ethanol cho ô tô Mercedes MB140 được thực hiện bởi nhóm tác giả Lê Văn Tuy, Trần Văn Nam, Huỳnh Bá Vang [4]: Nghiên cứu được thực hiện bằng cách trộn trực tiếp ethanol với tỉ lệ là 5% (E5) và 10% (E10) thể tích với xăng thị trường RON 95, sử dụng cho ô tô Mercedes-MB140 rồi chạy thử nghiệm trên hệ thống băng thử động lực học ô-tô CD 48'' tại Phòng thí nghiệm Động cơ và Ô tô - Đại học Bách Khoa - Đại học Đà Nẵng. Kết quả nghiên cứu đã cho thấy việc sử dụng xăng sinh học E5 và E10 làm giảm rõ rệt các chất phát thải ô nhiễm môi trường do khí thải gây ra (CO giảm từ 61% đến 85%; còn HC giảm từ 57% đến 80%) như trong Hình 1.6. Trong khi đó hiệu quả về kinh tế kỹ thuật của xe chỉ thay đổi chút ít theo chiều hướng tốt hơn khi sử dụng xăng sinh học so với khi sử dụng xăng thông thường RON 95.



Hình 1.6. So sánh phát thải của động cơ khi sử dụng A95 và E10

Nghiên cứu của GS.TS Phạm Minh Tuấn và các cộng sự tại Phòng thí nghiệm động cơ đốt trong, Viện Cơ khí động lực Đại học Bách khoa Hà Nội [7] đã tiến hành nghiên cứu thiết kế và chế tạo hoàn chỉnh một hệ thống phun xăng cho xe máy. Bộ dữ liệu nạp cho ECU là thời gian phun trên một chu trình (tỷ lệ với lượng nhiên liệu cấp cho chu trình) phụ thuộc vào tốc độ và tải trọng (độ mở bướm ga) được xây dựng trên bảng thử theo phương pháp dò tay. Ứng với mỗi giá trị tốc độ và tải trọng cố định, tiến hành điều chỉnh thời gian phun sao cho đảm bảo được hệ số dư lượng không khí $\lambda \approx 1$.

Nghiên cứu của Võ Tấn Châu và các cộng sự [5] đã thực hiện cải tạo lại động cơ xe Wave RSX dung tích 110cc. Bằng việc điều chỉnh từ hệ thống nhiên liệu sử dụng bộ chế hòa khí sang phun xăng điện tử (EFI), dựa vào thay đổi mã lệnh trong ECU để điều khiển lượng phun và thời điểm đánh lửa sao cho phù hợp với từng dải tốc độ. Và nghiên cứu cũng đã chỉ ra rằng khi sử dụng nhiên liệu E100 và RON95 thì lượng phát thải được giảm đi đáng kể được biểu diễn ở hình 1.7.



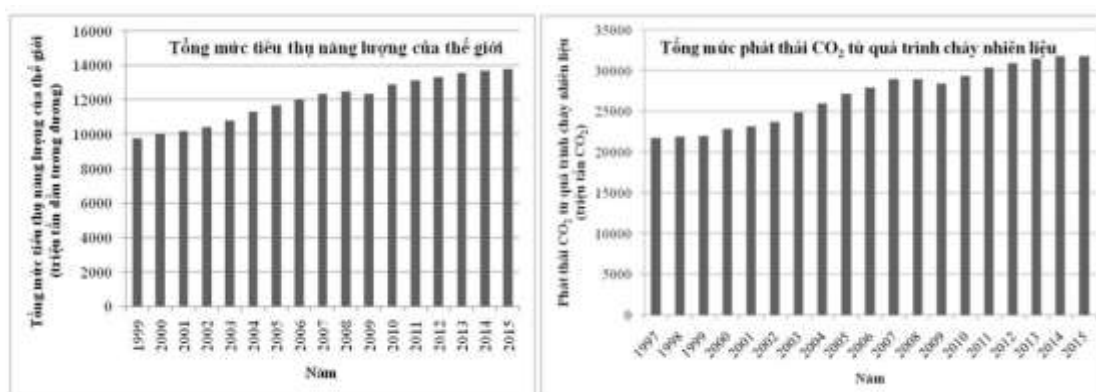
Hình 1.7. Lượng phát thải CO, NOx, HC của động cơ với 2 loại nhiên liệu xăng và cồn theo từng dải tốc độ

Hình 1.7 ta có thể thấy được lượng nhiên liệu cung cấp theo tốc độ động cơ tăng dần, thời gian để hoàn thành quá trình cháy bị rút ngắn. Tại tốc độ động cơ từ khoảng 3000 vòng/phút, lượng phát thải CO khi dùng nhiên liệu xăng tăng đột ngột so với nhiên liệu ethanol. Điều này là phù hợp do động cơ đang được thử nghiệm ở chế độ không tải, lượng nhiên liệu được cấp vào nhiều hơn theo tốc độ động cơ mà không được dùng để chuyển hoá thành công suất tiêu thụ tải. Hơn nữa hàm lượng oxy có trong E100 giúp cải thiện quá trình cháy. phát thải HC khi sử dụng ethanol thấp hơn khi sử dụng xăng và có xu hướng tăng lên khi tăng tốc độ động cơ. Kết quả này là phù hợp khi đối chiếu với kết quả phát thải của CO. So sánh giữa hai loại nhiên liệu mức độ chênh lệch của ethanol không cao bằng xăng ở các tốc độ động cơ cao. Do đặc điểm của nhiên liệu ethanol có chứa oxy khiến quá trình cháy diễn ra tốt hơn và cháy sạch hơn, làm lượng khí thải HC của nhiên liệu ethanol nhỏ hơn so với xăng. Phát thải NOx khi sử dụng ethanol thấp hơn khi sử dụng xăng. Trong nhiên liệu ethanol có chứa khoảng 4-6% là nước, ẩn nhiệt hoá hơi cao của nước giúp hấp thụ nhiệt và làm giảm áp suất, nhiệt độ của quá trình cháy, khiến cho nhiệt độ quá trình cháy giảm và do đó phát thải NOx giảm mạnh đáng kể so với khi sử dụng xăng.

Và còn rất nhiều công trình nghiên cứu khác đã và đang được thực hiện để mang lại bước tiến lớn giúp ngành giao thông vận tải của Việt Nam phát triển hơn nữa.

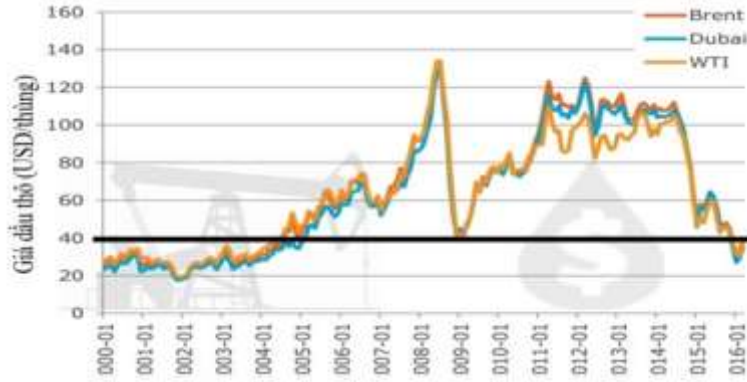
1.2. Tính cấp thiết của việc sử dụng nhiên liệu thay thế

Ngày nay, cùng với sự phát triển của kinh tế - xã hội, mức độ tăng trưởng dân số và quá trình đô thị hóa nhanh chóng khiến nhu cầu về giao thông, vận tải trên toàn thế giới và đặc biệt là tại các nước đang phát triển tăng lên nhanh chóng. Số lượng phương tiện vận tải liên tục gia tăng khiến cho nhu cầu sử dụng và tiêu thụ nhiên liệu tương ứng tăng theo. Tốc độ tăng trưởng bình quân về lượng nhiên liệu do các phương tiện tiêu thụ trong thời gian từ năm 2000 - 2015 là 2,1%. Để đáp ứng nhu cầu về nhiên liệu đó, các quốc gia trên thế giới đã tăng cường khai thác sử dụng tất cả các nguồn nhiên liệu hiện có. Tuy nhiên, việc gia tăng khai thác, sử dụng nhiên liệu hoá thạch cũng chính là nguyên nhân gây ô nhiễm môi trường, làm tăng nguy cơ của hiệu ứng nhà kính, làm cho trái đất nóng dần lên. Lượng phát thải khí CO₂ do quá trình cháy nhiên liệu từ các phương tiện đã tăng lên 2,2% trong thời gian từ năm 2000 - 2015 (Hình 1.8).



Hình 1.8. Tổng mức tiêu thụ năng lượng và mức phát thải CO₂ trên thế giới.

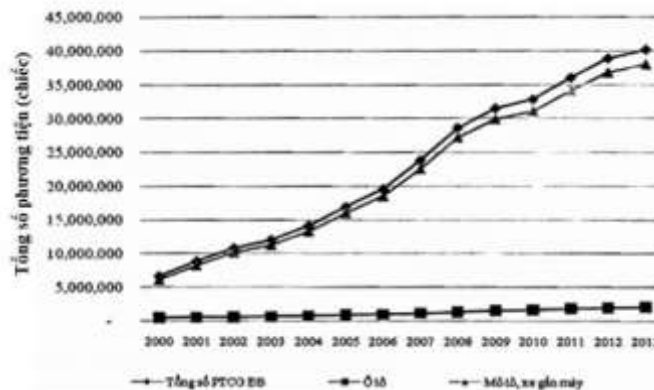
Nhiên liệu hóa thạch, bao gồm xăng, dầu diesel và khí tự nhiên, từ lâu đã đóng vai trò quan trọng trong việc cung cấp năng lượng cho các phương tiện giao thông và hoạt động công nghiệp. Về mặt kinh tế nhiên liệu, nhiên liệu hóa thạch có một số ưu điểm nổi bật. Thứ nhất, chúng có mật độ năng lượng cao, nghĩa là chỉ cần một lượng nhỏ nhiên liệu đã có thể sinh ra nhiều năng lượng, giúp phương tiện di chuyển được quãng đường dài hơn. Thứ hai, hạ tầng khai thác, vận chuyển và phân phối nhiên liệu hóa thạch đã phát triển mạnh mẽ và ổn định, góp phần giữ chi phí sử dụng ở mức hợp lý trong nhiều thập kỷ qua.



Hình 1.9. Sự biến động giá dầu thô trên thế giới

Tuy nhiên, tính kinh tế của nhiên liệu hóa thạch ngày càng bị đặt dấu hỏi trong bối cảnh giá dầu mỏ biến động và tài nguyên dần cạn kiệt. Chi phí khai thác ngày càng tăng do phải khai thác ở những mỏ sâu hơn hoặc khó tiếp cận hơn. Bên cạnh đó, các chính sách thuế môi trường và quy định phát thải khí nhà kính cũng đang khiến chi phí sử dụng nhiên liệu hóa thạch tăng lên. Vì vậy, mặc dù nhiên liệu hóa thạch vẫn còn giữ được một số lợi thế về kinh tế trong ngắn hạn, nhưng về lâu dài, xu hướng chuyển dịch sang các nguồn năng lượng thay thế bền vững và hiệu quả hơn là điều tất yếu.

Tại Việt Nam, trong thời gian qua số lượng phương tiện cơ giới đường bộ đã tăng lên nhanh chóng, giai đoạn 2002 - 2012 tăng 13,59 %, trong đó, ô tô tăng 12,66 % còn mô tô, xe gắn máy tăng 13,64 % (Hình 1.10). Tính đến thời điểm 15/9/2015, tổng số phương tiện cơ giới đường bộ đã đăng ký trong cả nước là 46065091 xe (trong đó: ô tô là 2579675 xe; mô tô là 43485416 xe). Cùng với sự tăng trưởng về số lượng xe cơ giới là sự gia tăng ô nhiễm môi trường do khí thải độc hại từ động cơ của các phương tiện này thải ra vào không khí.



Hình 1.10. Tăng trưởng phương tiện cơ giới đường bộ

Đã có nhiều giải pháp được đưa ra nhằm giảm thiểu ô nhiễm không khí do khí thải từ các phương tiện. Một trong những giải pháp đó là sử dụng nhiên liệu sinh học có khả năng tái tạo, thân thiện với môi trường và phù hợp với thế mạnh về sản xuất nông nghiệp

của Việt Nam. Do đó, việc nghiên cứu và ứng dụng nhiên liệu sinh học nói chung, xăng sinh học nói riêng trên phương tiện giao thông trong giai đoạn hiện nay là điều cần thiết.

1.3. Đánh giá

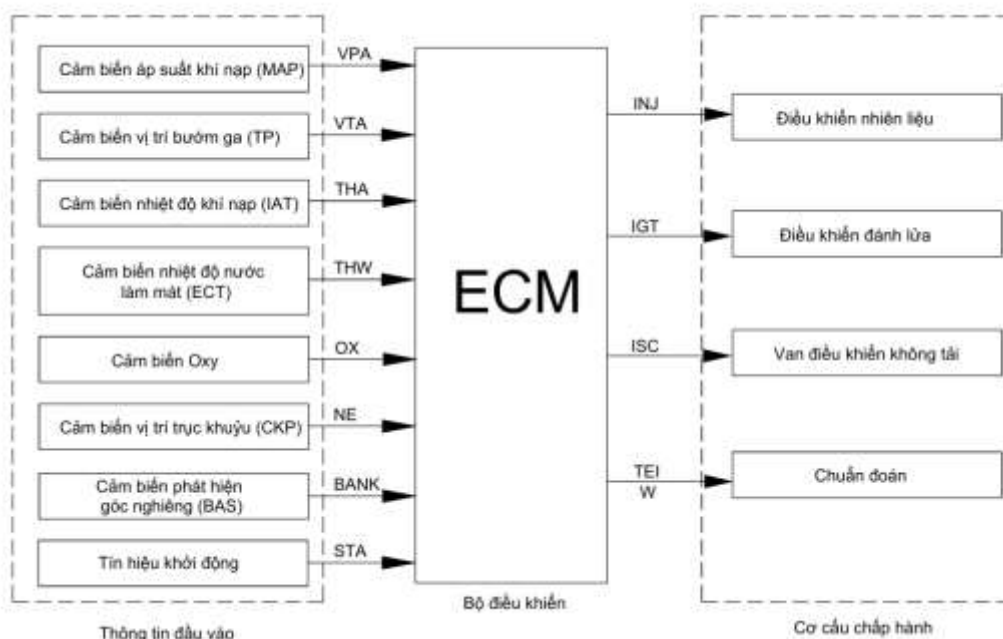
Việc sử dụng nhiên liệu còn làm nguồn nhiên liệu chủ đạo cho phương tiện, đặc biệt ở Việt Nam sẽ giúp đem lại lợi ích lớn về kinh tế, các tiêu chuẩn khí thải và sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch đang ngày một cạn kiệt. Tuy nhiên nếu chỉ sử dụng thuần còn thì với nhiệt trị nhỏ cùng với đó là nhiệt hóa ẩn cao sẽ làm ảnh hưởng đến khả năng vận hành của động cơ. Vì vậy để giải quyết vấn đề về nguồn nhiên liệu hóa thạch đang ngày một cạn kiệt, công suất và độ bền động cơ giảm khi sử dụng nhiên liệu còn 100% thì bài nghiên cứu sẽ hướng đến việc sử dụng nhiên liệu một cách linh hoạt hỗn hợp nhiều loại xăng sinh học (hỗn hợp còn và xăng) để giải quyết các vấn đề trên.

Từ đó giúp góp phần trong công cuộc chế tạo động cơ sử dụng linh hoạt nhiên liệu xăng sinh học tại Việt Nam.

Giai đoạn III: giai đoạn cháy rớt, diễn ra từ điểm 3 đến điểm 4. Tốc độ cháy giảm vì chỉ cháy nốt những phần hỗn hợp chưa cháy như lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy trong điều kiện nồng độ ô xy đã giảm nhiều nên tốc độ toả nhiệt nhỏ. Ngoài ra, piston đi càng xa khỏi ĐCT, hiệu quả sinh công ít. Nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Để hạn chế cháy rớt có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc đánh lửa sớm, cường độ xoáy lốc của môi chất thích hợp và sử dụng đúng loại nhiên liệu yêu cầu.

2.1.1. Động cơ xe HONDA LEAD 2009

Động cơ xe HONDA LEAD 2009 sử dụng hệ thống phun xăng điện tử (PGM-FI) do HONDA phát triển bao gồm bộ điều khiển điện tử (ECM - Electronic Control Module), các cảm biến và cơ cấu chấp hành. Các cảm biến có nhiệm vụ ghi nhận các thông số, trạng thái hoạt động của động cơ làm các giá trị đầu vào (hoặc so sánh) của hệ thống điều khiển. ECU so sánh các giá trị đầu vào này với các giá trị tối ưu ghi sẵn trong bộ nhớ, tính toán và đưa ra các thông số điều khiển phù hợp cho cơ cấu chấp hành (vòi phun, hệ thống đánh lửa...).

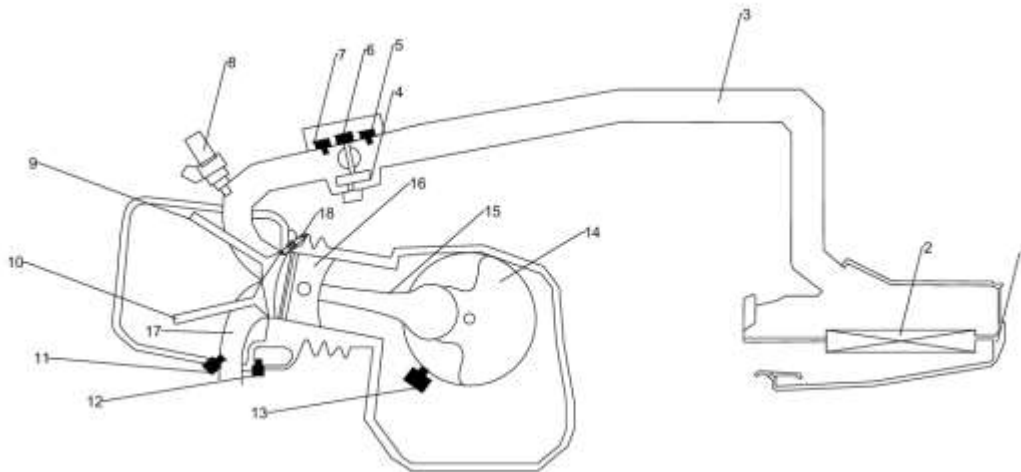


Hình 2.2. Sơ đồ cấu trúc điều khiển điện tử trên xe HONDA LEAD 2009

Hình 2.2 cho thấy hệ thống điều khiển bao gồm: ngõ vào (Inputs) với chủ yếu là các cảm biến; bộ điều khiển trung tâm ECU là bộ não của hệ thống; ngõ ra (Outputs) bao gồm các cơ cấu chấp hành (Actuators) như: vòi phun, bugi, bướm ga... Cảm biến kiểm soát liên tục tình trạng hoạt động của động cơ và báo về cho bộ điều khiển ECU. Từ đó, ECU sẽ tính toán, xử lý tín hiệu và đưa ra tín hiệu điều khiển đến các cơ cấu chấp hành. Chương trình điều khiển động cơ được nhà chế tạo viết và cài đặt sẵn trong bộ nhớ của ECU. Tùy thuộc vào từng chế độ làm việc hay tình trạng của động cơ mà ECU

sẽ tính toán dựa trên chương trình sẵn có để đưa ra những tín hiệu điều khiển đến cơ cấu chấp hành sao cho động cơ làm việc tối ưu.

Sơ đồ cấu tạo động cơ HONDA LEAD 2009 được biểu diễn ở hình 2.1.3 bao gồm: 1 – bộ lọc khí, 2 – lưới lọc, 3 – đường ống nạp, 4 – bộ bướm ga, 5 - cảm biến áp suất khí nạp, 6 – cảm biến vị trí bướm ga, 7 – cảm biến nhiệt độ khí nạp, 8 – vòi phun, 9 – xupap nạp, 10 – xupap thải, 11 – cảm biến oxi, 12 – cảm biến nhiệt độ nước làm mát, 13 – cảm biến vị trí trục khuỷu, 14 – trục khuỷu, 15 – thanh truyền, 16 – piston, 17 – đường ống xả, 18 – bugi đánh lửa



Hình 2.3. Sơ đồ cấu tạo động cơ HONDA LEAD 2009

Hệ thống phun xăng điện tử (PGM-FI) của xe HONDA LEAD 2009 được chia thành 3 khối: khối cấp không khí, khối cấp nhiên liệu và khối điều khiển điện tử. Hệ thống hoạt động cơ bản như sau: từ vị trí bướm ga và tốc độ động cơ, các cảm biến nhận thông tin và gửi đến ECU. ECU sẽ so sánh với bộ dữ liệu điều khiển và tính toán đưa ra tín hiệu điều khiển thời gian mở vòi phun để điều khiển lượng xăng phun cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Ngoài ra, bộ dữ liệu chuẩn ECU sử dụng để điều chỉnh góc đánh lửa sớm, hệ số dư lượng không khí λ ... để động cơ làm việc tối ưu. Khi nhận được tín hiệu vòi phun mở, xăng có áp suất cao do bơm xăng tạo ra thường trực tại ống phân phối được phun vào đường nạp kết hợp với không khí tạo thành hỗn hợp.

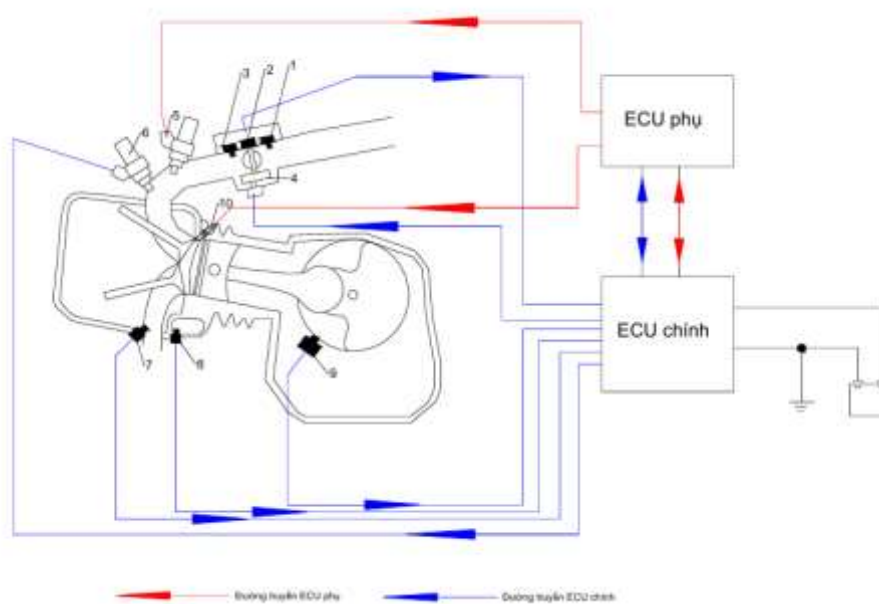
2.1.2. Động cơ có 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu xăng còi

Để chuyển đổi động cơ phun xăng điện tử sử dụng xăng thông thường sang sử dụng xăng sinh học (sử dụng nhiên liệu linh hoạt) và đảm bảo tính năng kỹ thuật thì hai thông số quan trọng trên động cơ phun xăng điện tử là lượng phun nhiên liệu và góc đánh lửa sớm cần được điều chỉnh phù hợp với tỷ lệ cồn trong nhiên liệu. Như vậy, nếu giữ nguyên hệ thống điều khiển phun xăng điện tử nguyên bản (ECU chính), cần bổ sung

thêm ECU điều khiển thứ hai (ECU phụ) để hiệu chỉnh tín hiệu điều khiển phù hợp với tỷ lệ còn cũng như cảm biến để nhận biết tỷ lệ còn trong nhiên liệu.

Có nhiều phương pháp khác nhau để điều khiển động cơ khi sử dụng xăng sinh học. Tuy nhiên phương pháp phù hợp với nghiên cứu nhất là sử dụng chính cảm biến lambda (hay cảm biến ô xy trong khí xả) để điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp trong chế độ điều khiển kín (closed loop control). Thông thường nhiên liệu xăng cần 14.7 kg không khí để đốt kiệt 1 kg nhiên liệu, trong đó nhiên liệu E85 chỉ cần khối lượng không khí là 9,855 kg để đốt kiệt 1 kg nhiên liệu, do đó khi lượng còn trong nhiên liệu tăng lên thì hỗn hợp sẽ trở nên nghèo và làm tăng lượng ô xy dư trong khí xả. Tín hiệu cảm biến lambda phản hồi về sẽ giúp bộ điều khiển hiệu chỉnh lại lượng nhiên liệu phù hợp với lượng khí nạp vào.

Trên cơ sở đó, đồ án đã xây dựng sơ đồ điều khiển động cơ HONDA LEAD 2009 khi sử dụng 2 vòi phun.



Hình 2.4. Sơ đồ điều khiển động cơ HONDA LEAD 2009

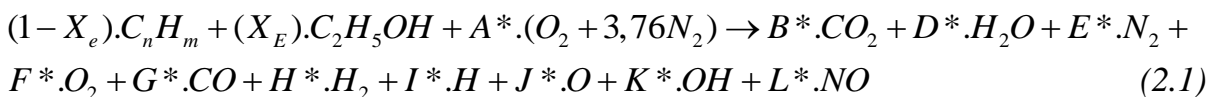
Các bộ phận chính trong sơ đồ điều khiển động cơ phun xăng điện tử khi chuyển đổi bao gồm : 1 – cảm biến áp suất khí nạp, 2 – cảm biến vị trí bướm ga, 3 – cảm biến nhiệt độ khí nạp, 4 – bộ điều khiển bướm ga, 5 – vòi phun còn, 6 – vòi phun xăng, 7 – cảm biến oxi, 8 – cảm biến nhiệt độ nước làm mát, 9 – cảm biến vị trí trục khuỷu, 10 – bugi.

Trước hết tùy vào tỉ lệ hỗn hợp xăng sinh học mà người điều khiển yêu cầu ECU chính và ECU phụ sẽ phối hợp như sau : các cảm biến vị trí trục khuỷu, vị trí bướm ga, áp suất khí nạp, nhiệt độ khí nạp và nhiệt độ nước làm mát đều cấp tín hiệu về ECU

chính để tính toán lưu lượng không khí, tải động cơ và điều kiện khởi động; sau đó ECU chính quyết định tỉ lệ xăng–cồn và thời điểm đánh lửa, chuyển mệnh lệnh về ECU phụ qua đường truyền phụ (CAN bus hoặc tín hiệu PWM). ECU phụ nhận lệnh “phun cồn” và “kích bugi” từ ECU chính, rồi trực tiếp điều khiển vòi phun cồn và cuộn đánh lửa bugi với độ chính xác cao. Trong khi đó, vòi phun xăng và bộ điều khiển bướm ga vẫn do ECU chính xử lý trực tiếp. Cảm biến oxy ở ống xả gửi ngược tín hiệu hồi tiếp về ECU chính để hiệu chỉnh tỉ lệ pha trộn và độ sớm muộn đánh lửa liên tục, đảm bảo động cơ vận hành êm, tiết kiệm và đạt tiêu chuẩn khí thải.

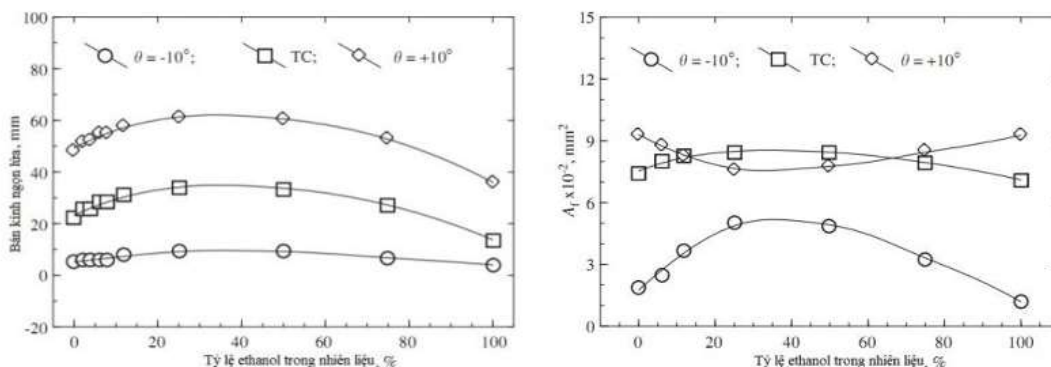
- *Quá trình cháy của động cơ xăng cồn*

Quá trình cháy của động cơ xăng cồn là quá trình cháy tổng hợp của xăng thông thường và cồn. Khi đó phương trình cháy của xăng cồn sẽ là phương trình cháy tổng hợp của hai phương trình cháy của xăng thông thường và cồn ethanol [10, 12, 13]:



Trong đó : $A^*, B^*, D^*, E^*, F^*, G^*, H^*, I^*, J^*, K^*, L^*$ là các hệ số cân bằng phương trình; X_E là tỉ lệ mol cồn trong nhiên liệu.

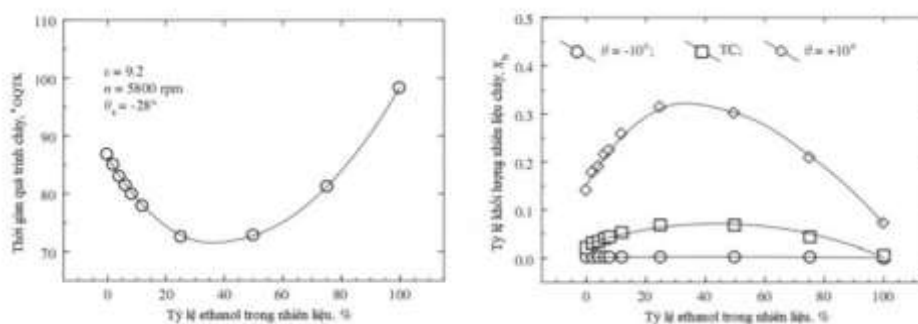
Như trình bày ở các phần trên, cồn có nhiệt ẩn cao có thể gây hiệu ứng làm lạnh khí nạp làm tăng hệ số nạp và hiệu suất động cơ. Tỷ lệ nhiên liệu/không khí tương đương ở điều kiện lý tưởng của cồn cao hơn và nhiệt trị thấp hơn so với xăng thông thường, đặc biệt áp suất hơi bão hòa thay đổi khi pha vào xăng thông thường với nồng độ khác nhau. Những yếu tố này có thể dẫn đến diễn biến quá trình cháy trong động cơ đốt cháy cưỡng bức khi sử dụng nhiên liệu xăng cồn có điểm khác biệt với xăng thông thường. Trong nghiên cứu trên, ảnh hưởng của nồng độ ethanol trong xăng sinh học tới bán kính màng lửa và diện tích màng lửa, thể tích màng lửa được thể hiện trên hình 2.5



Hình 2.5. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới sự lan truyền màng lửa trong quá trình cháy [10]

Trong khoảng thời gian cháy trễ, khoảng 10° trước ĐCT, bán kính màng lửa đối với các loại xăng tương tự nhau. Tuy nhiên, trong giai đoạn cháy nhanh, nồng độ cồn còn trong hỗn hợp xăng còn có ảnh hưởng đáng kể. Tại ĐCT và sau ĐCT 10° , bán kính màng lửa tăng lên khi nồng độ cồn tăng dần đến 25%. Diện tích màng lửa cũng tăng lên khi tăng nồng độ ethanol tại thời điểm trước ĐCT 10° và tại ĐCT. Cuối quá trình cháy, màng lửa đã lan truyền khắp buồng cháy và chạm thành buồng cháy. Do đó diện tích màng lửa tại 10° sau ĐCT có xu hướng giảm khi tăng nồng độ cồn tới 25% sau đó tăng lên. Diện tích màng lửa nhỏ nhất với hỗn hợp xăng còn có nồng độ cồn 25% cho thấy xăng sinh học này có tốc độ cháy nhanh nhất và chạm vào thành buồng cháy sớm nhất [10].

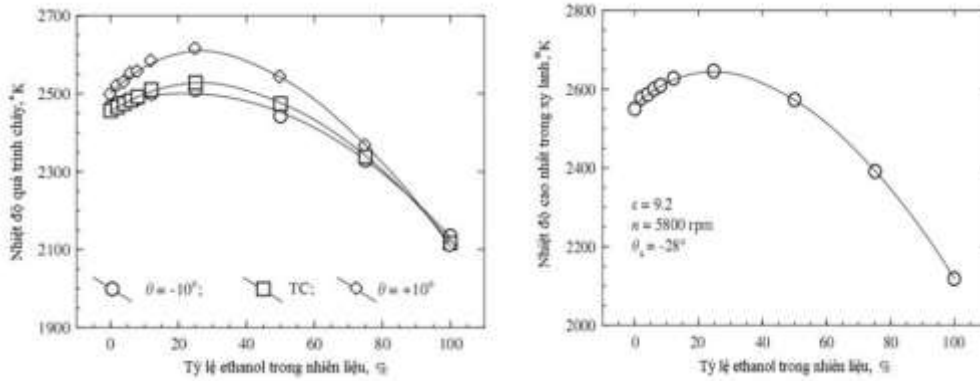
Nồng độ cồn trong hỗn hợp xăng còn cũng có ảnh hưởng tương tự tới tỷ lệ hỗn hợp đã cháy và thời gian cháy như hình 2.6



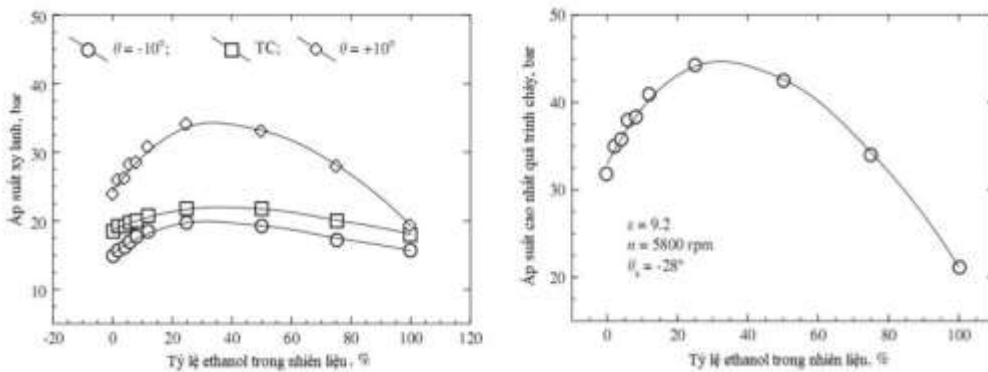
Hình 2.6. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng còn tới thời gian cháy và tỷ lệ hỗn hợp đã cháy [10]

Đầu quá trình cháy, tỷ lệ hỗn hợp đã cháy không khác biệt với các nồng độ cồn khác nhau. Trong giai đoạn cháy nhanh, tỷ lệ hỗn hợp cháy tăng lên khi tăng nồng độ cồn và đạt giá trị lớn nhất tại 25% cồn, sau đó giảm dần. Phù hợp với kết quả này, thời gian cháy với hỗn hợp xăng còn cũng giảm dần khi tăng nồng độ cồn tới 25% và đạt giá trị nhỏ nhất với nồng độ 25% cồn sau đó có xu hướng tăng lên.

Nồng độ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng còn cũng có ảnh hưởng tới áp suất cũng như nhiệt độ của quá trình cháy (Hình 2.7, 2.8). Khi tỷ lệ cồn tăng lên ở tỷ lệ thấp và trung bình thì nhiệt độ quá trình cháy cũng như nhiệt độ cao nhất của quá trình cháy đều tăng lên. Sau đó khi tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu tiếp tục tăng cao thì nhiệt độ quá trình cháy cũng như nhiệt độ cao nhất của quá trình cháy lại giảm đi. Áp suất của quá trình cháy cũng có diễn biến tương tự như nhiệt độ, nghĩa là khi tỷ lệ cồn tăng từ thấp đến trung bình thì áp suất tăng, sau đó khi tỷ lệ cồn tăng cao thì áp suất giảm.



Hình 2.7. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới nhiệt độ quá trình cháy [10]



Hình 2.8. Ảnh hưởng của tỷ lệ cồn trong hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn tới áp suất trong xi lanh [10]

Như vậy tốc độ cháy của xăng sinh học nhanh hơn so với xăng thông thường khi tăng nồng độ ethanol tới một giá trị nhất định. Sau đó, nếu tiếp tục tăng nồng độ cồn, tốc độ cháy sẽ giảm đi.

2.1.3. Tính chất và ảnh hưởng của nhiên liệu lên động cơ

2.1.3.1. Tính chất của nhiên liệu xăng

- Thành phần hóa học cơ bản và các phụ gia của xăng
 - Hydrocacbon

Với khoảng nhiệt độ sôi dưới 180°C , phân đoạn xăng thu được từ quá trình chưng cất bao gồm các hydrocacbon từ $\text{C}_5 \div \text{C}_{10}$, C_{11} . Cả ba loại hydrocacbon parafinic, naphtenic, aromatic đều có mặt trong phân đoạn này. Tuy nhiên thành phần và số lượng của các hydrocacbon rất khác nhau, phụ thuộc vào nguồn gốc dầu thô ban đầu. Các hydrocacbon thơm thường có rất ít trong xăng.

Ankan: Cần có nhiều iso-ankan để chống kích nổ vì loại hydrocacbon này có tác dụng chống kích nổ rất cao. Iso-ankan là chất đồng phân của ankan, có cấu tạo mạch nhánh, rất khó bị gãy mạch, tức rất khó tự cháy. Người ta dùng 2,2,4 iso-octan làm một

trong hai thành phần của nhiên liệu chuẩn để đo tính chống kích nổ của các loại xăng. Ankan tuy tính chất ổn định, khó biến chất nhưng không phải là thành phần lý tưởng của nhiên liệu xăng, do các nguyên tử C được liên kết theo mạch thẳng nên các mạch C dễ bị gãy, làm cho nó dễ bị cháy, dễ gây hiện tượng kích nổ trong động cơ.



Xyclo-ankan: là loại hydrocacbon no, thường có 5,6 nguyên tử C trong phân tử, chúng được liên kết với nhau bằng các mạch thẳng đơn tạo nên một vòng kín.

Hydrocacbon thơm (aren): là loại hydrocacbon không no, các nguyên tử nối với nhau thành một vòng kín bằng những liên kết đôi và những liên kết đơn xen kẽ nhau, cấu tạo điển hình là chất benzen và metylbenzen. Kết cấu trên giúp cho hydrocacbon thơm có tính ổn định cao, khó tự cháy và là thành phần lý tưởng của xăng dùng trong động cơ đốt cháy cưỡng bức.

Ngoài ra các olefin, diolefin và axetylen là những hydrocacbon không no, các nguyên tử C nối với nhau theo mạch thẳng, trong đó có một mạch kép, hai mạch kép hoặc một mạch ba. Do đó khiến các chất này khó tự cháy, nên cũng thích hợp với động cơ xăng đốt cháy cưỡng bức.

- Phụ gia :

Để nâng cao chất lượng và tạo thêm một số tính năng mới cho xăng thì sau quá trình chưng cất và chế biến sâu từ dầu mỏ, xăng được pha vào các loại phụ gia. Hai loại phụ gia điển hình là nước chì và hợp chất chứa oxi. Ngoài ra trong nhiên liệu xăng luôn tồn tại các tạp chất như các hợp chất của lưu huỳnh, nitơ và hợp chất của các kim loại là những chất có mặt trong dầu mỏ mà không thể loại bỏ hoàn toàn trong quá trình chế biến xăng.

• Các chỉ tiêu đánh giá tính chất cơ bản của nhiên liệu xăng

- Nhiệt trị :

Như các loại nhiên liệu khác thì nhiệt trị là tính chất quan trọng nhất của nhiên liệu xăng, nó ảnh hưởng trực tiếp công suất của động cơ. Nhiệt trị có thể xác định trực tiếp bằng phương pháp đo nhiệt trị, hoặc có thể tính gián tiếp bằng công thức Men-đê-lê-ép:

$$Q_k = 33,915.c + 126.h - 10,89(o_{nl} - s) - 2,512(9h + w), [MJ / kg] \quad (2.3)$$

Trong đó : 2,512 [MJ/kg] : nhiệt ẩn của 1kg nước,

c : thành phần khối lượng C trong nhiên liệu,

o_{nl} : thành phần khối lượng của O trong nhiên liệu,

h : thành phần khối lượng H trong nhiên liệu,

w : thành phần khối lượng nước trong nhiên liệu,

s : thành phần khối lượng lưu huỳnh trong nhiên liệu.

So với các loại nhiên liệu khác thì xăng là loại nhiên liệu có nhiệt trị lớn nhất :

$$Q_{th} = 44,0 [MJ / kg]$$

- Tính bay hơi

Yêu cầu xăng phải có tính bay hơi thích hợp, nếu xăng bay hơi quá dễ sẽ hoá hơi ngay trên đường ống dẫn, gây hiện tượng nút hơi (nghẽn khí), làm xăng phun ra lẫn bọt, không đảm bảo hơi xăng cung cấp cho động cơ nên động cơ hoạt động không ổn định. Trong bảo quản, bơm hút, vận chuyển sẽ xảy ra hao hụt quá mức. Xăng bay hơi kém, làm khó khởi động máy, khó điều chỉnh máy, gây lãng phí nhiên liệu do cháy không hết, tạo muội than, làm loãng dầu nhớt gây hiện tượng mài mòn động cơ nhiều hơn mức bình thường.

Tính bay hơi của xăng được đánh giá thông qua các chỉ tiêu sau :

+ Thành phần điểm sôi: Chỉ tiêu này được xác định trong dụng cụ chưng cất đã được tiêu chuẩn hóa.

+ Khối lượng riêng (Density) là khối lượng của một đơn vị thể tích đo bằng g/cm³ hay kg/m³, là đặc tính vật lý quan trọng cho phép ta phân loại được xăng so với các loại nhiên liệu khác và đánh giá sơ bộ chất lượng xăng.

+ Tỷ trọng (Relative Density) là tỷ số giữa khối lượng riêng của một chất ở nhiệt độ nào đó so với khối lượng riêng của nước ở 40°C, ký hiệu là $d_{t/4}$ (trong đó t (°C) là nhiệt độ xác định tỷ trọng). Thông thường dùng tỷ trọng tiêu chuẩn ở 20°C ký hiệu là $d_{20/4}$ hoặc tỷ trọng tiêu chuẩn ở 15°C ký hiệu là $d_{15/4}$. Ở Anh, Mỹ và một số nước lại dùng tỷ trọng ở 60°F (tương ứng 15,6°C), ký hiệu $d_{60F/4}$. Có nhiều tiêu chuẩn để xác định tỷ trọng. Để suy tỷ trọng từ các nhiệt độ khác nhau về tỷ trọng tiêu chuẩn có công thức tính hoặc sử dụng bảng chuyển đổi:

$$d_{20/4} = d_{t/4} + \gamma(t - 20) \quad (2.4)$$

Trong đó : t – nhiệt độ bất kỳ,

γ - hệ số điều chỉnh tỉ trọng.

- Tính chống kích nổ

Như vậy quá trình cháy của hơi xăng trong buồng đốt của động cơ xăng là một quá trình cháy cưỡng bức, thực hiện được là nhờ tia lửa điện của bougie. Quá trình cháy như

vậy diễn ra rất nhanh, nhưng không phải xảy ra tức khắc trong toàn bộ thể tích xy lanh, mà bắt đầu cháy từ bougie sau đó cháy lan dần ra toàn bộ thể tích xy lanh, lúc đó chu trình cháy kết thúc.

Tốc độ lan truyền của mặt cầu lửa bình thường là $20 \div 25$ m/s. Với tốc độ lan truyền của mặt cầu lửa như vậy, áp suất hơi trong xy lanh tăng đều đặn, động cơ hoạt động bình thường. Vì một lý do khách quan nào đó như dùng xăng không đúng chất lượng yêu cầu hoặc cấu tạo động cơ không được chuẩn xác hoặc điều kiện làm việc của động cơ không thuận lợi (góc đánh lửa đặt sớm, thành phần hỗn hợp khí thay đổi, áp suất, nhiệt độ máy cao...) sẽ tạo điều kiện cháy không bình thường trong động cơ. Khi đó sẽ xuất hiện cháy kích nổ, tức là tại một điểm nào đó trong xy lanh dù mặt cầu lửa chưa lan tới, hoà khí đã bốc cháy đột ngột với tốc độ cháy lan truyền nhanh gấp trăm lần cháy bình thường. Tốc độ cháy truyền lan khi kích nổ lên tới $1,500 \div 2,500$ m/s. Áp suất trong xy lanh vọt tăng tới 160 kG/cm². Chính sự tăng áp suất đột ngột đó tạo ra các sóng áp suất va đập vào vách xy lanh, phát tiếng kêu lách cách, máy nổ rung giật và nóng hơn bình thường rất nhiều.

Cháy kích nổ trong động cơ phá vỡ chế độ làm việc bình thường, làm giảm công suất máy, tiêu hao năng lượng do máy cháy không hết, mài mòn các chi tiết máy, thậm chí gây nứt rạn piston, chốt piston, vòng găng (séc măng)..., tạo ra nhiều muội than làm bẩn xy lanh, piston làm bẩn máy... Để bảo đảm cho động cơ làm việc bình thường, tránh được hiện tượng kích nổ, đòi hỏi động cơ phải có cấu tạo và điều kiện sử dụng phù hợp. Ngoài ra nhiên liệu cũng phải đạt được chất lượng theo đúng yêu cầu.

Trị số octan: Thực tế cho thấy hiện tượng cháy kích nổ của động cơ xăng có quan hệ chặt chẽ với thành phần hoá học của xăng. TSOT là một đơn vị đo quy ước dùng để đặc trưng cho tính chống kích nổ của nhiên liệu khi đốt cháy trong động cơ. TSOT của một loại xăng càng cao càng khó bị kích nổ khi cháy trong động cơ, nghĩa là xăng đó có tính chống kích nổ tốt. Ngược lại TSOT càng thấp càng dễ bị cháy kích nổ, loại xăng đó có tính chống kích nổ kém.

- Nhiệt độ bén lửa

Nhiệt độ bén lửa là nhiệt độ thấp nhất để hoà khí bén lửa, nhiệt độ bén lửa phản ánh thành phần chung cất nhẹ của xăng, là chỉ tiêu để đánh giá tính an toàn của nhiên liệu.

- Tính ổn định hoá học

Tính ổn định hoá học của xăng biểu thị ở khả năng xăng duy trì được chất lượng ban đầu trong quá trình bơm hút, vận chuyển, tồn chứa, bảo quản,... Đánh giá tính chất

ổn định hoá học của xăng bằng các chỉ tiêu chất lượng: hàm lượng nhựa thực tế và độ bền oxy hoá.

Tính ổn định ôxy hoá: Tính ổn định oxy hoá được đánh giá bằng phương pháp đo chu kỳ cảm ứng. Chu kỳ cảm ứng là khoảng thời gian (đo bằng phút) mà trong xăng không xảy ra sự kết tủa và vẫn đục khi bị oxy hoá bởi oxy của không khí tại áp suất và nhiệt độ xác định.

Ở một số nước còn quy định và khống chế chỉ tiêu hàm lượng olefin (% kl) để biểu hiện cho tính ổn định hoá học của xăng. Xăng có hàm lượng olefin cao thì tính ổn định hoá học kém.

2.1.3.2. Tính chất của nhiên liệu còi

Còi ethanol không có màu, có mùi thơm và có ngọn lửa không màu, bay hơi ở nhiệt độ khá thấp (78°C), có tính háo nước rất lớn, có thể tan vô hạn trong nước và trong nhiều chất hữu cơ, vô cơ khác. So sánh tính chất của còi ethanol và xăng thông thường (Bảng 2.1) cho thấy sự khác nhau giữa hai loại nhiên liệu này :

Bảng 2.1. So sánh tính chất nhiên liệu xăng và còi

Đặc tính	Đơn vị	Còi (C ₂ H ₅ OH)	Xăng RON95 (C ₈ H ₁₈)
Nhiệt trị thể tích	MJ/L	21,1 – 21,7	32,2 – 32,9
Tỉ lệ không khí và nhiên liệu		9,0	15,1
Nhiệt độ tự cháy	°C	392	280/430
Chỉ số octan nghiên cứu	RON	108	95
Nhiệt bay hơi ở 1 at, 25°C	KJ/kg	840	350
Chỉ số cetan		15	5
Tốc độ ngọn lửa	m/s	0,61	0,4
Carbon	%	52	85
Hydrogen	%	13,04	14,6
Oxygen	%	34,78	1
Tỷ trọng	kg/m ³	785	720-775
Nhiệt trị	MJ/kg	26,9	44
Độ tan trong nước ở 25°C	%	100,0	<0,01

- Ưu điểm

- + So với xăng, trị số Octan của cồn rất cao (108). Vì vậy, việc pha cồn vào xăng thông dụng cũng sẽ có tác dụng nhất định trong việc hạn chế hiện tượng kích nổ. Thực tế cho thấy, xăng pha cồn có trị số Octan cao hơn so với xăng gốc ban đầu.
- + Trong phân tử cồn ethanol (C_2H_5OH) có sẵn ô xy tức là phân tử cồn tự có một phần ô xy để đốt cháy hydro và cacbon. Do đó làm cho quá trình đốt cháy nhiên liệu được hoàn toàn hơn và giảm sự phát thải khí CO và HC.
- + Nhiệt ẩn hóa hơi của cồn ethanol cao dẫn đến hiệu ứng làm lạnh môi chất nạp. Do đó, động cơ khi sử dụng cồn nạp được đầy hỗn hợp hơn vào trong xy lanh.
- Nhược điểm
- + Do có ô xy trong nhiên liệu cồn (khoảng 34,7% khối lượng) dẫn đến nhiệt trị của cồn thấp hơn xăng. Do vậy tiêu hao nhiên liệu tính trên cùng một quãng đường chạy xe nhiều hơn so với dùng xăng.
- + Nhiệt ẩn hóa hơi và áp suất bay hơi của cồn cao hơn nhiều so với xăng gây ra khó khăn cho động cơ sử dụng cồn ethanol nguyên chất hoặc nhiên liệu hỗn hợp có thành phần cồn cao trong việc khởi động xe ở nhiệt độ thấp và trong việc hòa trộn giữa nhiên liệu với không khí.
- + Hiện tượng azeotrope (đẳng khí) của cồn ethanol với các hydrocacbon nhẹ trong xăng làm cho sự hao hụt do bay hơi tăng.
- + Khó tách cồn ra khỏi nước do hiện tượng đồng sôi của cồn với nước. Hàm lượng nước trong nhiên liệu cồn ethanol lớn hơn 1% sẽ tạo ra sự phân lớp khi pha vào xăng. Nếu không bảo quản tốt thì một phần nhỏ cồn ethanol bị ô xy hóa thành acid axetic gây ăn mòn động cơ.
- + Lượng aldehyt trong khí thải ra khỏi động cơ khi sử dụng nhiên liệu cồn nhiều hơn khi động cơ dùng xăng.
- + Nhiên liệu cồn kém an toàn hơn xăng vì nhiệt độ sôi thấp.

2.2. Lý thuyết mô phỏng động cơ đốt trong bằng phương pháp mô phỏng 1 – D

2.2.1. Tổ chức mô phỏng

Trình giải WAVE được thiết kế để đọc mô hình từ một tệp đầu vào chính (và có thể là các tệp đầu vào phụ) chứa tất cả dữ liệu cần thiết cho một mô phỏng. Tệp mô hình chính của WAVE (đuôi .wvm) bao gồm hình học của mạng mô hình, điều kiện đầu ban đầu của trường dòng chảy và tất cả dữ liệu điều khiển cho quá trình chạy mô phỏng.

Một lượt chạy WAVE là toàn bộ tập hợp các mô phỏng có trong một tệp mô hình WAVE và có thể bao gồm nhiều trường hợp (case). Mỗi case có thể được chia nhỏ hơn thành các chu kỳ (cycle) nếu có định nghĩa một bộ dẫn động dạng chu kỳ (chẳng hạn như động cơ, nguồn áp suất hình sin hoặc bộ định thời). Mỗi case bắt đầu từ một trạng

thái ban đầu được chỉ định và tiến hành mô phỏng bằng phương pháp tích phân thời gian tường minh qua một khoảng thời gian tổng hoặc số chu kỳ tổng được chỉ định. Một case thường được chạy cho đến khi đạt đến trạng thái hội tụ. Nếu không sử dụng bộ dẫn động dạng chu kỳ, hội tụ có nghĩa là trường dòng chảy đạt trạng thái ổn định, với tất cả các biến nhiệt động ở giá trị không đổi. Nếu có sử dụng bộ dẫn động chu kỳ, hội tụ có nghĩa là hệ thống đạt trạng thái lặp lại theo chu kỳ.

Để giải tích các phương trình của hệ thống, mỗi case được chia thành các bước thời gian riêng lẻ (timestep). WAVE tự động điều chỉnh kích thước bước thời gian trong quá trình chạy để đạt thời gian mô phỏng ngắn nhất. Sau khi hoàn tất mỗi case, WAVE xuất thông tin mô tả quá trình chạy, bao gồm các đồ thị, giá trị trung bình theo chu kỳ và các đầu ra riêng cho bất kỳ mô hình phụ nào được kích hoạt trong quá trình chạy.

Trạng thái ban đầu cho một case có thể được người dùng chọn từ một số tùy chọn:

Trạng thái ban đầu tiêu chuẩn: Áp suất, nhiệt độ, thành phần khí và vận tốc ban đầu được định nghĩa cho từng phần tử trong hệ thống từ tệp đầu vào.

Bỏ qua khởi tạo: Trong một lượt chạy gồm nhiều case, bất kỳ case nào sau case đầu tiên đều có thể bắt đầu với trường dòng chảy ở điều kiện tồn tại tại thời điểm kết thúc của case trước đó. Điều này thường giúp giảm thời gian cần thiết để hội tụ trong các case sau.

Khởi động lại (Restart): Tại bất kỳ thời điểm nào trong quá trình chạy, người dùng có thể lựa chọn ghi toàn bộ dữ liệu trường dòng chảy vào một tệp khởi động lại phụ. Tệp này sau đó có thể được đọc làm điều kiện ban đầu cho một lượt chạy khác. Tuy nhiên, khi khởi động lại từ tệp khởi động lại, cấu hình case phải giống hệt với cấu hình của tệp đó, chỉ được phép thay đổi thời lượng và đầu ra của case hiện tại. Điều này vẫn rất tiện lợi để thực hiện các thay đổi ở các case tiếp theo.

2.2.2. Lý thuyết động lực học chất lưu trong ống dẫn

Chi tiết dòng chảy trong mạng lưới được tính toán dựa trên nghiệm của hệ phương trình dòng chảy nén một chiều gần đúng (quasi – one – dimensional compressible flow equations), chi phối bởi các định luật bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng. Mạng dòng được rời rạc hóa thành một chuỗi thể tích nhỏ (elementary volumes) và các phương trình chi phối viết lại dưới dạng sai phân hữu hạn (finite difference form) cho từng thể tích này. Trong quá trình rời rạc hóa, hệ lưới lệch tâm (staggered mesh system) được sử dụng :

- Các phương trình bảo toàn khối lượng và năng lượng được giải tại tâm mỗi thể tích.

- Phương trình động lượng được giải tại các ranh giới giữa các thể tích (giữa các nút).

Các phương trình được xây dựng dưới dạng bảo toàn tường minh (explicitly conservative form) nhằm đảm bảo rằng khối lượng, năng lượng và động lượng không bị mất mát trong quá trình tính toán số. Các phương trình được viết dưới dạng bảo toàn rõ ràng như sau.

- + Phương trình bảo toàn khối lượng :

$$mass = \frac{dm}{dt} = \sum \dot{m} \quad (2.5)$$

Trong đó : mass - khối lượng không khí (kg),

\dot{m} - lưu lượng khối lượng của khí (kg/s).

- + Phương trình bảo toàn năng lượng

$$energy = \frac{de_T}{dt} = \sum mh + sources \quad (2.6)$$

Trong đó : *sources* - các nguồn ngoại lực,

e_T - tổng năng lượng của khối khí trong phần tử (J),

h - Enthalpy riêng của khí (J/kg),

m - khối lượng không khí (kg).

- + Phương trình bảo toàn động lượng :

$$momentum = \frac{dmu}{dt} = -A \frac{dp}{dx} dx + \sum \dot{m}u - sources \quad (2.7)$$

Trong đó : μ - Động lượng của khí trong phần tử (kg.m/s),

A - Diện tích tiết diện ngang của ống dẫn (m²),

p - Áp suất của khí tại vị trí xét (Pa),

$\sum \dot{m}u$ - Tổng động lượng mang theo bởi các dòng khí vào/ra phần tử mỗi giây (N),

sources - Các nguồn ngoại lực.

Nghiệm của các phương trình chi phối được tìm bằng cách áp dụng kỹ thuật sai phân hữu hạn, sử dụng phương pháp thể tích hữu hạn để rời rạc hóa các phương trình vi

phân riêng phần. Việc lấy sai phân theo thời gian được thực hiện theo phương pháp tường minh (explicit), với bước thời gian được điều khiển bởi điều kiện Courant.

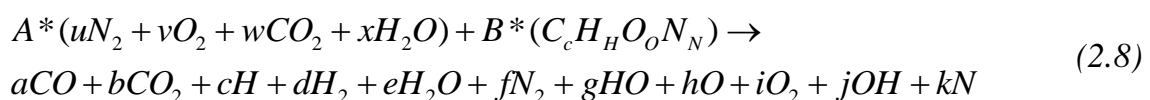
Cách tiếp cận này vượt trội hơn so với phương pháp đặc trưng (method of characteristics), vì nó không đòi hỏi việc xử lý thủ công và thiếu chính xác đối với nhiều thành phần trong các phương trình chi phối cũng như hình học. Những xử lý thủ công này, vốn là đặc điểm cố hữu của phương pháp đặc trưng, thường gây ra sai số, đặc biệt là trong các thành phần nguồn như truyền nhiệt, ma sát, tổn thất phân bố, điều kiện biên tại các vị trí thay đổi tiết diện đột ngột, điểm nối của nhiều ống, và các đoạn cong. Ngược lại, WAVE, nhờ vào phương pháp thiết lập và giải bài toán cơ bản của nó, có thể xử lý chính xác các hiệu ứng này mà không gặp khó khăn đặc biệt nào.

2.2.3. Xử lý thành phần hóa học và phân bố khối lượng riêng phần

WAVE cho phép không khí được định nghĩa bởi người dùng dưới dạng một hỗn hợp của các phân tử N_2 , O_2 , CO_2 và H_2O . Thông thường, các thành phần CO_2 và H_2O được đặt bằng 0. Hỗn hợp này được cố định trong quá trình tiền xử lý (pre-processing) các thuộc tính khí, và không thể thay đổi trong suốt quá trình mô phỏng.

Nhiên liệu trong WAVE được định nghĩa bởi người dùng dưới dạng một hỗn hợp các nguyên tử C (carbon), H (hydro), O (oxy) và N (nitơ). Các nhiên liệu hydrocarbon phổ biến thường không chứa oxy hoặc nitơ, trừ khi được pha trộn với các hợp chất như ether hoặc rượu (alcohols).

Phương trình cân bằng cháy tổng quát được giải bởi bộ tiền xử lý thuộc tính (property pre-processor) trong WAVE là:



Với bất kỳ giá trị nào của áp suất, nhiệt độ, A và B, các hệ số từ a đến k đều được xác định một cách duy nhất thông qua tính toán cân bằng hóa học. Do đó, không cần thiết phải lưu trữ các hệ số a đến k như các biến trạng thái; thay vào đó, chỉ cần lưu trữ giá trị của A và B. Tỷ số giữa A và B có thể được sử dụng để xác định toàn bộ các thuộc tính khí tổng hợp như enthalpy, nhiệt dung riêng và khối lượng phân tử.

Vì nồng độ cân bằng của các hệ số từ a đến k chỉ thay đổi yếu theo áp suất nhưng thay đổi mạnh theo nhiệt độ, nên nếu theo dõi liên tục cả mười một hệ số này trong mô phỏng, sẽ cần phải tính lại từng thành phần riêng biệt tại mỗi bước thời gian. Trong khi đó, các hệ số A và B có thể được xem là hằng số, không phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ. Trong WAVE, phần khối lượng A được gọi là “Burned Air” (không khí đã cháy),

còn phần khối lượng B được gọi là “Burned Fuel” (nhiên liệu đã cháy). Nhờ cách xử lý này, tổng của A và B thể hiện tổng khối lượng sản phẩm cháy hiện có, và tỷ lệ A/B phản ánh tỷ lệ tương đối giữa các thành phần hóa học trong hỗn hợp sản phẩm cháy.

Trong quá trình cháy bên trong xi-lanh động cơ, toàn bộ khối khí thường sẽ được đốt cháy, dẫn đến các phân bố khối lượng sản phẩm cháy có tổng bằng 1. Các sản phẩm cháy có thể chứa lượng lớn N_2 và O_2 , nhưng vẫn được WAVE theo dõi như là sản phẩm cháy, vì các đặc tính của chúng được lấy từ kết quả tính toán khí cân bằng, chứ không phải từ tính chất của không khí chưa cháy. Khi sản phẩm cháy được trộn lẫn với không khí chưa cháy, hai nhóm này vẫn được duy trì dưới dạng hai phân bố khối lượng riêng biệt. Điều này cho phép xác định chính xác khối lượng sản phẩm cháy tại bất kỳ vị trí nào trong mô hình.

Đối với một mô phỏng WAVE thông thường, các giá trị của hệ số a đến k không cần thiết. Tuy nhiên, trong một số mô hình con (submodel) đặc biệt, có thể cần đến thông tin chi tiết về các thành phần hóa học cụ thể. Để phục vụ mục đích này, các giá trị của a đến k đã được lập bảng sẵn, và một thuật toán tra bảng sẽ sử dụng các giá trị hiện tại của áp suất, nhiệt độ và phân bố A và B để truy xuất mười một hệ số a đến k. Nếu trong hỗn hợp có mặt không khí chưa cháy, một khối lượng gồm ($uN_2 + vO_2 + wCO_2 + xH_2O$) sẽ được thêm vào hỗn hợp.

Các đại lượng vô tính (passive scalars) có thể được vận chuyển trong mạng dòng chảy của WAVE. Các đại lượng này được giả định là cùng tồn tại trong một môi trường liên tục, và ở trạng thái cân bằng nhiệt và cơ học với các thành phần khí còn lại. Do đó, chúng có cùng nhiệt độ và vận tốc với khí xung quanh, và không cần giải các phương trình động lượng hay năng lượng cho các đại lượng vô tính này.

Các đại lượng vô tính không ảnh hưởng đến mật độ cục bộ hoặc vận tốc trung bình theo khối lượng tại vị trí đó. Để giả định này chính xác, phân bố khối lượng (mass fraction) của chúng phải rất nhỏ. Các quá trình nhiệt – hóa học (thermochemistry) cũng được thực hiện độc lập với các đại lượng vô tính.

2.2.4. Cân bằng nhiệt

Giải pháp tính chất nhiệt động tiêu chuẩn của WAVE sẽ tính toán các sản phẩm cháy của nhiên liệu chứa C/H/O/N dưới dạng hỗn hợp khí gồm 11 loài hóa học, bao gồm: CO , CO_2 , H , H_2 , H_2O , N_2 , NO , O , O_2 , OH và N . Để xác định phân số mol của 11 loài khí này, cần giải một hệ gồm 11 phương trình đại số: 4 phương trình bảo toàn số nguyên tử C, H, O và N, và 7 phương trình phản ứng hóa học nhằm liên kết các phân số mol theo trạng thái cân bằng hóa học. Do đó, bộ giải tính chất (property solver)

phải giải hệ phương trình phi tuyến 11 ẩn bằng phép lặp, và điều này tốn nhiều thời gian tính toán.

Vì lý do đó, phương pháp thường được sử dụng là tạo trước bảng tra tính chất nhiệt động bằng bộ tiền xử lý (preprocessor) với thông tin về nhiên liệu và không khí, sau đó nội suy từ bảng đã lưu trong quá trình mô phỏng. Tuy nhiên, nếu mô hình sử dụng hơn ba loại nhiên liệu, thì bảng tra tính chất sẽ quá lớn để sử dụng hiệu quả. Trong trường hợp đó, bắt buộc phải sử dụng phương pháp cân bằng hóa học trực tiếp (direct equilibrium) trong quá trình mô phỏng.

2.2.5. Cân bằng hóa học

Khi lựa chọn phương án tính toán cân bằng hóa học với 6 loài khí, các sản phẩm cháy sẽ bao gồm sáu thành phần hóa học: CO_2 , CO , H_2O , H_2 , O_2 và N_2 . Phương án này bỏ qua quá trình oxy hóa nitơ thành NO , do đó nitơ được coi là vô hoạt về mặt hóa học. Tính toán 6 loài khí chỉ được áp dụng khi sử dụng phương pháp cân bằng hóa học trực tiếp (direct equilibrium) và cho tốc độ tính toán nhanh hơn đáng kể so với cân bằng đầy đủ 11 loài khí. Đối với nhiên liệu chứa C/H/O/N, trong hỗn hợp thiếu nhiên liệu (fuel-lean), sản phẩm cháy chính là H_2O và CO_2 ; trong hỗn hợp thừa nhiên liệu (fuel-rich), do lượng oxy không đủ để cháy hoàn toàn, sản phẩm cháy chính sẽ là H_2O , CO_2 , CO và H_2 . Tỷ lệ mol của CO và H_2 tăng lên khi lượng oxy sẵn có giảm.

2.2.6. Tính chất khí

Các tính chất nhiệt động của chất lỏng (hay chất khí) được xác định dựa trên các phương trình điều khiển phù hợp, ví dụ như phương trình khí lý tưởng cho trường hợp hóa học nhiệt động chỉ với không khí, hoặc phương trình khí lý tưởng/khí thực cho hóa học nhiệt động của hỗn hợp nhiên liệu hydrocarbon và không khí đối với các nhiên liệu loại C/H/O/N nói chung. Đối với khí thực, phương trình trạng thái được biểu diễn bằng phương trình sau:

$$PV = zRT \quad (2.9)$$

Trong đó : P – áp suất khí,

V – thể tích khí,

Z – hệ số nén,

R – hằng số khí lý tưởng,

T – Nhiệt độ khí.

Thể tích dư có thể được tính bằng hiệu giữa thể tích thực và thể tích tính theo phương trình khí lý tưởng, trong đó hệ số nén (compressibility factor) được giả định bằng 1. Do đó, thể tích dư và hệ số nén có mối liên hệ với nhau theo phương trình sau:

$$V_\gamma = V - V_{ig} = \frac{RT}{P}(z - 1) \quad (2.10)$$

Đối với các tính chất nhiệt động khác như độ nhớt, enthalpy, khối lượng riêng và nhiệt dung riêng, dạng tổng quát của đại lượng dư (residual property) được viết như sau:

$$f_\gamma = f - f_{ig} \quad (2.11)$$

Trong đó : f - tính chất thực tế,

f_{ig} - tính chất của khí lý tưởng.

Các quan sát thực nghiệm cho thấy rằng hệ số nén (compressibility factor) của các chất lỏng khác nhau biểu hiện hành vi tương tự nhau khi được biểu diễn dưới dạng hàm của nhiệt độ và áp suất giảm theo định nghĩa:

$$T_\gamma = \frac{T}{T_c} \quad (2.12)$$

$$P_\gamma = \frac{P}{P_c} \quad (2.13)$$

Trong đó : T_c - Nhiệt độ tới hạn của khí,

P_c - Áp suất tới hạn của khí.

Pitzer và các đồng nghiệp đã đề xuất các công thức tổng quát để tính hệ số nén (compressibility factor), như được tham khảo trong công trình của Smith và cộng sự [9], như sau:

$$z = z_0 + \omega z_1 \quad (2.14)$$

Trong đó : ω - Hệ số phi tâm.

Khi hệ số phi tâm bằng không, như trong trường hợp các chất lỏng đơn giản, thành phần thứ hai sẽ biến mất và z_0 sẽ giống hệt với z . Thành phần thứ hai chỉ là một hiệu chỉnh tương đối nhỏ. Phần mềm WAVE sử dụng các phương trình tương quan thuộc loại Pitzer cho các đặc tính dư, được phát triển bởi Lee và Kesler [11]. Trong đó, đặc tính entanpi dư được biểu diễn dưới dạng:

$$\frac{h}{RT_c} = \frac{h_{\gamma 0}}{RT_c} + \omega \frac{h_{\gamma 1}}{RT_c} \quad (2.15)$$

Đối với các chất lỏng thuần khiết, nhiệt độ tới hạn, áp suất tới hạn và hệ số phi tâm được liệt kê trong công trình của Smith và cộng sự [9]. Đối với hỗn hợp khí gồm N thành phần, nhiệt độ tới hạn, áp suất tới hạn và hệ số phi tâm được tính theo quy tắc hỗn hợp (mixing rule) như sau:

$$T_c = \sum_{i=1}^N x_i T_{ci} \quad (2.16)$$

$$p_c = \sum_{i=1}^N x_i P_{ci} \quad (2.17)$$

$$\omega_c = \sum_{i=1}^N x_i \omega_{ci} \quad (2.18)$$

Trong đó : x_i - Thành phần mol của chất i.

Sau khi tính được entanpi dư, WAVE sẽ tính năng lượng nội dư theo phương trình sau:

$$u_{\gamma} = h_{\gamma} - PV_{\gamma} = h_{\gamma} - RT(z - 1) \quad (2.19)$$

Sau đó, WAVE tính entanpi và năng lượng nội thực của khí thực dựa trên các giá trị tương ứng của khí lý tưởng, cùng với nhiệt dung riêng ở áp suất không đổi và thể tích không đổi tương ứng:

$$h = h_{ig} + h_{\gamma} \quad (2.20)$$

$$u = u_{ig} + u_{\gamma} \quad (2.21)$$

$$c_{p\gamma} = \left(\frac{dh_{\gamma}}{dT} \right)_p \quad (2.22)$$

$$c_{v\gamma} = \left(\frac{du_{\gamma}}{dT} \right)_v \quad (2.23)$$

Đối với khí lý tưởng, các giá trị là $z = 1$, $h_{\gamma} = 0$, $u_{\gamma} = 0$, $c_{p\gamma} = 0$ và $c_{v\gamma} = 0$. Tuy nhiên, các bảng tương quan tổng quát Lee-Kesler chỉ bao phủ phạm vi nhiệt độ giảm (reduced temperature) lên đến 4. Để mở rộng phạm vi nhiệt độ giảm đến 20, ta sử dụng công thức tương quan Pitzer cho hệ số virial bậc hai, B [9]:

$$z = 1 + \frac{BP}{RT} = 1 + \left(\frac{BP_c}{RT_c} \right) \frac{P_R}{T_R} = 1 + B_0 \frac{P_R}{T_R} + \omega B_1 \frac{P_R}{T_R} \quad (2.24)$$

Tsonopoulos đề xuất rằng hệ số virial bậc hai B được tính bằng công thức:

$$B_0 = 0,1145 - \frac{0,33}{T_\gamma} - \frac{0,1385}{T_\gamma^2} - \frac{0,0121}{T_\gamma^3} - \frac{0,000607}{T_\gamma^8} \quad (2.25)$$

$$B_1 = 0,0673 - \frac{0,331}{T_\gamma^2} - \frac{0,423}{T_\gamma^3} - \frac{0,008}{T_\gamma^8} \quad (2.26)$$

Đối với phương trình trạng thái bậc ba, chúng ta có mối quan hệ sau:

$$\frac{h_\gamma}{RT_c} = P_\gamma \left[B_0 - T_\gamma \frac{dB_0}{dT_\gamma} + \omega \left(B_1 - T_\gamma \frac{dB_1}{dT_\gamma} \right) \right] \quad (2.27)$$

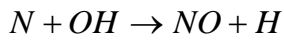
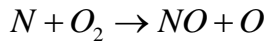
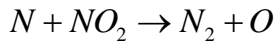
Theo phương pháp trên, phạm vi nhiệt độ giảm (reduced temperature) trong bảng tương quan tổng quát Lee-Kesler đã được mở rộng từ 4 lên 20.

2.2.7. Mô hình phát thải NO_x

Để xử lý chính xác động học của NO_x, vốn phụ thuộc mạnh vào nhiệt độ, cần phải xét đến sự không đồng nhất của trường nhiệt độ trong buồng cháy. Do đó, mô hình phát thải NO_x yêu cầu xác định nhiệt động lực học cháy theo mô hình hai vùng (2-zone). Tại bất kỳ thời điểm nào trong quá trình cháy, sẽ có dòng khối lượng đi vào vùng cháy tương ứng với tốc độ cháy tức thời của nhiên liệu và tỷ lệ cân bằng hóa học của khối lượng bị đốt cháy tăng thêm (gói cháy).

Mô hình NO_x gán một nồng độ NO_x ban đầu cho mỗi gói cháy, đại diện cho NO_x hình thành tức thời (prompt NO_x) và NO_x tồn dư. Trong quá trình cháy, các gói cháy sớm trong chu trình sẽ bị nén trong thời gian dài hơn, do đó đạt đến nhiệt độ cao hơn và góp phần tạo ra nhiều NO_x hơn so với các gói cháy muộn. Mô hình NO_x tính đến NO hình thành tức thời hay “NO hình thành trong ngọn lửa” (prompt NO), là kết quả của nồng độ gốc tự do vượt quá trạng thái cân bằng (nguyên tử oxy và gốc hydroxyl) trong vùng ngọn lửa.

Giá trị của NO hình thành tức thời được xác định từ tương quan dữ liệu do Fenimore báo cáo, trong đó đưa ra tỷ lệ giữa NO tức thời và NO cân bằng theo hàm của tỷ lệ tương đương (equivalence ratio). Toàn bộ NO_x được giả định là tồn tại dưới dạng NO trong cả giai đoạn hình thành tức thời cũng như trong giai đoạn hình thành nhiệt sau đây, được mô tả bởi cơ chế Zeldovich mở rộng của quá trình hình thành NO_x:



Vùng cháy tổng thể được xem như một hệ mở có sự phân tầng, trong đó quá trình hình thành NO_x tiếp tục diễn ra tùy thuộc vào nhiệt độ, áp suất và tỷ lệ tương đương của từng gói cháy. Các giá trị cân bằng nhiệt động được sử dụng cho các loài hóa học O₂, O, H và OH. Giả thiết trạng thái ổn định được áp dụng cho nguyên tử N do có hoạt tính cao. Nồng độ NO theo thời gian được giải bằng cách sử dụng mô hình hệ mở, trong đó các phản ứng sơ cấp nêu trên được sử dụng kèm với các hằng số tốc độ phản ứng được báo cáo bởi Heywood. Đối với phương trình phản ứng đầu tiên, hằng số tốc độ, R₁, được cho bởi:

$$R_1 = A * ARC1 * e^{(T_a * AERC1/T)} \quad (2.28)$$

Đối với phương trình phản ứng thứ hai và thứ ba, hằng số tốc độ phản ứng, R_{2/3}, được cho bởi:

$$R_{2/3} = A * e^{(T_a/T)} \quad (2.29)$$

Trong đó : A - Hằng số tiền mũ,

ARC1 - Hệ số nhân tiền mũ do người dùng nhập,

T_a - Nhiệt độ hoạt hóa của phản ứng,

AERC1 - Hệ số nhân số mũ do người dùng nhập,

T - Nhiệt độ vùng cháy.

Quá trình tính toán sẽ kết thúc khi nhiệt độ trong vùng cháy giảm xuống mức đủ thấp khiến cho các phản ứng động học không còn hoạt động và tổng nồng độ NO không thay đổi nữa.

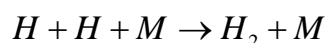
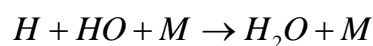
2.2.8. Mô hình phát thải CO

Đối với quá trình cháy nghèo (lean combustion), việc tính toán cân bằng nhiệt động đầy đủ thường cho kết quả dự đoán nồng độ CO đầu ra của động cơ thấp hơn thực tế nhiều lần. Để dự đoán chính xác mức phát thải, nồng độ CO được tính lại song song với quá trình tính toán nhiệt động lực học trong xi-lanh. Quy trình sau được áp dụng:

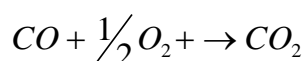
Tại mỗi bước trong quá trình cháy, thành phần mol của 11 loài khí trong mô hình WAVE được tính cho cả vùng chưa cháy và vùng đã cháy dựa trên cân bằng nhiệt động,

sau đó lấy trung bình. Mô hình một vùng được sử dụng khi quá trình cháy kết thúc. Vị trí góc trục khuỷu tại đó thành phần mol CO đạt giá trị cực đại sẽ được xác định.

Như chúng ta đã biết, các phản ứng tái kết hợp của các loài H và OH là các phản ứng có sự tham gia của chất thứ ba (third-body reactions):



Tốc độ phản ứng ba thân rất chậm, do đó Newhall đã đề xuất rằng các phân tử H và OH bị "đóng băng" đột ngột khi nồng độ CO đạt cực đại. Do vậy, chín phân tử còn lại được tính toán dựa trên cân bằng nhiệt động lực học và bảo toàn số nguyên tử của các nguyên tố H, C, O và N, cùng với một ràng buộc bổ sung liên quan đến CO và CO₂. Cơ chế phản ứng hóa học ban đầu được sử dụng trong tính toán các tính chất khí của phần mềm WAVE cho kết quả tốt trong quá trình cháy hỗn hợp giàu nhiên liệu, nhưng lại dự đoán kém đối với quá trình cháy hỗn hợp nghèo nhiên liệu. Nhưng dự đoán kém đối với quá trình cháy hỗn hợp nghèo nhiên liệu:

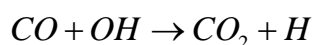


$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{1}{\sqrt{K_{pW} P [O_2]}} \quad (2.30)$$

Trong đó : K_{pW} - hằng số cân bằng của phản ứng được sử dụng trong tính toán tính chất khí của WAVE

P - áp suất

Tuy nhiên, phản ứng hóa học do Newhall đề xuất cho kết quả tốt đối với quá trình cháy nghèo nhiên liệu, nhưng lại dự đoán kém trong điều kiện cháy giàu nhiên liệu.



$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \frac{1}{K_{pN}} \frac{[H]}{[OH]} \quad (2.31)$$

Trong đó : K_{pN} - hằng số cân bằng của phản ứng như được Newhall đề xuất

Do đó, hai phản ứng này được kết hợp lại để bao phủ toàn bộ dải nồng độ nhiên liệu. Nhìn chung, nồng độ CO và CO₂ trong sản phẩm cháy ở phía hỗn hợp giàu nhiên liệu được chi phối bởi nồng độ O₂, trong khi ở phía hỗn hợp nghèo nhiên liệu, chúng

lại bị chi phối bởi nồng độ H và OH. Vì vậy, ta có thể xác định tỷ lệ nồng độ giữa CO và CO₂ cho toàn bộ dải nồng độ nhiên liệu, như dưới đây:

$$\frac{[CO]}{[CO_2]} = \max \left(\frac{1}{\sqrt{K_{pW} P[O_2]}}, \frac{1}{K_{pN}} \frac{[H]}{[OH]} \right) \quad (2.32)$$

Phương pháp này đã được áp dụng để so sánh với dữ liệu đo lường thực nghiệm. Kết quả thử nghiệm cho thấy nồng độ CO tại đầu ra động cơ được tính toán nằm trong sai số khoảng một bậc độ lớn so với giá trị đo được.

2.2.9. Phát thải HC

Phát thải hydrocarbon chưa cháy (HC) tại đầu ra động cơ của động cơ đánh lửa cưỡng bức (SI) chủ yếu được quy cho hiện tượng nhiên liệu dạng hơi di chuyển đến các vùng chứa mà ngọn lửa không thể tiếp cận và do đó không cháy hết sau quá trình cháy. Phần nhiên liệu chưa cháy này chủ yếu sẽ quay trở lại buồng đốt sau khi cháy và có thể phản ứng một phần (oxy hóa) với oxy, gọi là quá trình oxy hóa sau ngọn lửa (post-flame oxidation). Phần HC chưa cháy còn lại sẽ một phần thoát ra ngoài cùng khí thải (phát thải HC tại đầu ra động cơ) và một phần còn lại ở lại cùng với khí dư (residual gases). Các nguồn chứa nhiên liệu chưa cháy này có thể bao gồm dầu bôi trơn trên thành xy-lanh và các vùng khe hở như vòng xéc-măng (ring pack), ren bugi, chỗ ngồi van (valve seat), gioăng đầu xy-lanh (cylinder head gasket), các mảng bám trong buồng đốt, v.v. Ngoài ra, sự tồn tại của nhiên liệu lỏng, rò rỉ van xả, và hiện tượng dập tắt ngọn lửa ở thành buồng đốt cũng là những yếu tố ảnh hưởng đến lượng phát thải HC.

Mô hình phát thải HC hiện tại bao gồm các nguồn phát thải HC sau:

- Khe hở vòng xéc-măng (vùng top-land)
- Khe hở gioăng đầu xy-lanh
- Khe hở ren bugi
- Lớp dầu trên thành xy-lanh

Phần khe hở ở chỗ ngồi van có thể được xấp xỉ bằng cách cộng thể tích của nó vào khe hở ren bugi.

Đối với lớp dầu Trong quá trình nén, một phần nhiên liệu ở dạng hơi thường hòa tan vào lớp màng dầu bôi trơn trên bề mặt thành xy-lanh, quá trình này được gọi là quá trình hấp thụ. Nhiên liệu đã hấp thụ thường sẽ phóng thích (desorb) trở lại hỗn hợp khí trong xy-lanh trong quá trình giãn nở. Nồng độ hơi nhiên liệu trong lớp dầu tại ranh giới khí – lỏng có thể được mô tả bằng định luật Henry:

$$X_{HC} = \frac{P_{HC}}{H} \quad (2.33)$$

Trong đó : X_{HC} - Phân suất mol của nhiên liệu trong dầu tại ranh giới khí – lỏng,

P_{HC} - Áp suất hơi nhiên liệu trong hỗn hợp khí,

H - Hằng số Henry.

Phương trình này có thể được viết lại dưới dạng phân suất khối lượng:

$$X_1 = \frac{P}{H^*} Y_g \frac{M_{gas}}{M_{HC}} \quad (2.34)$$

$$\text{Với : } H^* = H \frac{M_{oil}}{M_{HC}} \quad (2.35)$$

Trong đó : X_g - phân suất khối lượng của hơi nhiên liệu trong dầu,

P - tổng áp suất của hỗn hợp khí,

H^* - Hằng số Henry hiệu chỉnh,

Y_g - phân suất khối lượng của hơi nhiên liệu trong hỗn hợp khí,

M - Khối lượng phân tử của chất được chỉ định bởi chỉ số dưới.

Hằng số Henry thường là một hàm của nhiệt độ tại ranh giới khí – lỏng cũng như phụ thuộc vào loại nhiên liệu và dầu bôi trơn.

Sự vận chuyển nhiên liệu đã hòa tan bên trong lớp màng dầu được điều khiển bởi hiện tượng khuếch tán khối lượng. Trong lớp dầu, quá trình khuếch tán khối lượng được giả định là một chiều (theo hướng bán kính). Sự thay đổi nồng độ HC trong dầu theo thời gian có thể được biểu diễn bằng phương trình:

$$\frac{dn}{dt} = D \frac{d^2n}{dx^2} \quad (2.36)$$

Trong đó : D - Hệ số khuếch tán,

x - Hệ số khuếch tán.

Một điều kiện biên không thấm thấu được áp dụng tại bề mặt thành xy-lanh, và định luật Henry được áp dụng tại phía lỏng của ranh giới khí – lỏng. Tương quan của Hayduk và Minhas được sử dụng để tính hệ số khuếch tán nhị phân [cm^2/s] :

$$D_{fuel \rightarrow oil}^0(T) = \frac{13,3 \cdot 10^{-8} T^{1,47} \mu_{oil}}{v_{fuel}^{0,71}} \quad (2.37)$$

Trong đó : T - nhiệt độ (° K),

m_{oil} - độ nhớt của dầu (cP),

v_{fuel} - Thể tích mol của nhiên liệu tại nhiệt độ sôi bình thường.

Thể tích mol có thể được tính bằng phương pháp Schroeder :

$$v_{fuel} = 7 \cdot (N_c + N_H) \quad (2.38)$$

Trong đó : N - Số lượng nguyên tử, được ký hiệu bằng chỉ số dưới, trong phân tử nhiên liệu.

Đối với thể tích khe hở Trong quá trình nén, hỗn hợp nhiên liệu – không khí bị nén vào thể tích khe hở (quá trình hấp thụ), tránh khỏi quá trình cháy. Sau đó, lượng HC chưa cháy đã hấp thụ này sẽ quay trở lại buồng đốt trong quá trình giãn nở, trở thành nguồn phát thải HC.

Mỗi khe hở được xem như một thể tích điều khiển. Áp suất khí trong thể tích này được giả định cân bằng với áp suất trong xy-lanh, và nhiệt độ khí được giả định cân bằng với nhiệt độ thành/gas xung quanh được tính trung bình theo diện tích. Định luật khí lý tưởng được áp dụng cho hỗn hợp khí trong thể tích này.

Đối với khe hở dạng vòng như khe hở vòng xéc-măng (ring pack) và khe hở gioăng đầu xy-lanh, phần vòng quanh cửa vào khe hở được bao phủ bởi ngọn lửa (khí cháy) sẽ được xác định dựa trên vị trí mặt lửa. Cụ thể, hỗn hợp khí trong khe hở vòng xéc-măng (top land) tiếp xúc với lớp dầu trên thành xy-lanh. Hơi nhiên liệu trong hỗn hợp khí cũng có thể được hấp thụ hoặc giải hấp bởi lớp dầu phủ trên khe hở top land này. Điều này được tính đến trong mô hình.

Đối với sự lan tràn màng lửa như đã mô tả trong các phần trước, sự lan truyền mặt lửa xác định ranh giới vùng trao đổi khối lượng giữa các nguồn HC đã nêu và buồng đốt. Một mô hình lan truyền mặt lửa dạng cầu đơn giản được sử dụng cho các xy-lanh trong WAVE. Mô hình này sử dụng hình học buồng cháy đơn giản và giả định tâm mặt lửa cố định tại vị trí bugi đánh lửa. Mô hình thiết lập mối quan hệ giữa bán kính của mặt lửa dạng cầu và tỷ lệ thể tích đã cháy.

Đối với phản ứng oxy hóa sau lửa lượng HC chưa cháy đã hấp thụ trong các nguồn có thể quay trở lại vùng khí đã cháy và vùng khí chưa cháy trong xy-lanh. Lượng HC

chưa cháy quay về vùng khí chưa cháy sẽ được đốt cháy khi mặt lửa lan truyền. Lượng HC chưa cháy quay về vùng khí đã cháy sẽ trải qua quá trình oxy hóa sau lửa trước khi thoát ra khỏi xy-lanh. Một biểu thức phản ứng tổng quát được sử dụng cho quá trình oxy hóa sau lửa và tốc độ phản ứng của HC chưa cháy được cho bởi:

$$\frac{d[HC]}{dt} = -C_R A e^{-\frac{E}{RT}} [HC]^a [O_2]^b \quad (2.39)$$

Trong đó : $[HC]$ - Nồng độ HC chưa cháy,

C_R - Hằng số hiệu chuẩn,

A - Hệ số Arrhenius,

E - Năng lượng kích hoạt,

R - Hằng số khí lý tưởng,

T - Nhiệt độ phản ứng,

a, b - Hằng số tỉ lệ thức của các chất phản ứng,

$[O_2]$ - Nồng độ oxy chưa cháy.

2.2.10. Mô hình truyền nhiệt

Bài nghiên cứu này sử dụng mô hình truyền nhiệt Woschni Function với công thức:

$$h = 0,0128b^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,55} \cdot v^{-0,55} \cdot C \quad (2.40)$$

Trong đó : h ở đây là hệ số truyền nhiệt ($W/m^2.K$),

b là đường kính xi lanh (m),

P là áp suất xi lanh (Pa),

T là nhiệt độ trong xi lanh (K),

v là vận tốc trung bình của khí (m/s),

C là hệ số do người dùng nhập vào.

Vận tốc đặc trưng là tổng của vận tốc trung bình của piston và một thành phần vận tốc bổ sung liên quan đến quá trình cháy, phụ thuộc vào sự chênh lệch giữa áp suất trong xy lanh và áp suất tồn tại trong điều kiện chạy không cháy (motoring). Nó được biểu diễn theo công thức gốc của Woschni như sau:

$$v_c = c_1 v_m + c_2 \frac{V_d T_\gamma}{P_\gamma V_\gamma} (P - P_{mot}) \quad (2.41)$$

hoặc theo công thức hiệu chỉnh của Woschni, trong đó có bổ sung thêm một thành phần bù tải (load compensation term), được biểu diễn như sau:

$$v_c = \max \left[\left(c_1 v_m + c_2 \frac{V_d T_\gamma}{P_\gamma V_\gamma} (P - P_{mot}) \right), \left(c_1 v_m \left(1 + 2 \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 IMEP^{-0.2} \right) \right) \right] \quad (2.42)$$

Trong đó : v_m - vận tốc trung bình của piston,

V_d - dung tích xi lanh,

T_γ - nhiệt độ tham chiếu,

P_γ - áp suất tham chiếu,

V_γ - thể tích tham chiếu,

P_{mot} - áp suất xy lanh khi chạy không cháy,

V_c - thể tích buồng cháy còn lại khi piston ở ĐCT,

V - thể tích tức thời của xy lanh,

$IMEP$ - áp suất trung bình hiệu dụng chỉ thị.

Hệ số c_1 là một đại lượng không thứ nguyên được tính như sau:

$$c_1 = 6,18 + 0,417 \frac{v_s}{v_m} \quad (\text{trong quá trình quét}) \quad (2.43)$$

$$c_1 = 2,28 + 0,308 \frac{v_s}{v_m} \quad (\text{khi van đã đóng}) \quad (2.44)$$

với vận tốc swirl v_s được tính từ tỷ số swirl do người dùng nhập vào hoặc được dự đoán:

$$v_s = \pi \cdot R_{swirl} \cdot D \cdot \frac{RPM}{60} \quad (2.45)$$

Hệ số c_2 là một hằng số được cho bởi:

$$c_2 = 3,24.10^{-3} \left(\frac{m}{s.K} \right) \quad (\text{trong quá trình cháy}) \quad (2.46)$$

$$c_2 = 0 \quad (\text{Trước khi cháy và trong quá trình quét khí}) \quad (2.47)$$

2.2.11. Mô hình cháy

Trong bài nghiên cứu này sẽ sử dụng 2 mô hình cháy chính :

- Mô hình cháy SI Wiebe :

Hàm Wiebe có đặc trưng là một đường cong hình chữ S, thường được sử dụng để mô tả quá trình cháy trong động cơ. Đường cong biểu diễn phần khối lượng nhiên liệu đã cháy bắt đầu từ giá trị 0 tương ứng với thời điểm bắt đầu cháy và tăng dần theo dạng hàm mũ đến giá trị 1, biểu thị có sự kết thúc quá trình cháy. Khoảng thời gian giữa hai điểm này được gọi là "thời gian cháy" và nó được xác định bằng công thức :

$$x_b = \left\{ 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (2.48)$$

Trong đó : x_b được hiểu là phần khối lượng nhiên liệu đã cháy,

a - tham số hiệu suất của hàm Wiebe,

m - hệ số điều chỉnh cường độ cháy trong hàm Wiebe,

θ - góc quay trục khuỷu,

θ_0 - góc bắt đầu cháy,

$\Delta\theta$ - thời gian cháy.

Mô hình này dành cho động cơ sử dụng 1 nhiên liệu duy nhất.

- Mô hình cháy Multi-Wiebe :

Mô hình Multi-Wiebe dùng nhiều hàm Wiebe thành phần tương ứng cho từng giai đoạn cháy riêng biệt, giúp khớp chặt đường cong tốc độ phát nhiệt thực nghiệm và phản ánh rõ ảnh hưởng của tỷ lệ cồn cũng như các điều kiện vận hành. Nhờ đó, mô hình này phản ánh rõ hơn ảnh hưởng của tỷ lệ pha trộn, thời điểm đánh lửa và điều kiện vận hành đến quá trình cháy, đồng thời nâng cao độ chính xác của mô phỏng hiệu suất và phát thải trong động cơ sử dụng nhiên liệu xăng – cồn. Phần số khối lượng đã cháy x và tốc độ cháy w được biểu diễn như sau :

$$x = f_1.x_1 + f_2.x_2 + \dots + f_N.x_N \quad (2.49)$$

$$w = f_1 \cdot w_1 + f_2 \cdot w_2 + \dots + f_N \cdot w_N \quad (2.50)$$

Trong đó :

$$x_i = \left\langle 1 - \exp \left[-a_i \left(\frac{\theta - \theta_{0i}}{\Delta\theta_i} \right)^{m_i+1} \right] \right\rangle, \quad i=1, \dots, N \quad (2.51)$$

$$w_i = \frac{-a_i \cdot (m_i + 1)}{\Delta\theta_i} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{0i}}{\Delta\theta_i} \right)^{m_i+1} \cdot \exp \left[a_i \left(\frac{\theta - \theta_{0i}}{\Delta\theta_i} \right)^{m_i+1} \right] \quad (2.52)$$

Với f_i là hệ số biên độ của hàm Wiebe, biểu thị mức đóng góp của từng giai đoạn cháy vào tốc độ giải phóng nhiệt, hồ sơ phân số khối lượng cháy từ 0 đến 1 và khoảng cách giữa trạng thái này là thời gian của quá trình cháy $\Delta\theta$. θ_0 đại diện cho góc quay trục khuỷu tại quá trình bắt đầu cháy, trong khi a và m lần lượt là tham số hiệu suất và hệ số hình dạng. N là số giai đoạn của hàm multi – Wiebe.

Chương 3: ỨNG DỤNG PHẦN MỀM RICARDO WAVE ĐỂ MÔ PHỎNG ĐỘNG CƠ XĂNG CỒN

3.1. Giới thiệu về Ricardo WAVE

Hiện nay, các công ty phần mềm lớn trên thế giới đã phát triển rất nhiều phần mềm khác nhau để sử dụng cho việc mô phỏng các quá trình trong động cơ như: Matlab Simulink, Ansys - Forte, Comsol, GT-Power, Lotus Engine Simulation, AVL-Fire, AVI-Boost... Tuy nhiên trong đề tài này tôi ưu tiên lựa chọn Ricardo Wave để mô phỏng động cơ vì WAVE là phần mềm mô phỏng động lực học khí gas một chiều (1D) hàng đầu trên thị trường, được chứng nhận theo tiêu chuẩn ISO. Đây là một mã phần mềm hỗ trợ kỹ thuật (CAE) do Ricardo Software phát triển, dùng để phân tích động lực học sóng áp suất, lưu lượng khối, và tổn thất năng lượng trong các ống dẫn, buồng chứa, và các cổ góp của nhiều hệ thống và máy móc khác nhau. Phần mềm cung cấp một phương pháp tích hợp toàn diện cho động lực học chất lưu và nhiệt động học theo thời gian thông qua công thức một chiều, cho phép thực hiện các mô phỏng hiệu suất dựa trên hầu hết mọi cấu hình hệ thống nạp, quá trình cháy và hệ thống xả. WAVE được sử dụng rộng rãi trên toàn cầu trong nhiều ngành công nghiệp, bao gồm ô tô chở khách, xe máy, xe tải, đầu máy xe lửa, thể thao motor, hàng hải và phát điện.



Hình 3.1. giao diện của Ricardo WAVE

Từ những lý thuyết mô phỏng đã được phân tích và lựa chọn trong chương 2, trong chương này sẽ tiến hành mô phỏng và đánh giá quá trình làm việc của động cơ xăng nguyên bản ở 3 trường hợp :

- + Động cơ sử dụng nhiên liệu xăng RON95
- + Động cơ sử dụng nhiên liệu cồn
- + Động cơ sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng cồn với các tỉ lệ E5, E10, E30, E85.

3.2. Mô phỏng động cơ xe HONDA LEAD 2009

3.2.1. Giới thiệu về cấu hình động cơ



Hình 3.2. Xe HONDA LEAD 2009

Để xây dựng mô hình thì đầu tiên phải lựa chọn một loại động cơ thực tế đang được sử dụng. Động cơ được lựa chọn phải đảm bảo là loại động cơ thông thường và được sử dụng rộng rãi tại Việt Nam. Vì vậy, đối tượng nghiên cứu là động cơ xe gắn máy HONDA LEAD 2009 (hình 3.2) với các thông số được thể hiện ở bảng 3.1.

Bảng 3.1. Thông số động cơ xe HONDA LEAD 2009

Thông số		Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
Loại động cơ		Động cơ xăng bốn kỳ	-	-
Số xy lanh		i	-	1
Cơ cấu phân phối khí		SOHC	-	-
Dung tích xy lanh		V_d	cm^3	108,0
Đường kính xy lanh		D	mm	50,0
Hành trình piston		S	mm	55,0
Tỉ số nén		R	-	11,0:1
Công suất tối đa		P_{max}	Kw	6,6 Kw/7500 v/ph
Momen tối đa		T_{max}	N.m	9,3 N.m/6250 v/ph
Hệ thống nhiên liệu		PGM-FI	-	-
Hành trình van	Nạp	Mở	° (Deg)	10° BTDC /1mm
		Đóng		25° ABDC /1mm
	Xả	Mở		35° BBDC /1mm
		Đóng		5° BTDC /1mm

Giả định động cơ mô phỏng đã được bảo dưỡng và sửa chữa toàn bộ nhằm đảm bảo động cơ đang ở điều kiện tốt nhất.

3.2.2. Thiết lập mô hình mô phỏng

Dựa vào động cơ thực tế, xây dựng mô hình động cơ xe gắn máy HONDA LEAD 2009 trong phần mềm Ricardo WAVE theo các bước như sau : chọn các phần tử cần sử dụng trong mô hình tương ứng với các chi tiết kỹ thuật của động cơ, liên kết thực tế của động cơ, liên kết các phần tử bằng ống dẫn, nhập các thông số cần thiết cho các phần tử.



Đường ống nạp

Khối động cơ

Đường ống thải

Hình 3.3. Các phần tử mô phỏng chính

3.2.2.1. Xác định thông số và điều kiện vận hành của mô hình

- *Thông số hình học*

Tôi đã tiến hành thu thập các thông số hình học của động cơ thông qua hai phương pháp chính. Trước tiên, tôi tham khảo các tài liệu kỹ thuật, bao gồm catalogue của nhà sản xuất, các tài liệu hướng dẫn sửa chữa (service manual), và các nguồn tham khảo chuyên ngành để xác định trước các thông số cơ bản như đường kính xy lanh (bore), hành trình piston (stroke), tỷ số nén, kích thước xupap, thể tích buồng cháy, v.v. Sau đó, để kiểm chứng và bổ sung các thông số chi tiết hơn, tôi đã trực tiếp tiến hành đo đạc trên động cơ thực tế bằng thước kẹp (caliper). Việc đo lường thủ công này cho phép tôi xác định chính xác các kích thước mà tài liệu không cung cấp đầy đủ, chẳng hạn như các thông số về đường ống nạp, thải và ống bô (đường kính, chiều dài, độ dày), lọc khí, ống bô. Các thông số này sẽ được biểu thị ở *Phụ lục 1*.



Hình 3.4. Quy trình đo đặc thông số khi sử dụng thước kẹp

- Bộ lọc khí (air filter) :

Lọc khí là một bộ phận quan trọng, được ví như lá phổi của xe, có nhiệm vụ lọc đi các loại bụi bẩn trong không khí trước khi đưa vào bộ chế hòa khí và buồng đốt, để tăng hiệu suất vận hành cho động cơ. Nó được cấu tạo gồm 2 khoang chứa khí và 1 lưới lọc. Việc mô phỏng đúng đặc tính trở lực và tổn thất áp suất tại bộ lọc khí là rất quan trọng vì nó ảnh hưởng trực tiếp đến áp suất đầu vào và lưu lượng khí nạp.



Hình 3.5. Bộ lọc khí xe HONDA LEAD 2009

Về phần thông số của bộ lọc khí thì Ricardo WAVE sẽ quy về 1 kiểu đó là xét thể tích tại mỗi khoang chứa khí và chia nó thành 2 junction các thông số cần thu thập tại các junction này là đường kính (mm), thể tích (l), diện tích ma sát thành (mm^2) từ đó ta sử dụng phương pháp thể tích tương đương để tính đường kính của các khoang chứa khí và đường kính của lưới lọc. Các thông số này được biểu diễn ở *Phụ lục 1.5*.

- Van bướm ga (Throttle Valve) :

Bướm ga là nơi giúp điều chỉnh lượng không khí thực vào buồng đốt. Các thông số cần thiết để Ricardo WAVE mô phỏng là đường kính của van (mm), góc mở nhỏ nhất

của van (deg) cùng với đó là hồ sơ hệ số dòng chảy (Flow coefficient profile). Các thông số và cài đặt này được biểu thị ở *Phụ lục 1.3*.



Hình 3.6. Van bướm ga xe HONDA LEAD 2009

- Vòi phun (injector) :

Vòi phun sẽ phun nhiên liệu trực tiếp vào đường ống nạp ngay trước xupap nạp của động cơ từ đó hòa trộn với không khí để tạo thành hỗn hợp hòa khí rồi mới đi vào buồng đốt. Các thông số cần thiết để mô phỏng vòi phun : lưu lượng phun (kg/s), góc bắt đầu phun (deg), vị trí lắp vòi phun (mm), phần nhiên liệu lỏng bay hơi sau khi phun và hồ sơ phun nhiên liệu. Các thông số này sẽ được biểu diễn ở *Phụ lục 1.4*.



Hình 3.7. Vòi phun xe HONDA LEAD 2009

- Xi lanh (cylinder) và động cơ (engine block) :

Đây là nơi xảy ra các quá trình nhiệt động quan trọng nhất: nạp – nén – nổ – xả. Mô hình xy lanh sẽ được thiết lập với các đặc tính như thể tích thay đổi theo góc quay trục khuỷu, quá trình trao đổi khối và năng lượng với các phân tử liên kề. Ngoài ra, các

thông số như tỷ số nén, đặc tính cháy, hiệu suất thể tích và chế độ đánh lửa cũng sẽ được định nghĩa rõ ràng để mô phỏng sát thực tế. Các thông số cần thu thập ở đây gồm có : đường kính xy lanh (bore), hành trình piston (stroke), tỷ số nén (compression ratio), các hệ số bề mặt piston (các hệ số này được xác định theo độ lồi lõm của piston), chiều dài thanh truyền (connecting rod length), số valve, số xi lanh, kiểu động cơ, mô hình cháy, mô hình truyền nhiệt, mô hình phát thải, hệ số ma sát và một số thông số khác. Các thông số này sẽ được biểu diễn ở *Phụ lục 1.1*



Hình 3.8. Khối động cơ xe HONDA LEAD 2009

- Ống bô (muffler) :

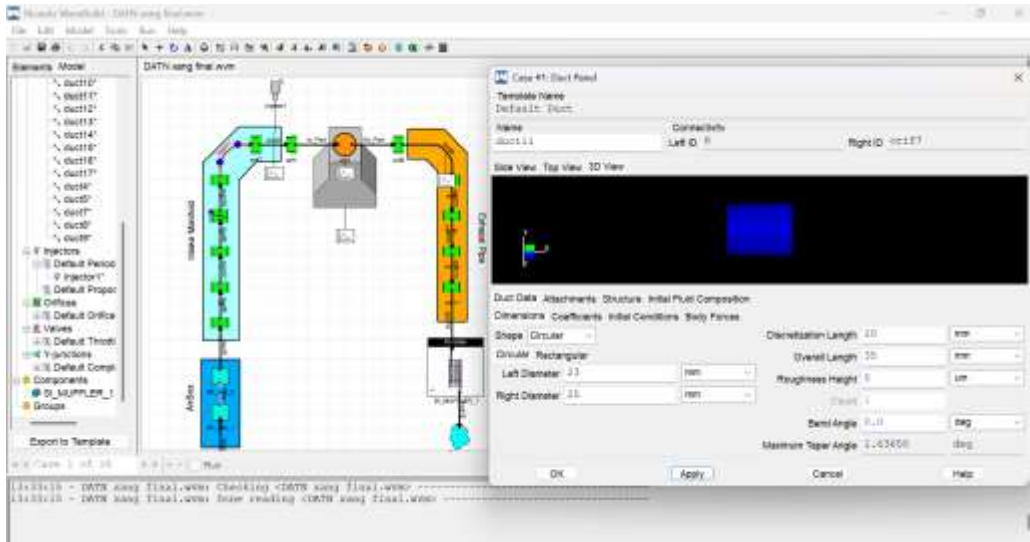
Phần tử được lắp ở cuối đường xả, có cấu tạo phức tạp tạp nhằm triệt tiêu sóng âm thanh và giảm tiếng ồn. Trong mô hình, muffler sẽ được biểu diễn như một phần tử tổn thất áp suất đặc trưng, có thể bao gồm các buồng cộng hưởng và ống nhánh nhằm tái tạo đặc tính âm học thực tế của hệ thống xả. Các thông số của ống bô sẽ được biểu diễn tại *Phụ lục 1.8*



Hình 3.9. Ống bô xe HONDA LEAD 2009

- Đường ống nạp thải và các kết nối (ducts and orifice)

Trong mô hình này bản chất các đường ống nạp và thải sẽ đường kính khác nhau và độ dài lớn vì vậy trước hết ta cần xác định được các thông số về chiều dài, đường kính, độ dày của các đường ống này sau đó sẽ tiến hành chia thành các đoạn duct và kết nối nó bằng các orifice nhằm xác định được tính chính xác khi mô phỏng dòng khí di chuyển trong đường ống.



Hình 3.10. Thông số của một trong các ống trong đường ống nạp

Ricardo sẽ chia nhỏ các đoạn trong ống này thêm nữa để phân tích kỹ hơn về dòng khí cũng như các tổn thất trong đường ống, ta còn cần phân tích thêm về các hệ số truyền nhiệt cũng như áp suất, nhiệt độ dòng khí, nhiệt độ thành ống từ đó cũng cố phân tích truyền nhiệt trong đường ống. Các thông số chi tiết sẽ được biểu diễn tại Phụ lục 1.6 và Phụ lục 1.7.

Ngoài các thông số về kết cấu, quy luật nâng của hai xupap cũng là thông số quan trọng trong quá trình xây dựng mô hình để đảm bảo tính chính xác của mô hình. Trước tiên dựa vào tài liệu tính toán động cơ đốt trong [8] và tham khảo về độ nâng của một số loại xe có cùng kích thước ta sẽ tính độ nâng lớn nhất của xupap nạp và xupap thải theo công thức :

$$h_{\max} = (0,18 \div 0,3)d_h \quad (3.1)$$

Trong đó : h_{\max} - Độ nâng lớn nhất

d_h - Đường kính xupap

Từ đó ta có độ nâng lớn nhất của xupap nạp và thải :

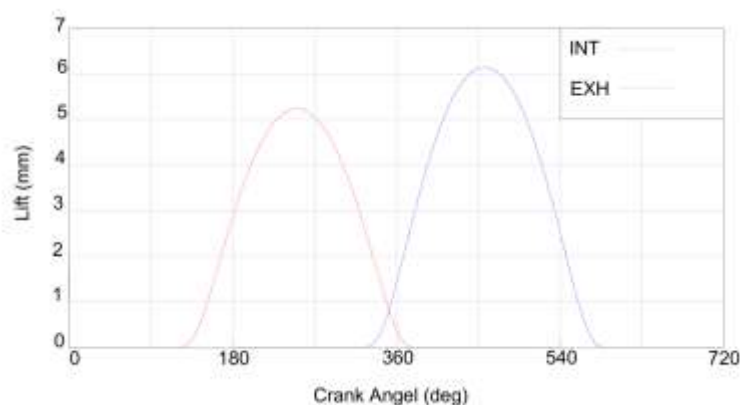
+ Xupap nạp :

$$h_{\max} = 0,22.d_h = 0,22.27,5 = 6,15 \text{ (mm)}$$

+ Xupap thải :

$$h_{\max} = 0,22.d_h = 0,22.24 = 5,24 \text{ (mm)}$$

Sau khi có được thông số về độ nâng lớn nhất và hành trình van tôi sẽ sử dụng tool của Ricardo WAVE để tạo đồ thị hành trình van, biểu đồ này được chuẩn hóa thành dạng hàm theo góc quay của trục khuỷu và các bước cài đặt này được biểu thị ở *Phụ lục 1.2*



Hình 3.11. Quy luật nâng xupap nạp và thải

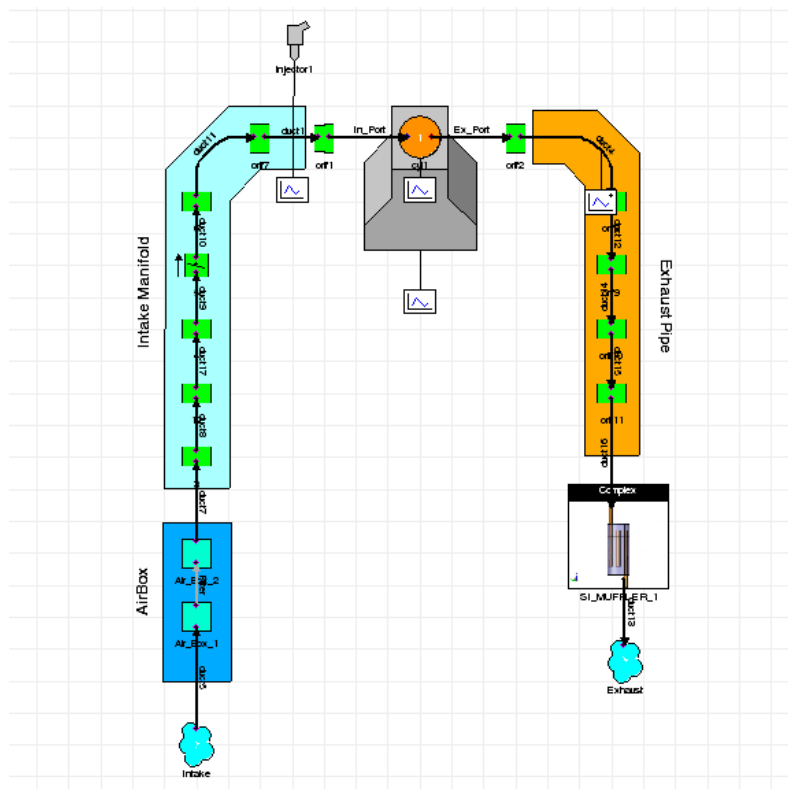
Hình 3.11 thể hiện kết quả tính toán xác định quy luật đóng mở theo góc quay trục khuỷu từ đó thể hiện thời điểm mở sớm, đóng muộn và góc trùng điệp của hai hóc theo góc quay trục khuỷu.

- *Điều kiện vận hành*

Mặc dù Ricardo WAVE có thể tự tính toán được các thông số vận hành như : nhiệt độ, áp suất, nhiệt độ thành đường ống nạp và xả tuy nhiên điều này sẽ gây ra sự thiếu chính xác trong mô phỏng và thời gian mô phỏng kéo dài nên ta sẽ điều chỉnh lại các thông số thông qua phương pháp tối ưu hóa với nguyên lý phép thử và hiệu chỉnh để thu được thông số gần đúng nhất với động cơ thực tế. Các thông số này sẽ được biểu thị ở *phụ lục 1.7*

3.2.2.2. *Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu xăng*

Đây là cấu hình nguyên bản của động cơ, được sử dụng làm cơ sở so sánh. Mô hình này giúp xác định các thông số chuẩn như công suất, mô-men xoắn, hiệu suất nhiệt và mức phát thải khí độc hại (HC, CO, NOx). Từ các thông số hình học và điều kiện vận hành của động cơ đã được xác định ở trên ta sẽ sử dụng phần mềm Ricardo WAVE tiến hành xây dựng mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu xăng như hình 3.12



Hình 3.12. Mô hình 1D động cơ HONDA LEAD 2009

Trong quá trình xây dựng mô hình mô phỏng, việc xác định chính xác lượng nhiên liệu phun thực tế vào động cơ là yếu tố then chốt ảnh hưởng trực tiếp đến kết quả mô phỏng. Để tính toán lượng phun nhiên liệu phù hợp với thực tế vận hành, tôi đã lựa chọn phương pháp dựa trên tỉ lệ AFR tiêu chuẩn để đảm bảo hỗn hợp không quá giàu và không quá nghèo trong các điều kiện vận hành.

$$m_f = \frac{m_a \cdot N}{2.60 \cdot AFR \cdot \lambda} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.1)$$

Trong đó : m_f - lượng nhiên liệu phun thực tế (kg/s),

m_a - lượng không khí nạp ($m_a = V_d \cdot \rho_a \cdot \eta_v$),

N - tốc độ động cơ (v/ph),

V_d - thể tích xy lanh (m^3),

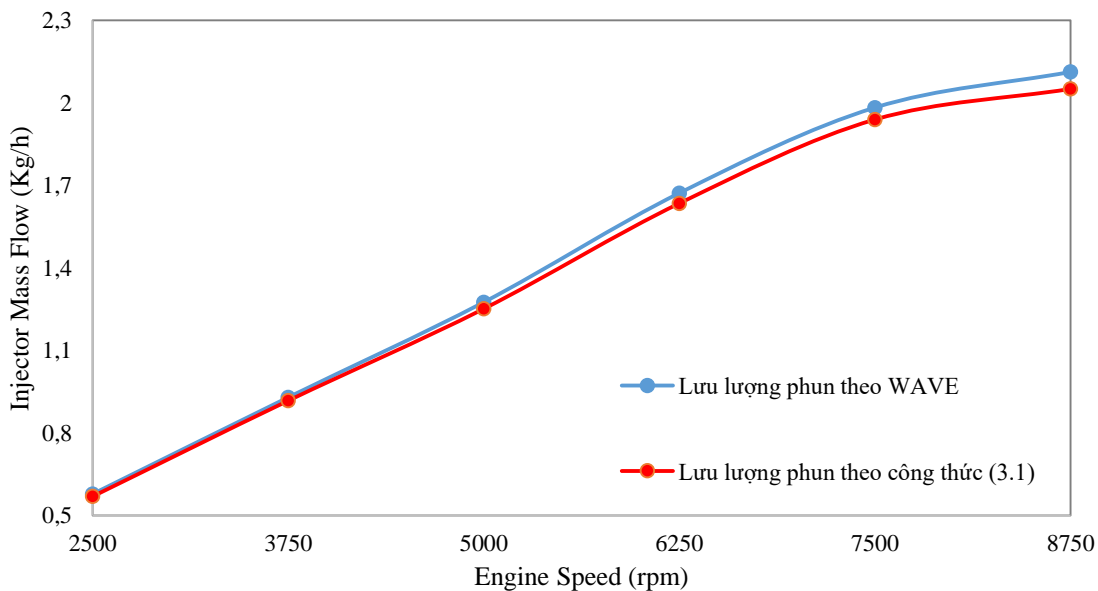
η_v - hệ số nạp,

ρ_a - khối lượng riêng của không khí (kg/m^3),

λ - hệ số dư lượng không khí.

Tại model này ta sẽ sử dụng nhiên liệu RON95 với tỉ lệ AFR tiêu chuẩn là 15,1 cùng với đó ta sẽ mô phỏng model này ở chế độ toàn tải để có thể đánh giá tối đa công suất và độ hiệu quả của động cơ từ đó ta sẽ chọn hệ số dư lượng không khí $\lambda = 0.9$, để có tính chất phù hợp với điều kiện hoạt động thực tế của hệ thống nhiên liệu của động cơ xe gắn máy dải tốc độ N (v/ph) sẽ được lựa chọn để mô phỏng từ 1250 rpm đến 8750 rpm và ứng với mỗi dải tốc độ thì lượng không khí nạp m_a sẽ thay đổi để đáp ứng cho khả năng hòa trộn tốt hơn.

Công thức này được tính toán dựa trên hệ số dư lượng không khí và động cơ nguyên bản với tỉ lệ AFR tiêu chuẩn là 15,1. Hình 3.13 sẽ biểu thị tính chính xác của của công thức khi so sánh với lượng nhiên liệu mà Ricardo WAVE tính dựa trên tỉ lệ không khí và nhiên liệu.

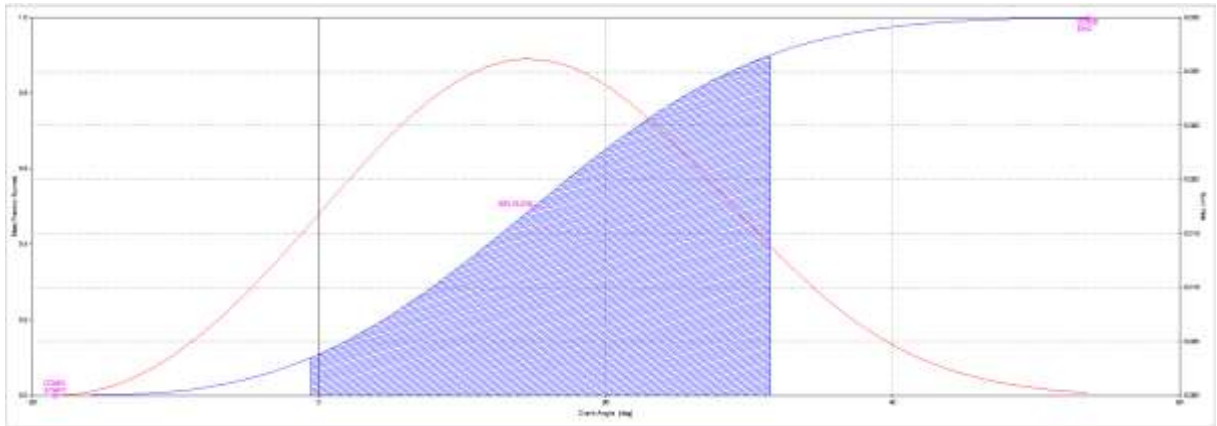


Hình 3.13. Đồ thị so sánh lưu lượng phun

Từ đồ thị ta có thể thấy được lượng nhiên liệu phun theo AFR được tính toán bởi WAVE và lượng phun nhiên liệu được tính theo công thức (3.1) chỉ có sai số trong khoảng 1,35% – 2,5% từ đó cho thấy tính chính xác thực của công thức trên. Việc lựa chọn công thức và tham chiếu AFR thực tế của xe nguyên bản giúp đảm bảo rằng mô hình phản ánh đúng đặc tính làm việc của động cơ, đồng thời hỗ trợ hiệu quả cho các phân tích về tiêu thụ nhiên liệu, hiệu suất cháy và phát thải sau này. Và cuối cùng ta sẽ tính toán lượng phun theo từng dải tốc độ và các thông số này sẽ được hiển thị ở Phụ lục 2.

Mô hình này sẽ sử dụng mô hình cháy SI Wiebe đã được trình bày tại chương 2 ta có thể xác định được góc đánh lửa sớm cho động cơ bằng cách điều chỉnh điểm cháy tại

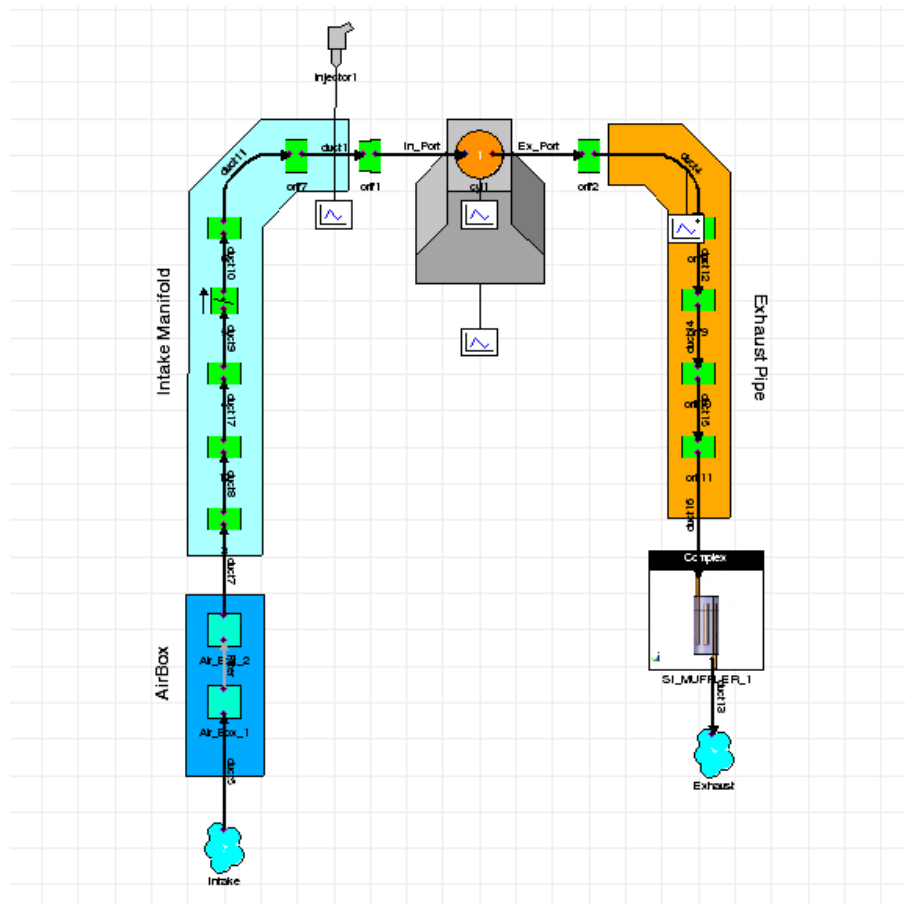
50% và thời gian cháy từ 10-90% theo góc quay trục khuỷu. Tại model này ta sẽ sử dụng góc đánh lửa nguyên bản của xe.



Hình 3.14. Mô hình cháy động cơ chỉ sử dụng nhiên liệu xăng

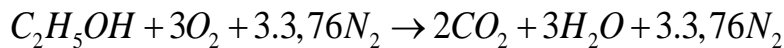
3.2.2.3. *Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu cồn*

Ở mô hình này ta sẽ sử dụng mô hình giống với động cơ xăng tuy nhiên do có sự thay đổi về nhiên liệu nên đặc tính cháy của động cơ sẽ thay đổi. Mục tiêu là đánh giá ảnh hưởng của việc thay thế nhiên liệu xăng bằng nhiên liệu cồn đến quá trình cháy, hiệu suất và phát thải.



Hình 3.15. Mô hình 1D động cơ xe HONDA LEAD 2009 khi sử dụng nhiên liệu cồn

Theo như các tài liệu đã tham khảo ta có thể thấy nhiệt trị của E100 (khoảng 26,8 MJ/kg) nhỏ hơn khá nhiều so với E0 (khoảng 43,8 MJ/kg) do đó nếu lượng E100 lớn thì sẽ làm giảm nhiệt trị của hỗn hợp nhiên liệu và qua đó làm giảm công suất động cơ do đó ta cần tăng lượng nhiên liệu cấp vào động cơ để đảm bảo công suất động cơ ít thay đổi khi sử dụng E100 so với E0 từ đó khắc phục nhược điểm về nhiệt trị của E100. Để có thể biết được lượng nhiên liệu cần cấp cho động cơ ta cần tính được tỉ lệ AFR của E100 thông qua phương trình cháy lý thuyết :

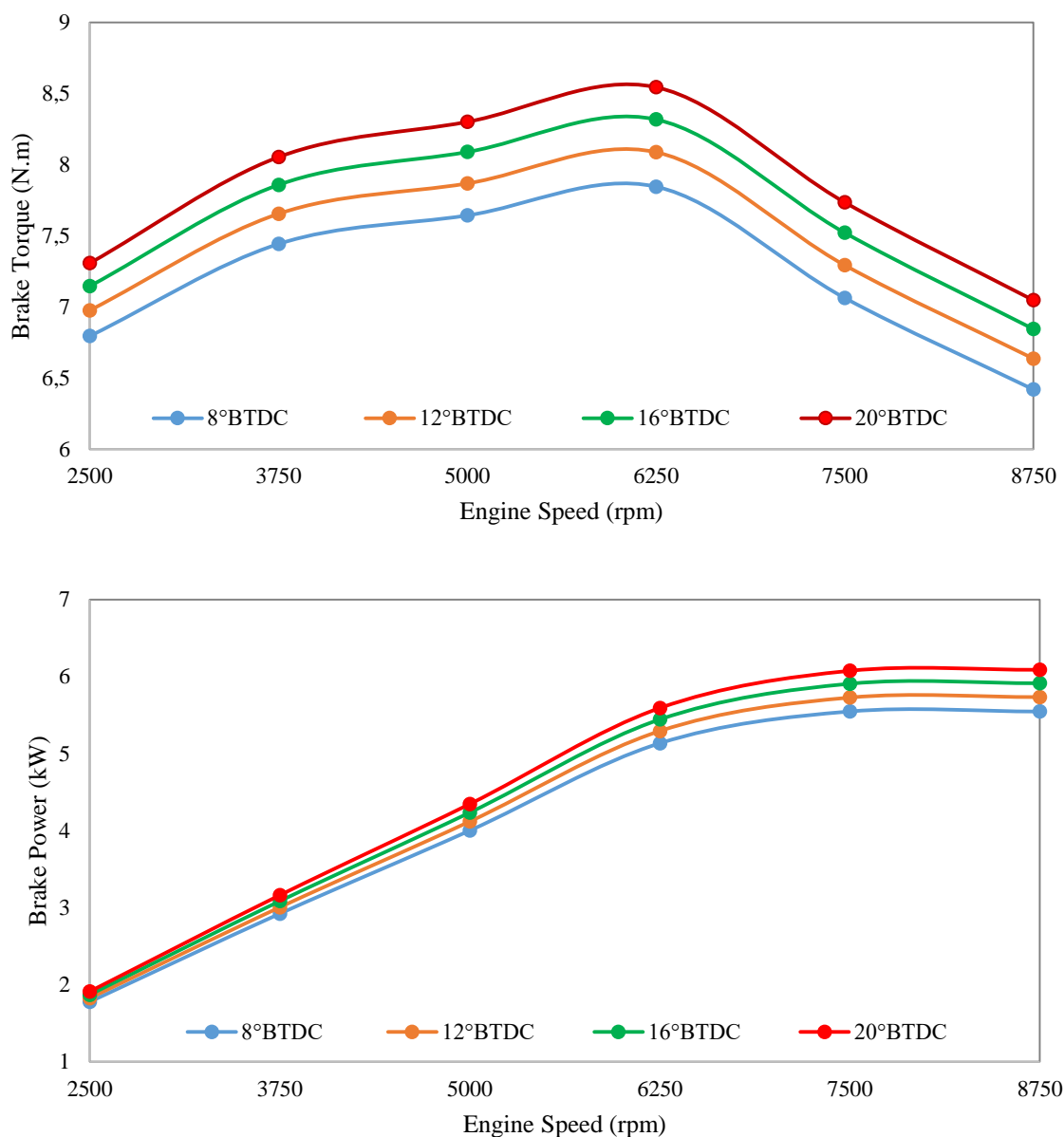


Từ đó dựa công thức stoichiometric AFR :

$$\Rightarrow AFR_{Ethanol} = \frac{3.4,76.29}{1.46} = 9$$

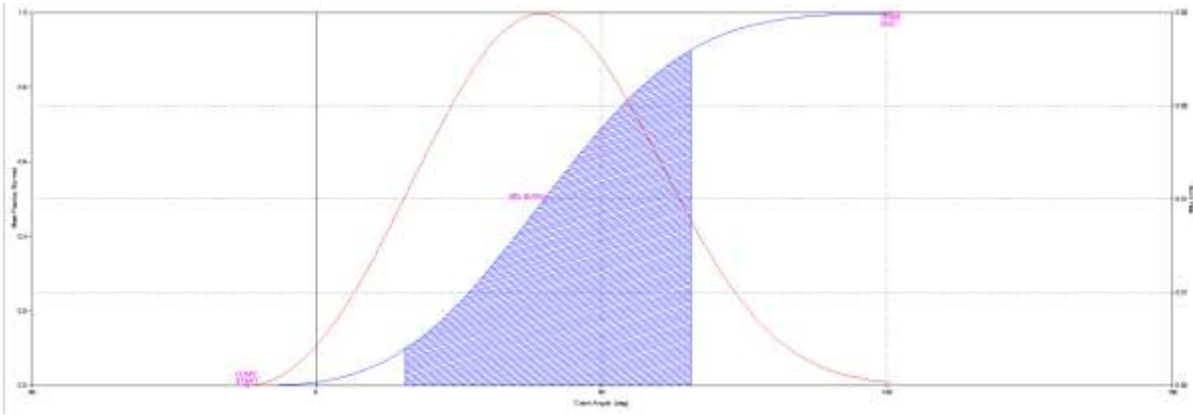
Áp dụng công thức (3.1) với hệ số dư lượng khí $\lambda = 0,9$ ta sẽ tiến hành tính toán lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi dải tốc độ cho động cơ E100. Lượng phun này sẽ được biểu thị ở Phụ lục 2.2

Ngoài ra do thời gian cháy của E100 lâu hơn so với E0 nên khoảng thời gian cháy trong mô hình cháy (2.48) sẽ có sự thay đổi tại đây đối với E100 ta có thể xét trong khoảng từ 40 đến 50 [3] và E100 có chỉ số octan lớn hơn đáng kể so với E0, trong khi E0 có chỉ số octan dao động từ 92 đến 95, thì E100 lại có RON vào khoảng 108 điều này cho thấy khả năng chịu nén của E100 khá ổn nên để đánh giá tối ưu hiệu quả hoạt động của động cơ khi thay đổi nhiên liệu ta có thể xét sử dụng góc đánh lửa sớm hơn so với E0 mà không xảy ra hiện tượng cháy kích nổ. Qua đó ta sẽ sử dụng phương pháp Maxpower để xác định điểm CA50 tối ưu nhất cho từng dải tốc độ bằng việc thử các góc đánh lửa từ 20°BTDC đến 8°BTDC để đảm bảo công suất của động cơ được tối ưu.



Hình 3.16. Công suất và momen động cơ ở các góc đánh lửa sớm khác nhau

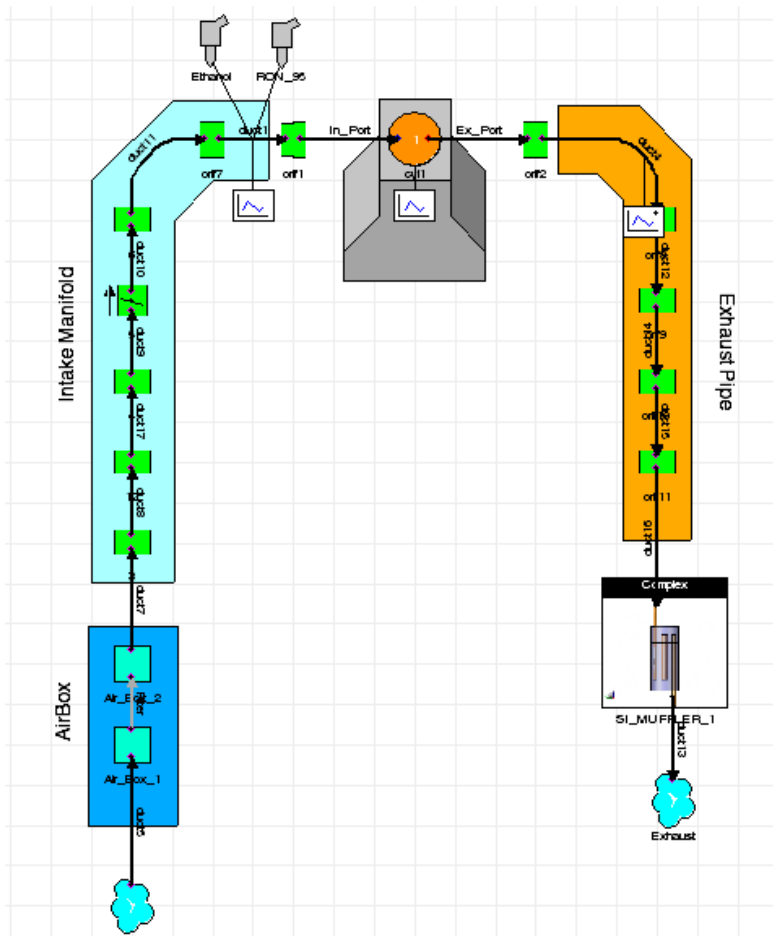
Từ hình trên ta có thể thấy được để mang lại công suất và momen lớn hơn ta nên đánh lửa sớm khoảng 20° BTDC để khai thác động cơ tốt nhất. Điều này là cũng một phần do khoảng thời gian cháy của cùn khá chậm nó gây ra hệ quả nếu đánh lửa quá muộn thì phần nhiên liệu cháy không hoàn toàn cùng với đó là để tận dụng được tỉ số nén cao của cùn không nên đánh lửa quá sớm điều này sẽ làm ảnh hưởng lớn đến khả năng vận hành của động cơ. Hình 3.17 sẽ thể hiện góc đánh lửa sớm 20° BTDC trên mô hình cháy SI Wiebe.



Hình 3.17. Mô hình cháy động cơ khi chỉ sử dụng nhiên liệu cồn

3.2.2.4. *Mô hình động cơ sử dụng nhiên liệu xăng cồn*

Về cơ bản mục đích của bài nghiên cứu là sử dụng nhiên liệu thay thế trên động cơ xe gắn máy mà không thay đổi quá nhiều về kết cấu nên phương án để có thể động cơ có thể sử dụng nhiên liệu một cách linh hoạt tùy thuộc vào điều kiện người vận hành muốn sử dụng ta sẽ chọn phương án lắp thêm một vòi phun cùng với đó là cảm biến và ECU để có thể tính toán chính xác lượng nhiên liệu được phun tại mỗi vòi phun. Hình 3.18 cho chúng ta thấy mô hình mô phỏng động cơ xăng cồn.



Hình 3.18 Mô hình 1D xe HONDA LEAD 2009 với 2 vòi phun

Bằng việc sử dụng 2 vòi phun ta có thể linh hoạt thay đổi tỉ lệ nhiên liệu giữ xăng và cồn bằng việc thay đổi lượng phun tại mỗi vòi phun thông qua công thức (3.1) để tính lượng được lượng phun nhiên liệu thực tế theo tỉ lệ, tại bài nghiên cứu này sẽ tập chung mô phỏng các loại nhiên liệu phổ biến có mặt trên hiện thị trường như E5, E10, E85 và với loại nhiên liệu này thì sẽ có các tỉ lệ AFR khác nhau và được tính theo công thức:

$$AFR_{mix} = AFR_{Gasoline} \cdot G\% + AFR_{Ethanol} \cdot E\% \quad (3.2)$$

Với AFR_{mix} là tỉ lệ không khí và nhiên liệu của hỗn hợp nhiên liệu cùng với $G\%$ và $E\%$ là phần trăm tỉ lệ của xăng và cồn có trong hỗn hợp. Từ đó ta có bảng 3.2 trình bày tỉ lệ AFR theo từng các hỗn hợp nhiên liệu.

Bảng 3.2. Tỉ lệ không khí và nhiên liệu theo hỗn hợp

Gasoline – Ethanol blend ($G\%$ / $E\%$)	AFR
E0	15,1
E5	14,795
E10	14,49
E85	9,915
E100	9

Từ tỉ lệ AFR ta có thể tính toán được tổng lượng phun cần thiết và lượng phun cho mỗi vòi phun ứng với mỗi tỉ lệ hỗn hợp. Lưu lượng phun này được trình bày ở phụ lục 2.1 và phụ lục 2.2

Ngoài phương pháp tính lượng phun bằng AFR lý tưởng nhằm mục đích duy trì tỷ lệ hòa khí tối ưu cho cháy hoàn toàn ta còn có thể xem xét một phương án khác đó là phương pháp xét tổng năng lượng cháy không đổi với mục tiêu duy trì công suất ổn định. Phương pháp này được tính toán theo tổng lượng năng lượng cháy cần và tính toán lượng nhiên liệu cần tương ứng, phương pháp được tính theo công thức :

$$Q_0 = m_g \cdot HV_{gasoline} = (1-r) \cdot m' \cdot HV_{gasoline} + r \cdot m' \cdot HV_{ethanol} \quad (3.3)$$

Trong đó : Q_0 - năng lượng cháy cần giữ (MJ/s),

m_g - lượng nhiên liệu xăng ban đầu đã phun(kg/s),

$HV_{gasoline}$ - nhiệt trị của xăng (43,8 MJ/kg),

$HV_{ethanol}$ - nhiệt trị của cồn (26,8 MJ/kg),

r - tỉ lệ cồn trong hỗn hợp,

m' - lượng nhiên liệu mới cần phun (kg/s).

Giả sử ta có lượng nhiên liệu m_g (xăng) đã được tính toán theo vòi phun A/F theo dải tốc độ từ 1500 – 2500, ta sẽ xác định lượng phun nhiên liệu cồn theo tỉ lệ để cho lượng năng lượng cháy không đổi. Xét $m_g = m_f$ (xăng) tiêu chuẩn như theo công thức (3.1) vì lượng nhiên liệu này là lượng nhiên liệu xăng cần thiết để đảm bảo năng lượng cháy.

Từ đó ta có thể rút được lượng nhiên liệu mới cần phun để đảm bảo năng lượng cháy không đổi theo công thức :

$$m' = \frac{m_g \cdot HV_{gasoline}}{(1-r) \cdot HV_{gasoline} + r \cdot HV_{ethanol}} \quad (3.4)$$

Suy ra nhiên liệu tại mỗi vòi phun là :

$$m_{ethanol} = r \cdot m' \quad (3.5)$$

$$m_{gasoline} = (1-r) \cdot m' \quad (3.6)$$

Từ các công thức (3.4), (3.5), (3.6) ta lập được bảng phun nhiên liệu tại mỗi vòi phun được thể hiện ở phụ lục 2.6

Khi so sánh hai phương pháp tính toán lượng phun nhiên liệu, có thể thấy rằng mặc dù về mặt định lượng, lượng nhiên liệu phun ra tại mỗi vòi phun không có sự chênh lệch quá lớn giữa hai công thức, nhưng bản chất và mục tiêu điều khiển của chúng lại hoàn toàn khác nhau. Phương pháp dựa trên tỉ lệ hòa khí (AFR - Air-Fuel Ratio) nhằm duy trì tỷ lệ không khí và nhiên liệu ở mức tối ưu, giúp tránh tình trạng hỗn hợp quá giàu gây cháy dư hoặc quá nghèo làm giảm hiệu suất cháy. Đây là phương pháp cân bằng tốt giữa hiệu suất động cơ và mức phát thải. Trong khi đó, phương pháp đảm bảo năng lượng cháy không đổi lại chỉ chú trọng đến việc giữ công suất đầu ra ổn định khi thay đổi loại nhiên liệu. Tuy nhiên, phương pháp này kém linh hoạt hơn do không có cơ chế điều chỉnh tỷ lệ hòa khí phù hợp với điều kiện thực tế.

Về mặt phát thải, việc kiểm soát theo tỷ lệ AFR có ưu thế rõ rệt vì cho phép tinh chỉnh lượng nhiên liệu để đạt được sự cháy tối ưu, từ đó giảm lượng hydrocarbon chưa cháy và CO phát ra môi trường. Ngược lại, phương pháp cố định năng lượng cháy có nguy cơ tạo ra lượng phát thải cao do không điều chỉnh được sự giàu nghèo của hỗn hợp không khí - nhiên liệu khi thành phần nhiên liệu thay đổi.

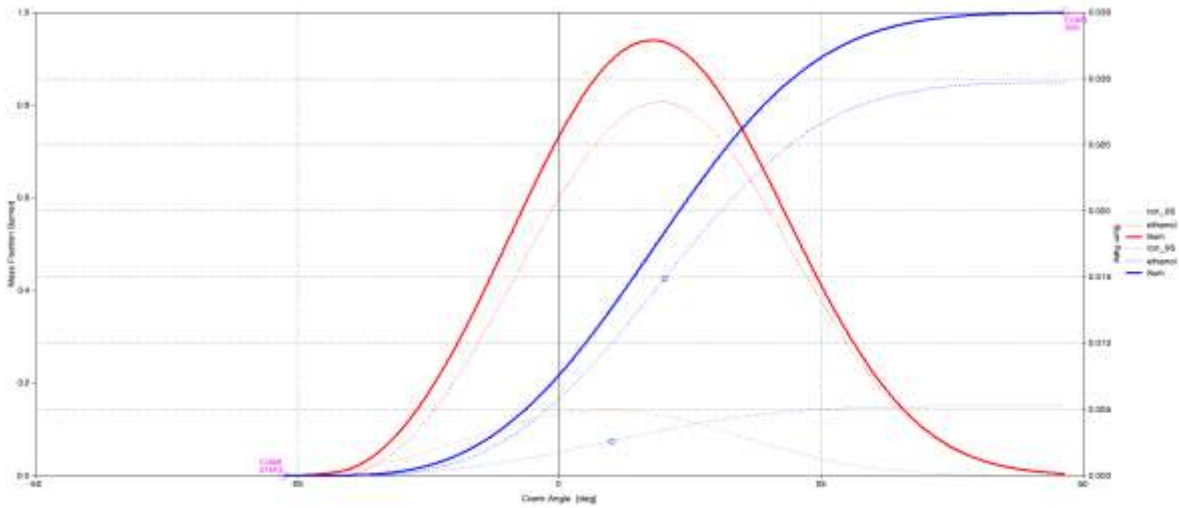
Xét về khía cạnh thiết lập, phương pháp AFR đơn giản và dễ áp dụng hơn vì chỉ cần tích hợp thêm một ECU để xử lý tín hiệu từ các cảm biến (ví dụ cảm biến oxy, cảm biến cồn) nhằm tính toán lại lượng nhiên liệu phù hợp. Khi tỷ lệ cồn trong nhiên liệu thay đổi, hệ thống có thể phản ứng kịp thời để điều chỉnh lượng nhiên liệu phun vào nhằm duy trì AFR tối ưu. Trong khi đó, phương pháp dựa trên năng lượng cháy đòi hỏi nhiều dữ liệu đầu vào hơn như tổng năng lượng cháy ban đầu của động cơ, giá trị nhiệt trị của các loại nhiên liệu, hệ số dư không khí, và các thông số động học của quá trình cháy – khiến việc tính toán trở nên phức tạp và độ chính xác thấp nếu thiếu dữ liệu thực nghiệm.

Đặc biệt, trong bối cảnh động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt với tỷ lệ cồn có thể dao động lớn (ví dụ $\pm 20\%$ hoặc hơn), chỉ có phương pháp AFR mới đủ linh hoạt để kịp thời bù trừ cho những biến thiên này. Chính vì vậy, hầu hết các động cơ xe hiện đại ngày nay đều áp dụng chiến lược điều khiển dựa trên AFR, không chỉ để duy trì hiệu suất vận hành ổn định mà còn nhằm tuân thủ các quy định khắt khe về khí thải mà không cần thay đổi cấu hình động cơ quá nhiều.

Tuy nhiên, trên hết, mục tiêu chính của bài nghiên cứu này là hướng đến việc sử dụng nhiên liệu cồn pha trộn với xăng nhằm giảm phát thải độc hại ra môi trường và đồng thời tối ưu hóa về mặt chi phí nhiên liệu. Trong bối cảnh đó, việc lựa chọn phương pháp tính toán lượng phun nhiên liệu đóng vai trò then chốt trong việc đạt được hiệu quả tổng thể. Do vậy, phương pháp điều khiển dựa trên tỉ lệ hòa khí (AFR) là lựa chọn phù hợp nhất. Phương pháp này không chỉ đảm bảo quá trình cháy diễn ra hiệu quả, hạn chế tối đa khí thải độc hại như HC, CO, NO_x mà còn có khả năng linh hoạt điều chỉnh khi tỷ lệ pha trộn giữa xăng và cồn thay đổi. Điều này cho phép hệ thống nhiên liệu thích nghi tốt với các điều kiện vận hành thực tế, đảm bảo cả hiệu suất động cơ và tính kinh tế trong tiêu thụ nhiên liệu. Vì vậy, ta nên áp dụng phương pháp AFR để tính toán lượng nhiên liệu phun tại mỗi vòi phun nhằm hướng tới mục tiêu tối ưu hóa phát thải và hiệu quả sử dụng năng lượng của bài nghiên cứu.

Nhiên liệu pha trộn xăng – cồn là nhiên liệu đa thành phần nên thường thể hiện hiện tượng cháy nhiều giai đoạn dưới nhiều điều kiện cháy nhất định. Về bản chất hỗn hợp xăng – cồn có đặc tính cháy phức tạp do sự khác biệt về tốc độ cháy, nhiệt trị và khả năng hòa trộn của hai thành phần. Quá trình cháy thường diễn ra theo nhiều giai đoạn, bao gồm pha cháy trộn sẵn nhanh và pha cháy khuếch tán muộn hơn. Tuy nhiên, hàm Wiebe đơn tuyến chỉ cho đường cong phát nhiệt dạng S với một pha cháy duy nhất, do đó không thể mô phỏng chính xác các pha cháy phân tách của nhiên liệu pha trộn. Ngược lại, mô hình Multi-Wiebe dùng nhiều hàm Wiebe thành phần tương ứng cho từng

giai đoạn cháy riêng biệt, giúp khớp chặt đường cong tốc độ phát nhiệt thực nghiệm và phản ánh rõ ảnh hưởng của tỷ lệ côn cũng như các điều kiện vận hành. Nhờ đó, mô hình này phản ánh rõ hơn ảnh hưởng của tỷ lệ pha trộn, thời điểm đánh lửa và điều kiện vận hành đến quá trình cháy, đồng thời nâng cao độ chính xác của mô phỏng hiệu suất và phát thải trong động cơ sử dụng nhiên liệu xăng – côn. Từ đó ta chọn mô hình cháy Multi-Wiebe cho mô hình 2 vòi phun.



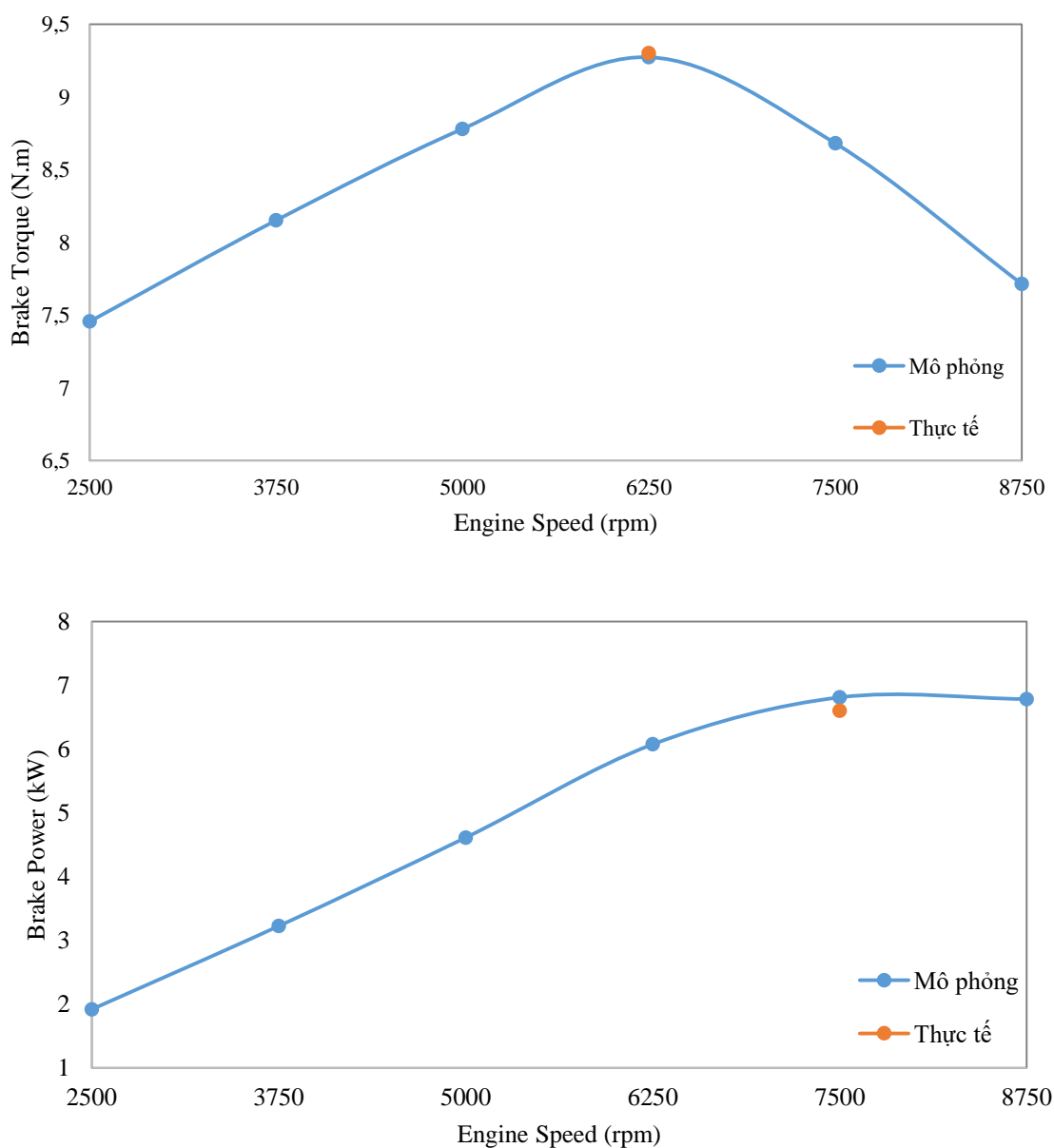
Hình 3.19. Mô hình cháy Multi-Wiebe khi động cơ sử dụng 2 vòi phun

Chương 4: KẾT QUẢ MÔ PHỎNG

Kết quả tính toán mô phỏng động cơ xe HONDA LEAD 2009 khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 đã được phân tích bởi công cụ Ricardo WAVEPost. Ricardo WAVEPost, sau khi cập nhật kết quả tính toán sẽ truy xuất các số liệu về công suất, momen, suất tiêu hao nhiên liệu(IFSC), IMEP, áp suất trong xi lanh, phát thải NO_x, CO, HC,... Theo cái dải tốc độ từ 2500 v/ph đến 8750 v/ph, ở bài nghiên cứu này ta sẽ tập chung mô phỏng ở chế độ toàn tải (100 % bướm ga).

4.1. Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng

4.1.1. Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ

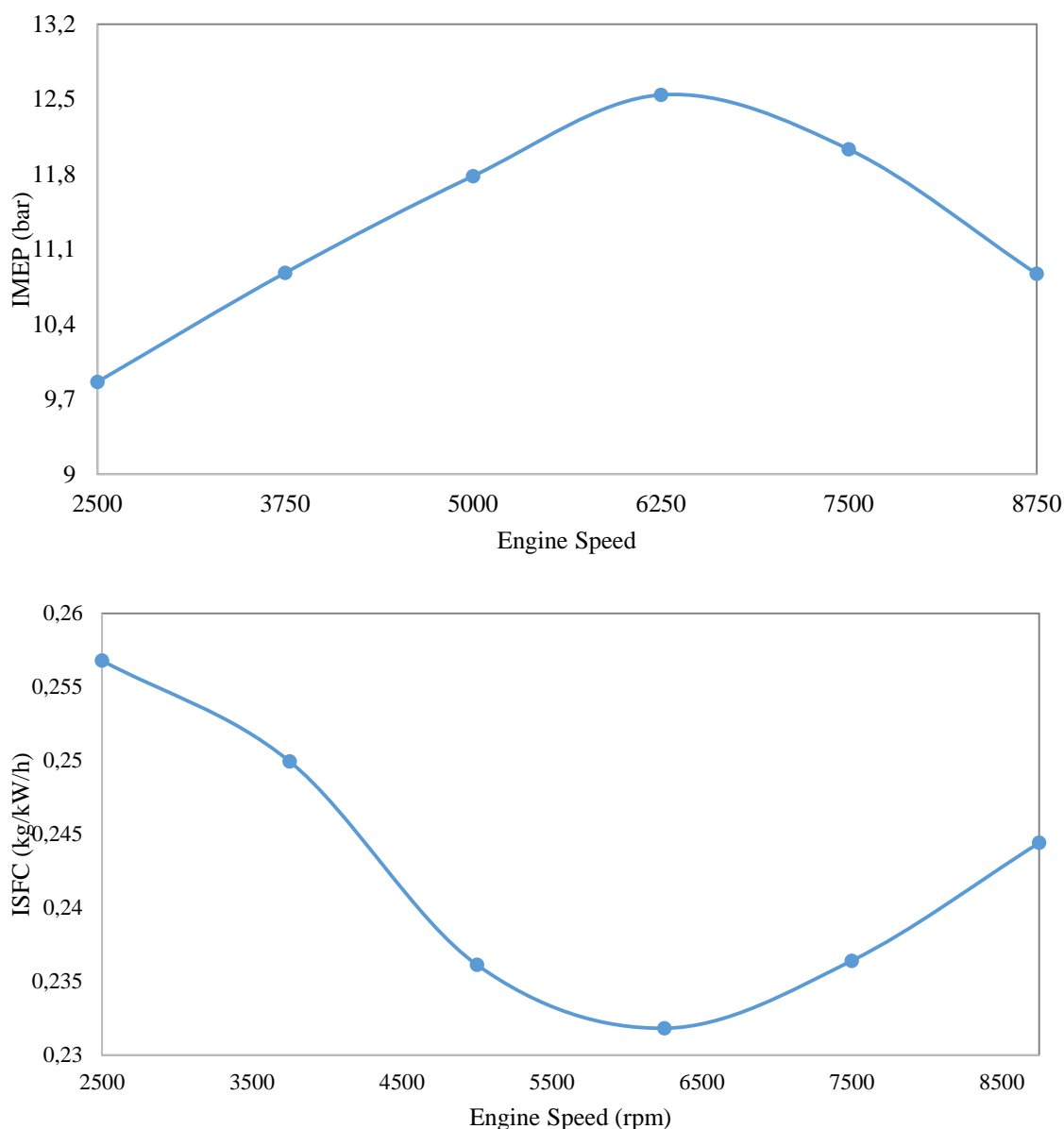


Hình 4.1. Công suất và momen của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng

Hình 4.1 minh họa rõ đặc tính vận hành của động cơ khi chỉ sử dụng xăng, qua đó ta có thể thấy rằng mô-men xoắn cực đại đạt 9,27 N.m tại 6250 vòng/phút, trong khi công suất cực đại đạt 6,8 kW tại 7500 vòng/phút. Kết quả này so với dữ liệu thực tế mà nhà sản xuất công bố từ động cơ HONDA LEAD 2009 cho thấy sai số tương đối nhỏ, chỉ khoảng 0,5%. Điều này chứng tỏ rằng mô hình mô phỏng được xây dựng bằng phần mềm Ricardo WAVE phản ánh rất sát với thực tế, tạo tiền đề vững chắc để mở rộng mô phỏng cho các trường hợp sử dụng nhiên liệu thay thế như cồn hoặc hỗn hợp xăng-cồn.

Dưới điều kiện toàn tải, động cơ HONDA LEAD 2009 thể hiện các chế độ vận hành đặc trưng theo dải tốc độ, mỗi chế độ được chi phối bởi sự tương tác phức tạp giữa hiệu suất thể tích, động lực học đốt cháy và tổn thất cơ học. Ở dải tốc độ thấp (2500 - 3750 vòng/phút), công suất và mô-men xoắn còn hạn chế (ví dụ: khoảng 1,9 kW và 7,5 N.m tại 2500 vòng/phút) do quá trình trao đổi khí chưa tối ưu, vận tốc dòng khí thấp dẫn đến hiệu suất thể tích kém, và áp suất đốt cháy chưa đạt mức tối ưu. Khi tốc độ tăng lên dải trung bình (3750 - 5000 vòng/phút), động cơ cho thấy sự cải thiện đáng kể và gần như tuyến tính về cả mô-men xoắn và công suất (ví dụ: công suất tăng từ 3,2 kW lên 4,6 kW), nhờ vào hiện tượng cộng hưởng nạp và tăng vận tốc piston, giúp cải thiện đáng kể hiệu suất thể tích và áp suất trung bình trong buồng đốt.

Động cơ đạt mô-men xoắn cực đại khoảng 9,27 N.m tại 6250 vòng/phút, đây là điểm cân bằng tối ưu giữa khả năng sinh công và tổn thất ma sát, mang lại lực kéo tối đa cho các tình huống cần tăng tốc nhanh hoặc leo dốc. Tiếp đó, công suất đạt đỉnh khoảng 6,8 kW tại 7500 vòng/phút, phản ánh tốc độ sinh công cao nhất của động cơ, nơi hệ thống phun nhiên liệu và quá trình cháy hoạt động hiệu quả nhất. Tuy nhiên, vượt quá mốc 7500 vòng/phút, cả mô-men xoắn và công suất đều bắt đầu suy giảm rõ rệt (ví dụ: tại 8750 vòng/phút, mô-men xoắn giảm xuống 7,7 N.m và công suất xuống 6,6 kW). Sự suy giảm này chủ yếu do tổn thất cơ học (ma sát, bơm) tăng lên đáng kể, hạn chế dòng chảy tại các vị trí tiết lưu trong hệ thống nạp/xả, và quá trình đốt cháy không hoàn toàn do thời gian lưu trú của hỗn hợp khí trong buồng đốt bị rút ngắn.



Hình 4.2. Chỉ số IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu khi sử dụng nhiên liệu xăng

IMEP, đại diện cho áp lực trung bình tác dụng lên piston và tỷ lệ thuận với mô-men xoắn, khởi đầu ở mức khoảng 9,8 bar tại 2500 vòng/phút, phản ánh hiệu suất chưa tối ưu ở tốc độ thấp. Khi tốc độ tăng, IMEP cải thiện đều đặn, đạt đỉnh xấp xỉ 12,6 bar tại 6250 vòng/phút, điểm này trùng khớp chính xác với mô-men xoắn cực đại 9,27 Nm của động cơ. Tuy nhiên, khi tốc độ vượt quá 6.250 vòng/phút, IMEP bắt đầu suy giảm (xuống 11,8 bar tại 7500 vòng/phút và 11,0 bar tại 8750 vòng/phút) do thời gian cháy ngắn hơn, tổn thất ma sát gia tăng và hạn chế dòng nạp-xả ở tốc độ cao. Song song đó, ISFC, thước đo hiệu quả sử dụng nhiên liệu, khởi đầu ở mức khoảng 0,257 kg/kW-hr tại 2500 vòng/phút, sau đó giảm dần và đạt giá trị tối thiểu khoảng 0,231 kg/kW-hr tại 6250 vòng/phút – điểm này cũng trùng với IMEP và mô-men xoắn cực đại, cho thấy động cơ đạt hiệu suất sinh công và tiết kiệm nhiên liệu tối ưu nhất. Vượt qua 6250

vòng/phút, IFSC tăng trở lại (0,236 kg/kW-hr tại 7500 vòng/phút và 0,242 kg/ kW-hr tại 8750 vòng/phút) do tổn thất cơ năng và nhiệt động lực học gia tăng ở dải tua cao. Mặc dù công suất đạt đỉnh khoảng 6,8 kW tại 7500 vòng/phút (nhờ tốc độ quay cao bù đắp cho sự giảm nhẹ của mô-men xoắn), sự gia tăng IFSC tại điểm này cho thấy việc vận hành ở tốc độ cao hơn sẽ kém tiết kiệm nhiên liệu hơn. Từ sự phân tích tổng hợp này, có thể kết luận rằng dải tốc độ từ 6250 đến 7500 vòng/phút vùng hoạt động tối ưu nơi động cơ đạt được sự cân bằng tối ưu giữa khả năng sinh công mạnh mẽ (bao gồm cả mô-men xoắn và công suất cực đại) và hiệu quả sử dụng nhiên liệu cao nhất, đảm bảo hiệu suất tổng thể vượt trội cho cả di chuyển đô thị và tăng tốc khi cần thiết.

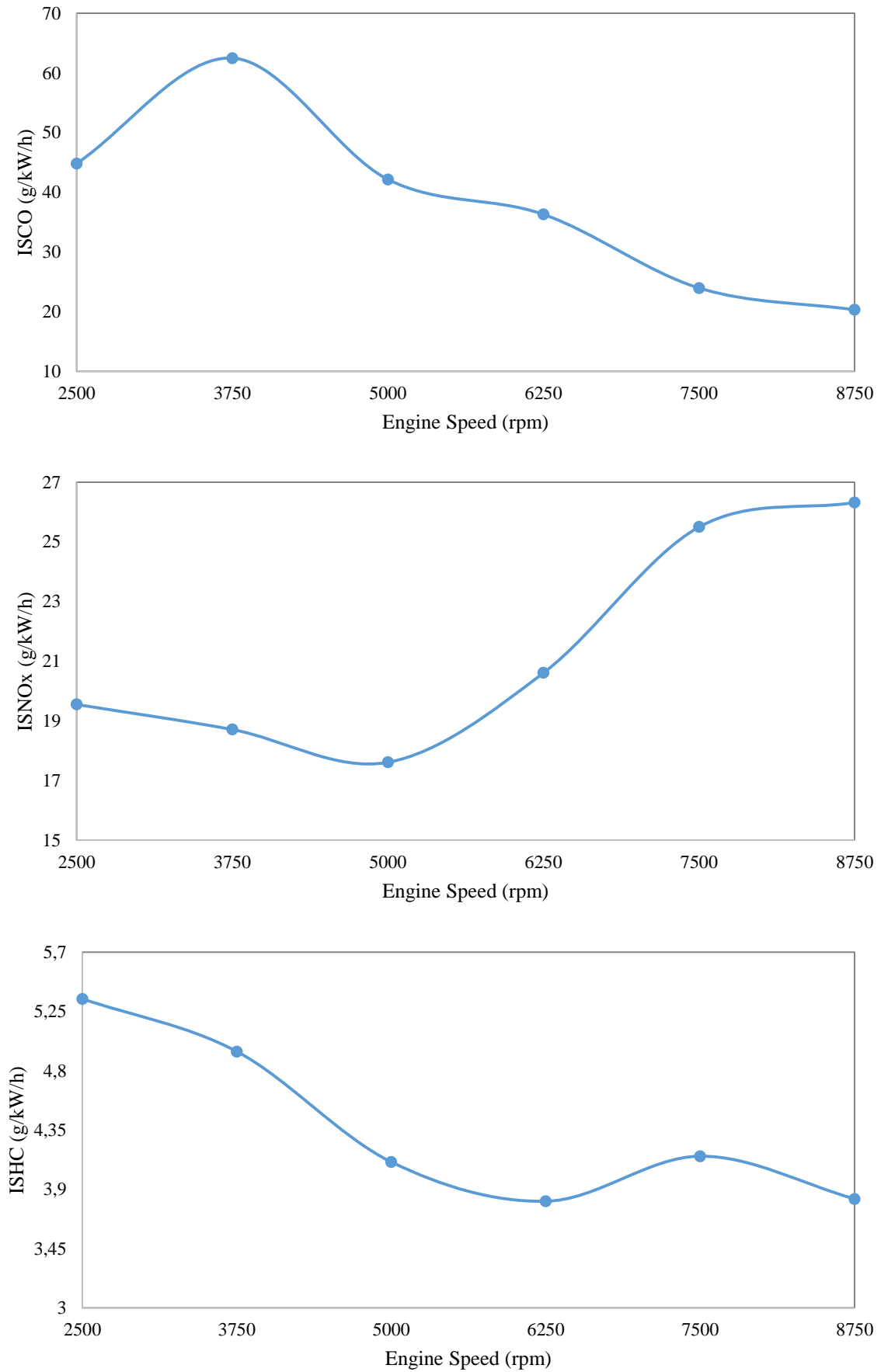
4.1.2. Đánh giá mật độ phát thải động cơ

Đánh giá khí thải động cơ là một quá trình quan trọng nhằm xác định mức độ ảnh hưởng đến môi trường và hiệu suất vận hành của động cơ đốt trong. Quá trình này bao gồm việc phân tích loại và lượng chất ô nhiễm phát thải ra từ động cơ trong điều kiện toàn tải.

Hình 4.3 cho thấy Đồ thị ISCO cho thấy một hành vi phi tuyến tính rõ rệt: bắt đầu ở khoảng 42 g/kW-hr tại 2500 vòng/phút, tăng lên đỉnh đáng kể khoảng 58 g/kW-hr tại 3750 vòng/phút, sau đó giảm đều trên toàn bộ dải tốc độ còn lại, đạt khoảng 22 g/kW-hr tại 8750 vòng/phút. CO chủ yếu được hình thành do quá trình đốt cháy không hoàn toàn, đặc biệt trong điều kiện giàu nhiên liệu ($\lambda=0.9$) khi không đủ oxy để oxy hóa hoàn toàn carbon thành CO₂.

Đỉnh ở tốc độ thấp đến trung bình (2500-3750 vòng/phút): Sự gia tăng ban đầu và đỉnh nổi bật của ISCO ở tốc độ động cơ thấp đến trung bình (lên đến 3750 vòng/phút) cho thấy rằng ở những tốc độ thấp hơn này, mặc dù có thời gian đốt cháy dài hơn, hiệu suất đốt cháy tổng thể cho hỗn hợp giàu là không tối ưu. Ở toàn tải, một lượng đáng kể nhiên liệu được phun vào buồng đốt, dải tốc độ động cơ thấp làm vận tốc của luồng khí nạp qua đường ống nạp và van thấp. Điều này có thể dẫn đến giảm chuyển động xoáy của hỗn hợp khí-nhiên liệu trong xi-lanh, dẫn đến việc hòa trộn kém hơn của hỗn hợp không khí và nhiên liệu, sự hình thành các túi cục bộ của hỗn hợp cực giàu hoặc thậm chí là làm ướt thành xi-lanh. Những điều kiện như vậy cản trở quá trình oxy hóa carbon hoàn toàn, làm tăng sự hình thành CO.

Từ dải tốc độ trung bình đến cao (3750-8750 vòng/phút): Sự giảm đáng kể và liên tục của ISCO khi tốc độ động cơ tăng vượt 3750 vòng/phút là một xu hướng then chốt. Xu hướng này cho thấy rằng mặc dù thời gian đốt cháy có sẵn giảm ở tốc độ cao hơn, lợi ích của việc tăng độ xoáy và cải thiện quá trình phun/hòa trộn của hỗn hợp nhiên liệu-khí trở thành các yếu tố chi phối. Ở tốc độ động cơ cao hơn, tốc độ dòng khí cao



Hình 4.3 Mật độ phát thải của động cơ khi sử dụng nhiên liệu xăng

hơn dẫn đến chuyển động xoáy của hỗn hợp khí-nhiên liệu xoáy mạnh hơn trong xi-lanh. Sự hòa trộn tăng cường này thúc đẩy sự phân bố đồng đều hơn của hỗn hợp giàu, cho phép oxy có sẵn phản ứng hiệu quả hơn với nhiên liệu, do đó cải thiện độ hoàn chỉnh của quá trình đốt cháy và giảm sự hình thành CO trên mỗi đơn vị công. Mặc dù tốc độ động cơ cao hơn vốn dĩ làm giảm thời gian có sẵn cho quá trình đốt cháy, chúng cũng làm tăng đáng kể động năng của luồng khí nạp, dẫn đến độ xoáy trong xi-lanh cao hơn đáng kể. Đối với hỗn hợp giàu, nơi oxy là chất phản ứng giới hạn, việc hòa trộn hiệu quả là tối quan trọng. Sự giảm ISCO quan sát được cho thấy rằng tác động tích cực của việc hòa trộn và độ xoáy vượt trội đối với hiệu suất đốt cháy vượt trội hơn tác động tiêu cực của thời gian đốt cháy giảm ở tốc độ động cơ cao hơn, ngay cả trong điều kiện giàu. Sự giảm ISCO ở tốc độ cao hơn, ngay cả trong điều kiện giàu, cho thấy một thiết kế động cơ đạt được hiệu quả sử dụng nhiên liệu tốt hơn (về mặt hình thành CO) khi nó tiếp cận dải hoạt động cao.

Hình 4.3 cho thấy ISNOx thể hiện một đường cong hình chữ U rõ rệt: bắt đầu ở khoảng 19,5 g/kW/h tại 2500 vòng/phút, giảm nhẹ xuống mức thấp nhất khoảng 17,5 g/kW/h tại 5000 vòng/phút, sau đó tăng mạnh lên khoảng 25.5 g/kW/h tại 7500 vòng/phút và 26,5 g/kW/h tại 8750 vòng/phút.

Sự hình thành NOx (chủ yếu là NO và NO₂) rất nhạy cảm với ba yếu tố chính: nhiệt độ đốt cháy đỉnh, sự sẵn có của oxy và thời gian lưu của khí ở nhiệt độ cao. Dưới hỗn hợp giàu $\lambda=0.9$, sự sẵn có hạn chế của oxy thường ngăn chặn sự hình thành NOx so với điều kiện cân bằng hóa học. Tuy nhiên, hoạt động toàn tải có nghĩa là tốc độ giải phóng nhiệt tổng thể cao.

Trong dải tua máy từ 2500 đến 5000 vòng/phút, hai cơ chế chính cùng tác động để kéo thấp mức phát thải NOx. Thứ nhất, ở hỗn hợp giàu ($\lambda = 0,9$), lượng oxy có sẵn bị giới hạn, đồng thời hiệu ứng làm mát do sự bốc hơi và phân tán nhiên liệu dư giúp giữ nhiệt độ đỉnh trong buồng cháy mặc dù tăng tua máy vẫn chưa đạt ngưỡng nhiệt độ “bùng nổ” cho cơ chế Zeldovich. Thứ hai, khi tua máy cao hơn, thời gian lưu khí ở gần nhiệt độ đỉnh rút ngắn đáng kể; khí được đốt cháy và xả hơi nhanh hơn nên bản thân quãng thời gian thuận lợi để hình thành NOx bị thu hẹp. Cuối cùng, mặc dù vận tốc dòng xoáy và độ đồng nhất của hỗn hợp có cải thiện chút ít với tua máy tăng, nhưng ở dải tốc độ này chúng vẫn chưa đủ mạnh để bù đắp hoàn toàn cho cả hai hiệu ứng trên. Kết quả là, ISNOx ở dải tua thấp-trung bình giảm nhẹ trước khi bước vào giai đoạn tăng vọt ở tua cao hơn.

Ở dải tua máy từ 5000 đến 8750 vòng/phút, sự hình thành NOx gia tăng rõ rệt do ba nhân tố cộng hưởng. Thứ nhất, công suất và tốc độ giải phóng nhiệt đều đạt ngưỡng

cao, khiến nhiệt độ đỉnh trong buồng cháy vọt lên vượt qua điểm “kích hoạt” cho cơ chế Zeldovich, mà đặc tính theo cấp số mũ của nó làm NO và NO₂ bùng nổ ngay cả khi hỗn hợp vẫn đang ở trạng thái dư nhiên liệu. Thứ hai, độ xoáy và quá trình trộn hỗn hợp nhiên liệu–không khí được tăng cường mạnh mẽ nhờ tốc độ khí nạp lớn hơn, giúp ngọn lửa lan truyền nhanh và đồng đều khắp thể tích xi-lanh, từ đó duy trì nhiệt độ cao đều khắp, kéo dài thời gian khí ở điều kiện nhiệt độ tối ưu cho phản ứng tạo NOx. Cuối cùng, mặc dù thời gian lưu khí ở nhiệt độ đỉnh giảm hơn so với dải tua thấp, tác động này không còn kìm hãm được nữa bởi nhiệt độ đỉnh và sự đồng đều pha trộn vượt trội, dẫn đến mức ISNOx tăng vọt, đạt đỉnh khoảng 26,5 g/kW/h ở 8750 vòng/phút.

Hình 4.3 cho thấy đồ thị ISHC nhìn chung giảm từ khoảng 5,2 g/kW/h tại 2500 vòng/phút xuống mức thấp nhất khoảng 3,8 g/kW/h tại 6250 vòng/phút, sau đó cho thấy một sự tăng nhẹ lên khoảng 3,9 g/kW/h tại 8750 vòng/phút.

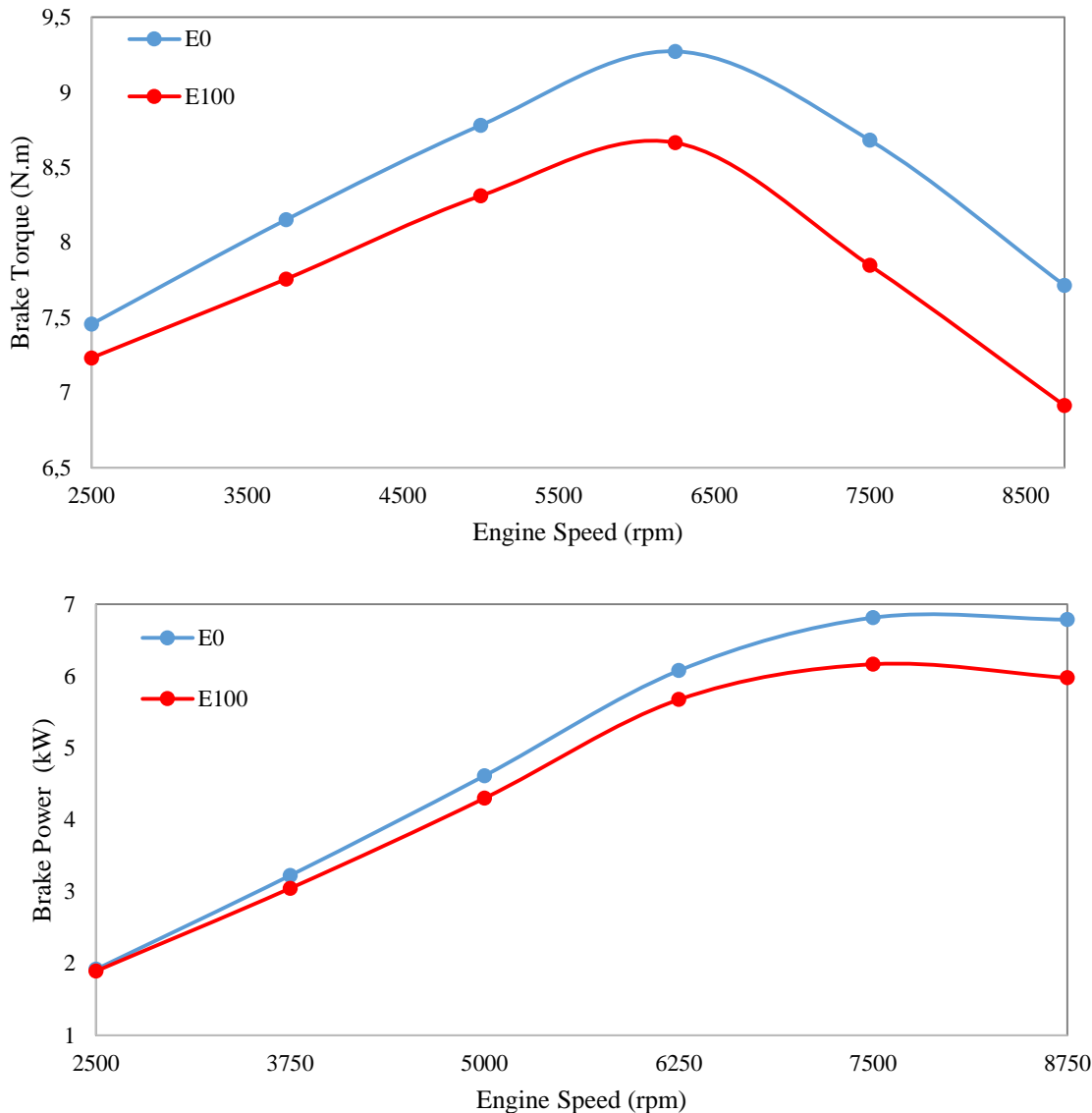
Phát thải HC chủ yếu do nhiên liệu chưa cháy do dập tắt ngọn lửa ở thành xi-lanh, nhiên liệu bị kẹt trong các khe hở (ví dụ: khe hở vòng piston), và quá trình đốt cháy không hoàn toàn trong khối do hỗn hợp giàu. Ở tốc độ động cơ rất cao, thời gian không đủ để đốt cháy hoàn toàn cũng có thể góp phần.

Giảm ở dải tốc độ thấp–trung bình (2500–6250 rpm): Ở dải này, hiệu quả đốt cháy khối nhiên liệu cải thiện đáng kể nhờ độ xoáy và sự hòa trộn nhiên liệu–không khí tăng lên. Mặc dù các cơ chế dập tắt ngọn lửa tại thành xi-lanh và giữ lại nhiên liệu trong khe hở vẫn tồn tại, đóng góp tương đối của chúng vào phát thải HC giảm khi ngọn lửa lan truyền nhanh và đồng đều hơn. Hỗn hợp giàu vốn dĩ dẫn đến phát thải HC cao hơn. Tuy nhiên, sự cải thiện trong độ hoàn chỉnh của quá trình đốt cháy ở tốc độ cao hơn, được thúc đẩy bởi sự hòa trộn tốt hơn và có thể là sự lan truyền ngọn lửa hiệu quả hơn qua khối hỗn hợp, làm giảm tổng lượng nhiên liệu chưa cháy.

Tăng nhẹ ở tốc độ cao (6250–8750 vòng/phút): Sự tăng nhẹ của ISHC ở tốc độ cao nhất (7500–8750 vòng/phút). Sự gia tăng này ở vòng tua máy rất cao cho thấy rằng thời gian đốt cháy có sẵn giảm và khả năng tăng cường dập tắt ngọn lửa do tốc độ piston cao hơn bắt đầu chiếm ưu thế so với lợi ích của việc tăng độ xoáy. Ở giới hạn cực đại của tốc độ động cơ, ngọn lửa đơn giản là không có đủ thời gian để lan truyền hoàn toàn qua toàn bộ buồng đốt, đặc biệt ở các vùng nghèo hơn ở các cạnh hoặc trong các khe hở. Điều này cho thấy một dải tốc độ tối ưu để giảm thiểu phát thải HC (khoảng 6250 vòng/phút) cho động cơ này dưới các điều kiện vận hành cụ thể này.

4.2. Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu còi

4.2.1. Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ



Hình 4.4. Đồ thị công suất và momen của động cơ sử dụng nhiên liệu E0 và E100

Hình 4.4 được mô phỏng dưới điều kiện toàn tải và tỷ lệ không khí-nhiên liệu tương đương λ không đổi là 0.9 (hỗn hợp giàu), đồ thị công suất và mô-men xoắn của động cơ HONDA LEAD 2009 khi vận hành bằng xăng (E0) và cồn nguyên chất (E100) cho thấy những đặc điểm hiệu suất và động lực học đốt cháy khác biệt rõ rệt. Cả hai loại nhiên liệu E0 và E100 đều thể hiện xu hướng tăng trưởng công suất và mô-men xoắn tương đồng trên dải tốc độ động cơ. Công suất và mô-men xoắn đều tăng đều từ 2500 vòng/phút đến 6250 vòng/phút. Công suất đạt cực đại tại 7500 vòng/phút, sau đó giảm nhẹ ở 8750 vòng/phút. Mô-men xoắn đạt đỉnh tại 6250 vòng/phút rồi giảm dần.

Việc sử dụng cồn (E100) cho thấy công suất đỉnh thấp hơn nhiều so với E0 khoảng 6,1 kW tại 7500 vòng/phút, và mô-men xoắn đỉnh cũng thấp hơn, khoảng 8,6 N.m tại

6250 vòng/phút cho thấy việc sử dụng cồn có thể làm giảm từ 7,23 – 12% khả năng vận hành của động cơ.

Bảng 4.1. Công suất của E0 so với E100

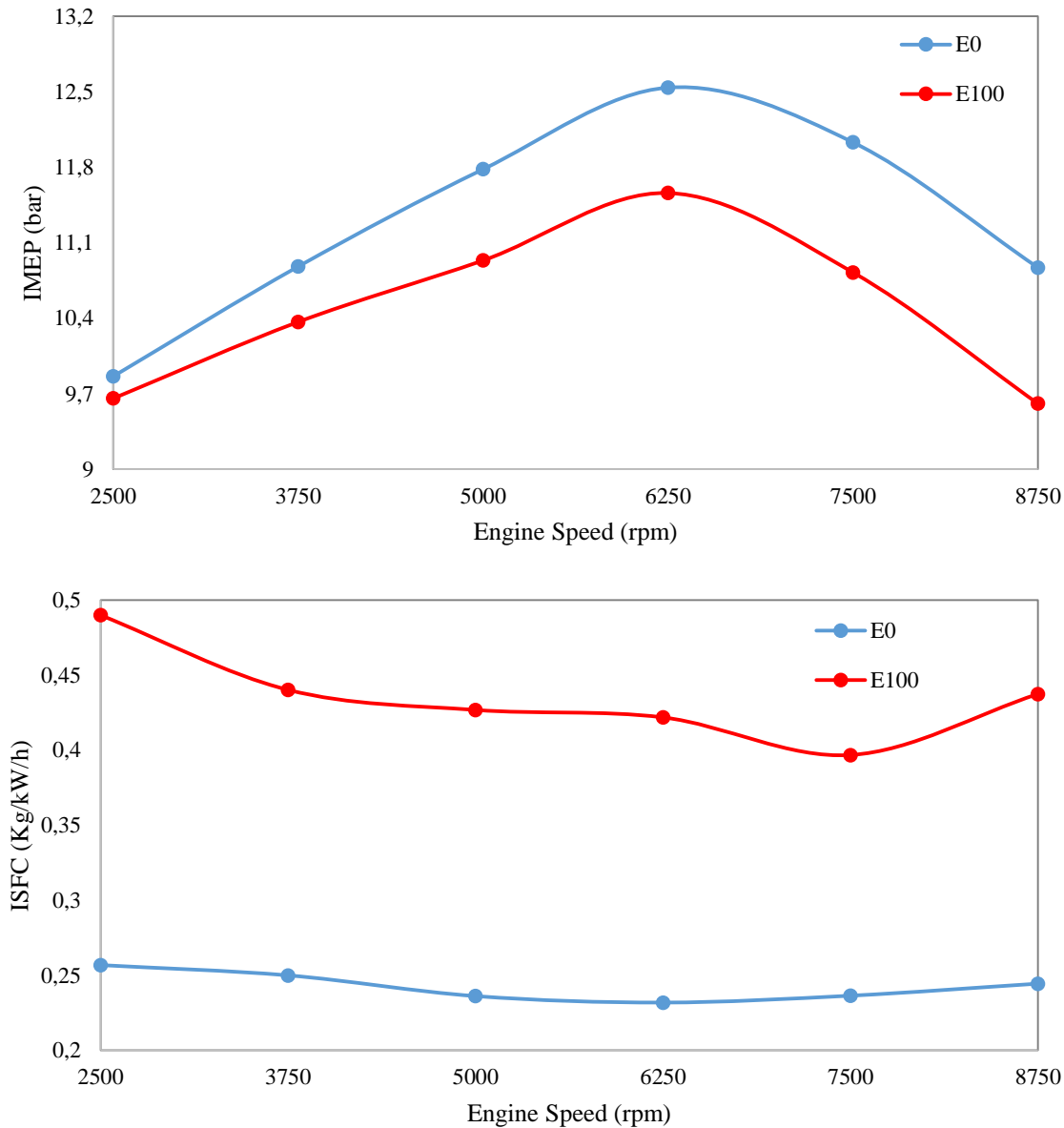
Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (kW)	1.91814	3.22475	4.611925	6.074383	6.811494	6.783451
E100 (kW)	1.893184	3.046078	4.299172	5.671125	6.163514	5.97348

Bảng 4.2. Momen của E0 so với E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (N.m)	7.456186	8.151601	8.780446	9.273196	8.681116	7.7149
E100 (N.m)	7.231453	7.756805	8.310841	8.664868	7.847656	6.914279

Yếu tố chính dẫn đến công suất và mô-men xoắn thấp hơn của E100 là do cồn có hàm lượng năng lượng trên một đơn vị thể tích (giá trị nhiệt trị) thấp hơn đáng kể so với xăng. Mặc dù động cơ đang hoạt động ở chế độ giàu ($\lambda = 0.9$), lượng năng lượng tổng thể được giải phóng từ một lượng cồn nhất định vẫn thấp hơn so với xăng, trực tiếp dẫn đến áp suất sinh công thấp hơn và do đó là công suất và mô-men xoắn đầu ra thấp hơn. Ngoài ra, cồn có nhiệt hóa hơi ẩn (HOV) cao hơn đáng kể so với xăng (924 kJ/kg cho cồn so với 350-400 kJ/kg cho hydrocarbon của xăng ở 25°C). HOV cao này dẫn đến hiệu ứng làm mát hỗn hợp nạp mạnh mẽ hơn khi cồn bay hơi trong đường nạp và buồng đốt. Mặc dù hiệu ứng làm mát này có lợi trong việc tăng khả năng chống kích nổ và cho phép tỷ số nén cao hơn, Tuy nhiên khi sử dụng nhiên liệu E100 thì nhiệt độ đỉnh trong buồng cháy bị hấp thụ bởi hiệu ứng làm mát này, dẫn đến áp suất sinh công thấp hơn và giảm công suất. Về đặc điểm cháy và hòa trộn trong hỗn hợp giàu, cồn có tỷ lệ không khí-nhiên liệu lý thuyết (AFR) thấp hơn nhiều (~9:1) so với xăng (~15,1:1). Khi động cơ hoạt động ở $\lambda = 0.9$ (hỗn hợp hơi giàu), việc hòa trộn cồn-không khí cần nhiều oxy hơn để hoàn toàn hóa. Trong điều kiện thiếu oxy, hiệu quả đốt cháy của cồn càng bị suy giảm so với xăng do sự cạnh tranh oxy giữa các phân tử nhiên liệu. Mặc dù cồn chứa khoảng 35% oxy theo trọng lượng, lợi ích của oxy bổ sung này có thể không đủ để bù đắp cho sự thiếu hụt năng lượng tổng thể của nhiên liệu trong môi trường giàu. Hơn nữa, mặc dù cồn có độ bay hơi cao và chỉ số octan lớn (RON khoảng 108), nghiên cứu chỉ ra rằng ở áp suất điển hình trong buồng đốt xăng thường có tốc độ cháy cao hơn cồn. Tốc độ cháy chậm hơn của E100 có thể làm giảm áp suất tối đa đạt được trong chu trình đốt cháy, góp phần vào công suất và mô-men xoắn thấp hơn. Cuối cùng, đồ thị cũng chỉ ra

động cơ sử dụng còi hoạt động lý tưởng hơn trong một dải tua máy cụ thể (khoảng 4000–7000 vòng/phút).



Hình 4.5. Đồ thị IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của E0 và E100

Hình 4.5 cho thấy đồ thị cho thấy IMEP của E0 khởi đầu ở khoảng 10,0 bar tại 2500 vòng/phút, tăng đều lên ngưỡng cực đại xấp xỉ 12,6 bar tại 6250 vòng/phút rồi giảm xuống khoảng 11,0 bar ở 8750 vòng/phút. Trong khi đó, E100 chỉ đạt khoảng 9,7 bar tại 2500 vòng/phút, tăng lên cực đại xấp xỉ 11,6 bar tại 6250 vòng/phút, và giảm xuống khoảng 9,7 bar ở 8750 vòng/phút. Sự chênh lệch này cho thấy IMEP của E100 luôn thấp hơn E0 từ 5–10% trên toàn dải tua máy, phản ánh năng lượng sinh công thấp hơn của còi.

Bảng 4.3. Áp suất trung bình hiệu dụng chỉ thị (IMEP) của E0 và E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (Bar)	9.861221	10.8795	11.78212	12.53937	12.03141	10.86977
E100 (Bar)	9.65602	10.36569	10.93632	11.56145	10.82436	9.607703

Hình 4.5 ta thấy được đồ thị ISFC cho thấy E0 có mức tiêu hao ban đầu khoảng 0,25 kg/kW/h tại 2500 vòng/phút, giảm xuống ngưỡng tốt nhất khoảng 0,22 kg/kW/h ở 6250 vòng/phút rồi tăng nhẹ trở lại khoảng 0,23 kg/kW-h tại 8750 vòng/phút. Ngược lại, E100 có ISFC khởi đầu cao hơn nhiều, khoảng 0,49 kg/kW/h tại 2500 vòng/phút, giảm xuống khoảng 0,42 kg/kW/h ở 6250 vòng/phút và tăng lên khoảng 0,44 kg/kW/h ở 8750 vòng/phút. Mức ISFC của E100 luôn cao hơn E0 từ 80–95%, minh chứng rõ ràng sự thiếu hụt năng lượng riêng của còi: để sinh ra cùng một lượng công, động cơ buộc phải phun gần gấp đôi khối lượng còi so với xăng.

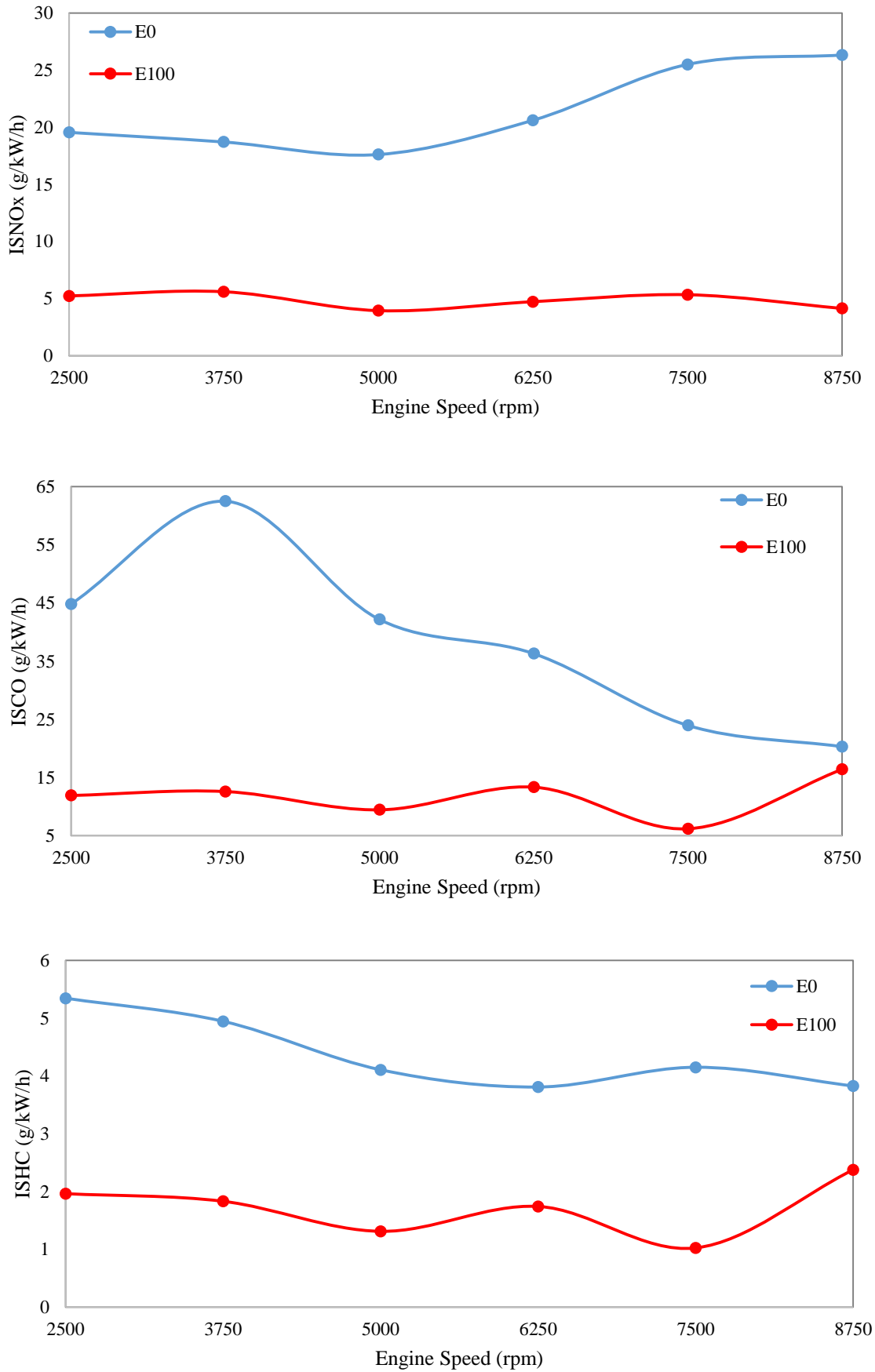
Bảng 4.4. Suất tiêu hao nhiên liệu (ISFC) của E0 và E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (kg/Kw/h)	0.256782	0.249945	0.236131	0.231827	0.236408	0.244415
E100 (kg/kW/h)	0.489937	0.440188	0.426798	0.421849	0.396776	0.43742

4.2.2. Đánh giá mật độ phát thải của động cơ

Hình 4.6 cho thấy đồ thị ISNO_x cho thấy một sự khác biệt rõ rệt và nhất quán giữa hai loại nhiên liệu. ISNO_x của E100 thấp hơn đáng kể so với E0 trên toàn bộ dải tốc độ động cơ được thử nghiệm, từ 2500 đến 8750 vòng/phút. Cụ thể, mức phát thải NO_x của E0 dao động từ khoảng 18 g/kW/h đến 25 g/kW/h, đạt đỉnh ở 7500 vòng/phút. Ngược lại, E100 duy trì mức ISNO_x rất thấp, chỉ khoảng 5-7 g/kW/h, cho thấy hiệu quả giảm NO_x vượt trội.

Sự hình thành NO_x trong động cơ đốt trong chủ yếu xảy ra ở nhiệt độ cao trong buồng đốt thông qua cơ chế Zeldovich nhiệt. Nhiệt độ đỉnh càng cao và thời gian hỗn hợp ở nhiệt độ cao càng dài, lượng NO_x tạo ra càng lớn. Còi có một đặc tính vật lý quan trọng là nhiệt hóa hơi ẩn (HOV) cao hơn đáng kể so với xăng. Cụ thể, HOV của còi là 924 kJ/kg, trong khi của hydrocarbon của xăng chỉ khoảng 350-400 kJ/kg ở 25°C. HOV cao này dẫn đến hiệu ứng làm mát hỗn hợp nạp mạnh mẽ hơn khi còi bay hơi trong đường nạp và buồng đốt. Quá trình bay hơi này hấp thụ một lượng nhiệt đáng kể từ môi trường xung quanh, làm giảm nhiệt độ của hỗn hợp không khí-nhiên liệu trước và trong quá trình đốt cháy.



Hình 4.6. Mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu E0 và E100

Hiệu ứng làm mát này trực tiếp làm giảm nhiệt độ đỉnh trong buồng cháy. Nhiệt độ đỉnh thấp hơn là yếu tố chính kìm hãm sự hình thành NO_x, giải thích tại sao E100 có mức phát thải NO_x thấp hơn đáng kể so với xăng E0 trên toàn bộ dải tốc độ động cơ.

Bảng 4.5. Mật độ phát thải NO_x của E0 và E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (g/kW/h)	19.54728	18.70749	17.60883	20.6062	25.49515	26.31719
E100 (g/kW/h)	5.234346	5.601124	3.946535	4.72898	5.339679	4.139879

Đặc tính HOV cao của côn mang lại một lợi thế đáng kể trong việc giảm phát thải NO_x, một chất ô nhiễm không khí chính gây ra khói bụi và mưa axit. Tuy nhiên, hiệu ứng làm mát này cũng là một yếu tố góp phần làm giảm công suất và mô-men xoắn của động cơ khi sử dụng E100. Điều này cho thấy một sự đánh đổi quan trọng trong thiết kế động cơ: việc tối ưu hóa để giảm NO_x thường có thể xung đột với việc tối ưu hóa hiệu suất công suất. Sự giảm đáng kể NO_x của E100 định vị nó là một nhiên liệu vượt trội về mặt môi trường trong khía cạnh này, nhưng lợi ích này cần được cân nhắc với các yếu tố hiệu suất.

Hình 4.6 cho thấy đối với xăng E0 : Mức phát thải CO khởi đầu ở khoảng 45 g/kW/h tại 2500 vòng/phút. Sau đó, nó tăng lên đáng kể, đạt đỉnh cao nhất xấp xỉ 63 g/kW/h tại 3750 vòng/phút. Từ điểm này, ISCO của E0 giảm dần khi tốc độ động cơ tiếp tục tăng, xuống còn khoảng 24 g/kW/h tại 7500 vòng/phút và tiếp tục giảm đến khoảng 20 g/kW/h tại 8750 vòng/phút. Đường cong này cho thấy E0 có mức phát thải CO cao, đặc biệt ở dải tốc độ động cơ thấp đến trung bình.

Đối với E100 : Ngược lại hoàn toàn, E100 duy trì mức phát thải CO thấp hơn đáng kể và tương đối ổn định trên toàn bộ dải tốc độ. ISCO của E100 dao động trong khoảng từ 6 g/kW/h đến 16 g/kW/h. Cụ thể, nó khởi đầu khoảng 15 g/kW/h tại 2500 vòng/phút, giảm nhẹ rồi tăng lên khoảng 16 g/kW/h tại 6250 vòng/phút, sau đó lại giảm mạnh xuống 6,1 g/kW/h và tăng mạnh trở lại ở tốc độ cao 8750 v/ph. Sự khác biệt về mức độ phát thải giữa E100 và E0 là rất lớn, với E100 luôn cho thấy hiệu suất vượt trội trong việc giảm CO.

Bảng 4.5. Mật độ phát thải CO của E0 và E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (g/kW/h)	44.82462	62.48701	42.15823	36.29538	23.955	20.30766
E100 (g/kW/h)	14.91341	14.59154	9.442955	14.3478	6.192386	16.41728

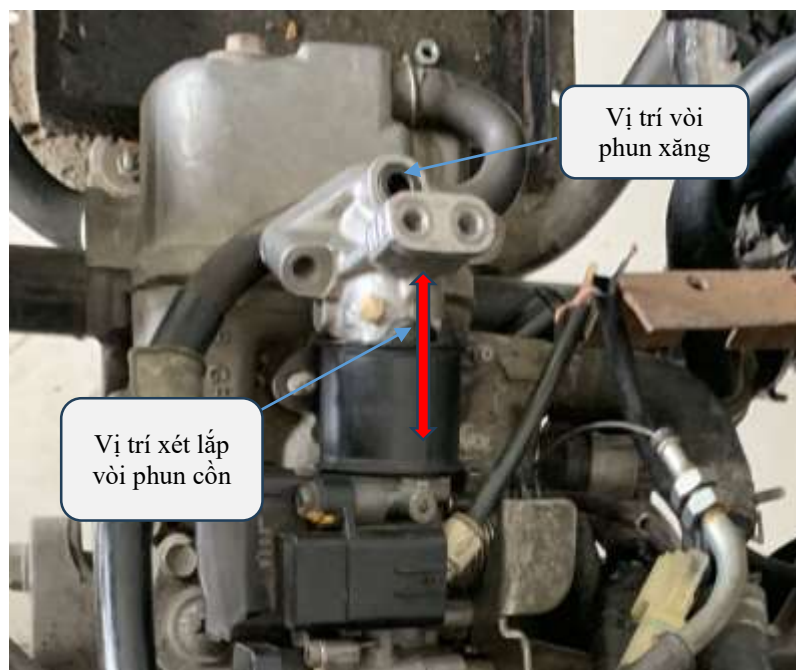
Hình 4.6 cho thấy đồ thị ISHC cho thấy E100 có mức phát thải thấp hơn E0 trên toàn bộ dải tốc độ động cơ. Đối với E0, ISHC có xu hướng tăng nhẹ đến khoảng 5,5 g/kW/h ở 3750 vòng/phút, sau đó giảm dần. Ngược lại, đối với E100, ISHC duy trì ở mức thấp dao động trong khoảng 1,0 – 2,3 g/kW/h. Tốc độ cháy chậm hơn của E100 thường được liên kết với việc tăng HC do thời gian cháy không đủ để hoàn tất quá trình oxy hóa. Nhưng tương tự như CO, oxy trong phân tử còn có thể giúp giảm HC bằng cách thúc đẩy quá trình oxy hóa các phân tử hydrocarbon chưa cháy hết. Kết quả này là phù hợp khi đối chiếu với kết quả phát thải của CO. So sánh giữa hai loại nhiên liệu mức độ chênh lệch của còn không cao bằng xăng ở các dải tốc độ động cơ. Do đặc điểm của nhiên liệu còn có chứa oxy khiến quá trình cháy diễn ra tốt hơn và cháy sạch hơn, làm lượng khí thải HC của nhiên liệu còn nhỏ hơn so với xăng.

Bảng 4.6. Mật độ phát thải HC của E0 và E100

Tốc độ động cơ (v/ph)	2500	3750	5000	6250	7500	8750
E0 (g/kW/h)	5.345211	4.945243	4.106604	3.808514	4.150585	3.826618
E100 (g/kW/h)	1.963102	1.831461	1.311261	1.742145	1.024214	2.377172

4.3. Tính toán tối ưu hóa vị trí đặt vòi phun

Để triển khai giải pháp nhiên liệu linh hoạt, chúng ta có thể bổ sung một vòi phun thứ hai trên đường ống nạp nhằm phun đồng thời có thể phun xăng và côn. Phương pháp này bao gồm việc lắp thêm vòi phun côn ở vị trí tối ưu trên đường ống nạp.



Hình 4.7 Vị trí lắp vòi phun dự tính

Giả định đặt vòi phun tại các điểm trên duct 1 với tổng chiều dài của duct là 70 mm, hiện đã có vòi phun xăng được đặt tại duct 1 ở vị trí 65 mm từ trái qua. Ta sẽ bố trí sao cho vòi phun côn sao cho động cơ có khả năng vận hành tốt nhất và tối ưu hóa về phát thải và cách vòi phun xăng một khoảng đủ rộng để tránh tương tác xấu và tạo thuận lợi cho gia công, đồng thời đảm bảo hai tia phun hội tụ hợp lý trong luồng khí nạp.



Vòi phun côn



Vòi phun xăng

Hình 4.8. Vòi phun xăng và vòi phun côn

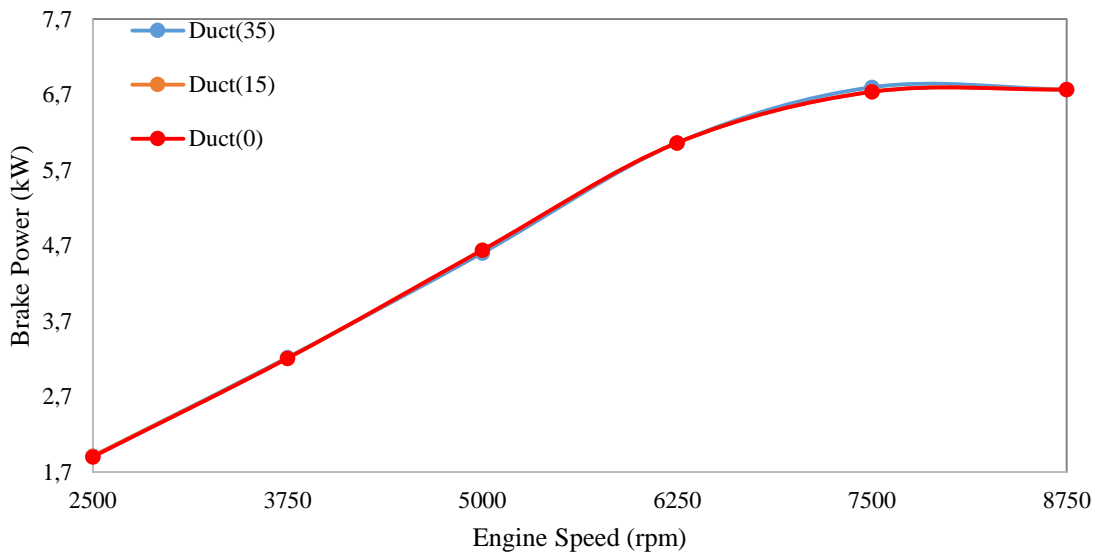
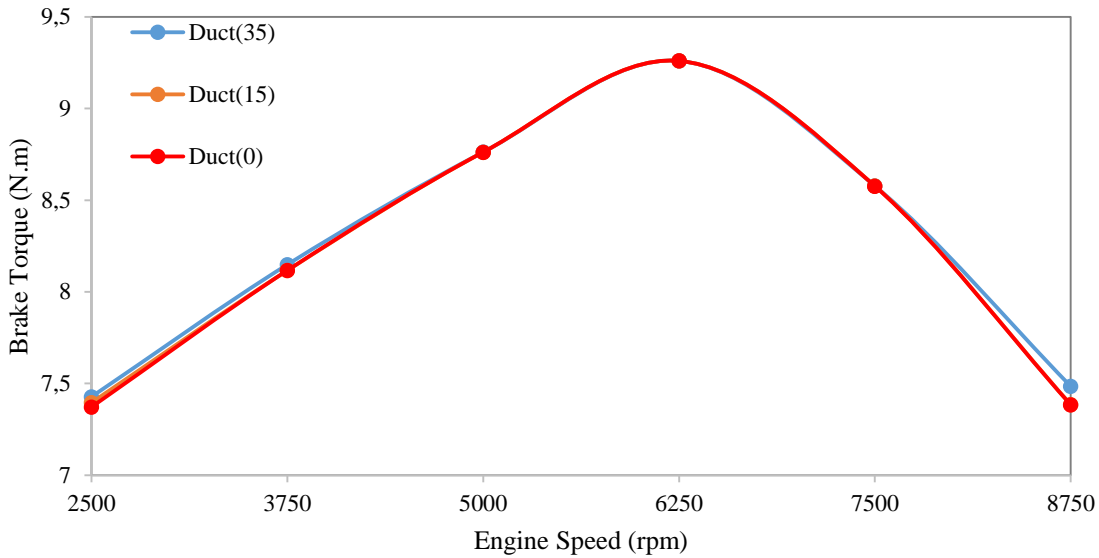
Từ đó ta sẽ xét các vị trí đặt theo các trường hợp :

- Đặt vòi phun nằm trên duct 1 ở vị trí 0 mm từ trái qua
- Đặt vòi phun nằm trên duct 1 ở vị trí 15 mm từ trái qua

- Đặt vòi phun nằm trên duct 1 ở vị trí 35 mm từ trái qua

Từ đó ta tiến hành mô phỏng với nhiên liệu E5 với các thông số đã có và chỉ thay đổi vị trí của vòi phun từ đó xét các kết quả :

4.3.1. Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ



Hình 4.9. Momen và công suất của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun

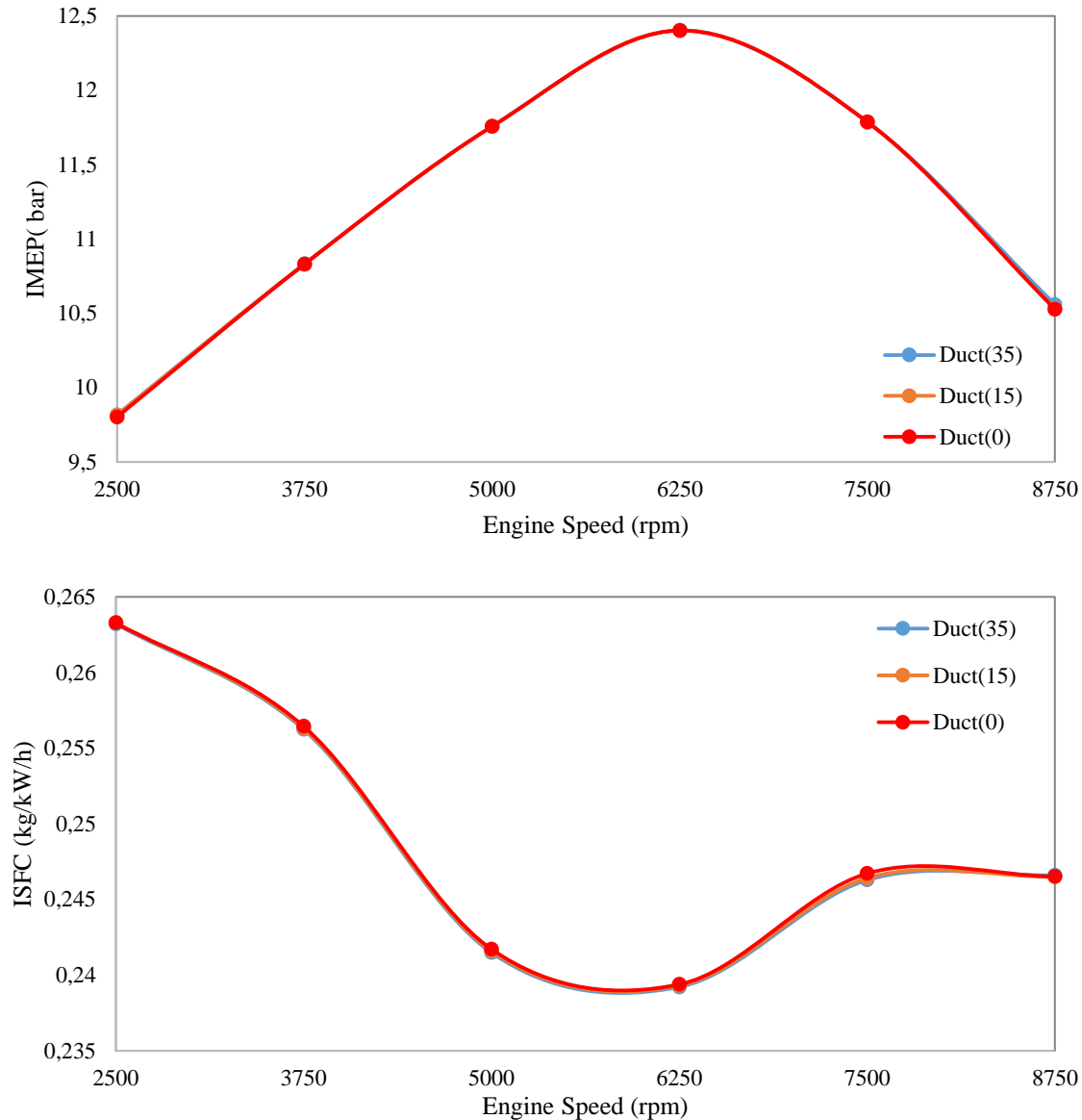
Bảng 4.7. Momen động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (N.m)	Duct(15) (N.m)	Duct(0) (N.m)
8750	7.485332	7.386065	7.384312
7499.999	8.577848	8.577754	8.576875
6250.002	9.260063	9.260022	9.260015
5000.005	8.76234	8.762169	8.762165
3750.001	8.14891	8.116971	8.117019
2500	7.428005	7.395977	7.371917

Bảng 4.8. Công suất của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (N.m)	Duct(15) (N.m)	Duct(0) (N.m)
8750	6.767145	6.767811	6.766203
7499.999	6.796999	6.736927	6.73623
6250.002	6.060664	6.060841	6.060518
5000.005	4.60183	4.640203	4.640152
3750.001	3.217177	3.207494	3.207683
2500	1.91082	1.91029	1.901841

Phân tích kết quả mô phỏng từ hình 4.9 và các bảng 4.7, bảng 4.8 cho thấy rằng, mặc dù sự thay đổi vị trí lắp đặt vòi phun trên ống nạp (duct 1) không gây biến động lớn về mô-men và công suất, việc đặt vòi phun đúng vị trí sẽ giảm thiểu hiện tượng chậm trễ phun (injection lag) và hạn chế thất thoát nhiên liệu do bay hơi không kiểm soát. Điều này dẫn đến quá trình hòa trộn không khí–nhiên liệu đồng nhất hơn, cải thiện hiệu quả đốt cháy và nâng cao khả năng vận hành của xe. Cụ thể, đồ thị kết quả chỉ rõ vị trí tối ưu cho vòi phun cồn là tại duct 1, cách đầu nối trái 35 mm, nơi động cơ đạt đồng thời giá trị công suất và mô-men xoắn lớn nhất.



Hình 4.10. IMEP của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun

Bảng 4.10. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC tại các vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (kg/kW-hr)	Duct(15) (kg/kW-hr)	Duct(0) (kg/kW-hr)
8750	0.246606	0.246493	0.24651
7499.995	0.246284	0.246412	0.246718
6250	0.239216	0.239311	0.239385
5000.002	0.241489	0.241591	0.241715
3750.001	0.256245	0.256323	0.25645
2500	0.263221	0.263284	0.263287

Bảng 4.9. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC tại các vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (bar)	Duct(15) (bar)	Duct(0) (bar)
8750	10.55946	10.53032	10.52821
7499.999	11.78746	11.78732	11.78623
6250.002	12.40289	12.40219	12.40157
5000.005	11.758	11.75702	11.75758
3750.001	10.83338	10.83232	10.83029
2500	9.818066	9.81568	9.802716

Mặc dù lượng nhiên liệu tiêu thụ khi thay đổi vị trí vòi phun trên duct 1 chỉ chênh lệch xấp xỉ 0,005 kg/kW/h một giá trị không quá lớn nhưng để tối ưu hóa hiệu suất nhiên liệu và giảm thiểu tổn thất do bay hơi, vị trí cách 35 mm từ đầu ống nạp bên trái vẫn là lựa chọn ưu việt nhất, đồng thời IMEP giữ ổn định không đổi, chứng tỏ tính nhất quán về áp suất sinh công. Do vậy, việc đặt vòi phun tại 35 mm không chỉ đảm bảo hiệu quả đốt cháy tốt nhất mà còn giúp tiết kiệm nhiên liệu tối ưu.

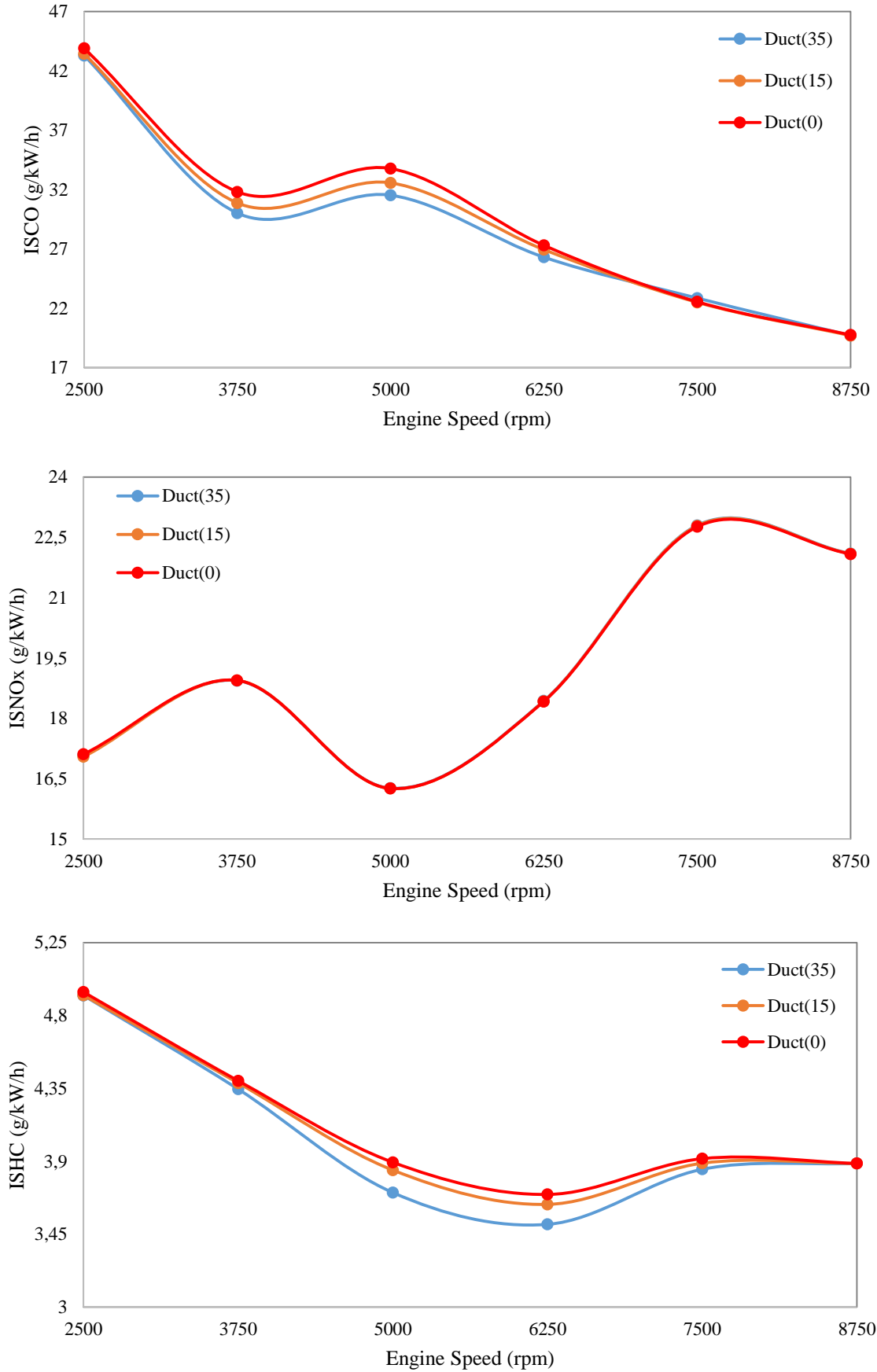
4.3.2. Đánh giá mật độ phát thải thải động cơ

Bảng 4.9. Mật độ phát thải CO tại các vị trí đặt vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (g/kW/h)	Duct(15) (g/kW/h)	Duct(0) (g/kW/h)
8750	19.69984	19.69039	19.74649
7499.996	22.8525	22.49181	22.54023
6249.999	26.29432	26.93078	27.28835
4999.998	31.51735	32.55749	33.7638
3750.001	30.01295	30.86488	31.80008
2500	43.28767	43.42897	43.88932

Bảng 4.10. Mật độ phát thải NOx tại các vị trí đặt vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (g/kW/h)	Duct(15) (g/kW/h)	Duct(0) (g/kW/h)
8750	22.09646	22.08987	22.08554
7499.996	22.79821	22.7867	22.76258
6249.999	18.43262	18.42484	18.41975
4999.998	16.26301	16.25558	16.25695
3750.001	18.93825	18.94457	18.94378
2500	17.08543	17.04572	17.10806



Hình 4.11. Mật độ phát thải của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí đặt vòi phun

Ta có thể thấy rằng khi lắp đồng thời hai vòi phun trên cùng đường ống nạp, công suất và mô-men xoắn của động cơ hầu như không thay đổi đáng kể giữa các vị trí đặt vòi phun. Tuy nhiên, khi xét đến yếu tố phát thải, sự khác biệt trở nên rõ rệt hơn. Cụ thể, khi vòi phun thứ hai được đặt tại vị trí cách 35 mm từ đầu ống nạp bên trái, lượng CO và HC phát thải giảm đáng kể so với các vị trí xa hơn như 15 mm và 0 mm. Điều này là do nếu vòi phun bị đặt quá xa và không hiệu chỉnh được góc phun thì lượng nhiên liệu sẽ bị phun trực tiếp vào thành ống nếu vận tốc dòng khí không cao điều đó dễ thấy ở dải tốc độ từ 3750 – 7500 rpm lúc này vòi phun đặt xa và không đặt góc được thẳng vào buồng đốt sẽ khiến nhiên liệu bị bám trên thành ống rồi dòng khí mới có thể đưa vào điều này làm nhiên liệu hòa trộn với nhau kém hơn và lượng nhiên liệu bám vào các rãnh sẽ tăng lên đáng kể dẫn đến quá trình cháy không hoàn toàn nên lượng CO và HC có sự khác biệt ở dải tốc độ này.

Bảng 4.11. Mật độ phát thải HC của động cơ 2 vòi phun tại các vị trí lắp vòi phun

Tốc độ động cơ (v/ph)	Duct(35) (g/kW/h)	Duct(15) (g/kW/h)	Duct(0) (g/kW/h)
8750	3.886618	3.886618	3.886618
7499.996	3.85066	3.888212	3.916187
6249.999	3.510721	3.634107	3.695334
4999.998	3.706604	3.84536	3.893421
3750.001	4.345243	4.383177	4.396666
2500	4.923215	4.924215	4.944215

Từ những thông tin trên ta có thể thấy được rằng vị trí lắp vòi phun hợp lý nhất là nằm ở 35 mm từ trái qua của vị trí duct 1.

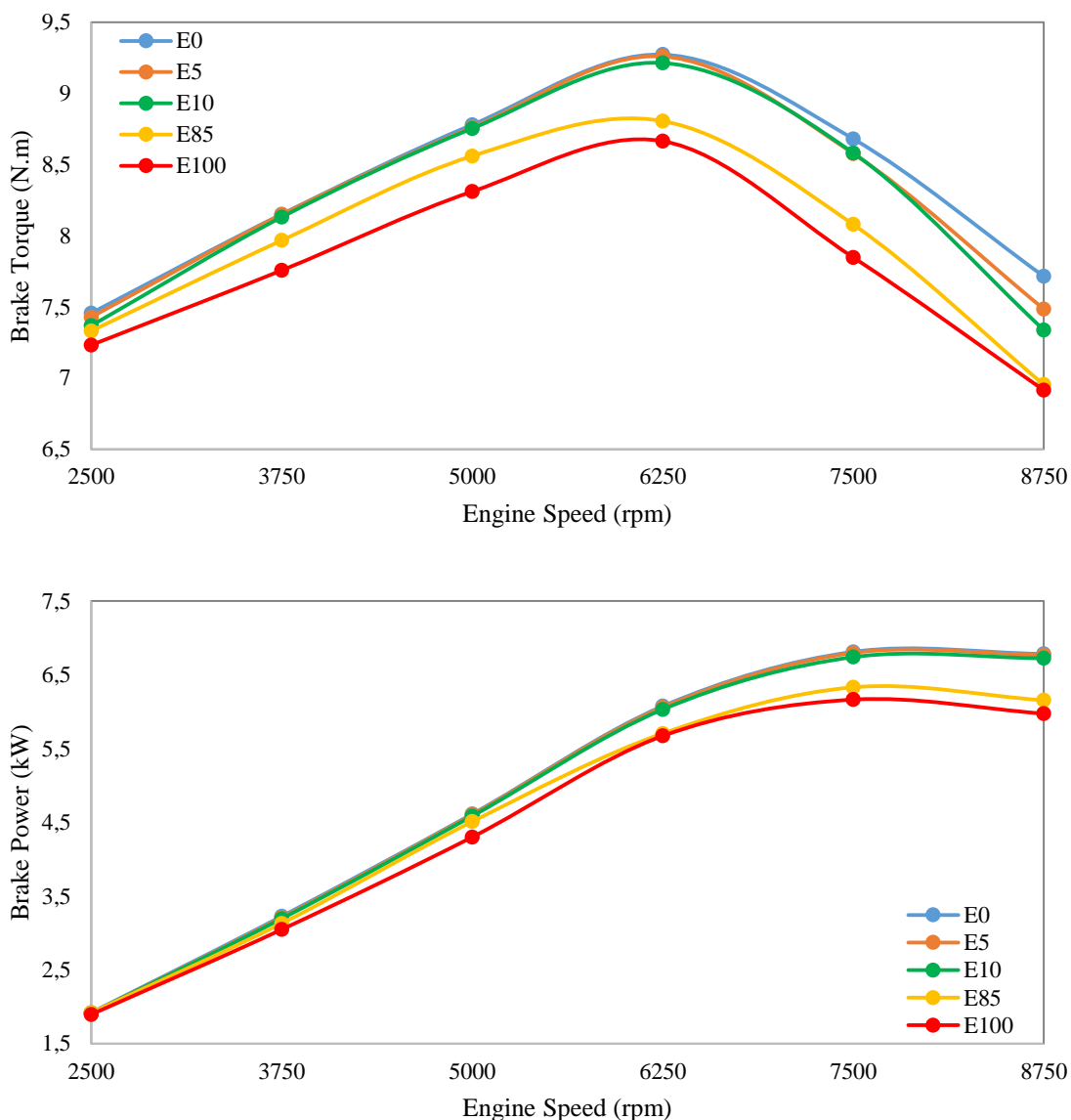


Hình 4.12. Động cơ sau khi lắp thêm vòi phun côn

4.4. Hiệu năng và mật độ phát thải của động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt xăng cồn

Từ các kết quả của mô hình trên ta có thể thấy được mặc dù việc ứng dụng các hỗn hợp nhiên liệu giàu cồn có thể kéo theo một phần suy giảm hiệu suất vận hành của động cơ, đặc biệt dưới các mức tải trọng cao, song lại mở ra những lợi ích vượt trội trong việc kiểm soát phát thải ô nhiễm. Mô hình này đi sâu phân tích toàn diện đặc tính vận hành và phát thải của động cơ khi sử dụng các loại nhiên liệu pha trộn E5, E10 và E85, được thực hiện trong điều kiện vận hành toàn tải với hệ số dư lượng không khí $\lambda = 0,9$.

4.4.1. Đánh giá hiệu năng hoạt động của động cơ



Hình 4.13. Công suất và momen của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải

Từ hình 4.13 cùng với bảng 4.11 và 4.12 ta có thể thấy khả năng vận hành của động cơ có xu hướng giảm dần khi tăng lượng cồn có trong hỗn hợp. So với E0, mô-men của E5 và E10 giảm khoảng 0,3-1,2% tại 2500 v/ph và 0,03-0,26% tại 3750 v/ph. Trong khi đó, E85 và E100 cho thấy sự giảm đáng kể hơn khoảng 1,7-3,0% tại 2500 v/ph và 2,2-4,8% tại 3750 v/ph. Cùng Sự giảm công suất của E5 và E10 là không đáng kể khoảng 0,3-0,4% tại 2500 v/ph và 0,5-1,0% tại 3750 v/ph so với E0, Đối với E85 và E100 công suất giảm nhẹ hơn so với mô-men xoắn khoảng 0,04-1,3% tại 2500 rpm và 3,0-5,5% tại 3750 rpm so với E0.

Điều này cho thấy E5 và E10 vẫn hoàn toàn có thể đáp ứng được khả năng vận hành ở dải tốc độ thấp mặc dù sẽ tổn nhiên liệu hơn một chút và đối với khi sử dụng nhiên liệu E85 và E100 cho thấy động cơ vẫn có thể đạt được tốc độ tương đương với động cơ nguyên bản nhưng sức kéo của động cơ khi dùng nhiên liệu giàu cồn sẽ giảm khi tải lớn hơn hoặc khi vượt địa hình.

Bảng 4.11. Momen của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 khi ở chế độ toàn tải

Tốc độ động cơ (v/ph)	E0 (N.m)	E5 (N.m)	E10 (N.m)	E85 (N.m)	E100 (N.m)
8750	7.7149	7.485332	7.338103	6.953581	6.914279
7499.999	8.681116	8.577848	8.582127	8.079368	7.847656
6250.002	9.273196	9.260063	9.214402	8.805925	8.664868
5000.005	8.780446	8.762134	8.7541	8.56045	8.310841
3750.001	8.151601	8.14891	8.131056	7.967279	7.756805
2500	7.456186	7.428005	7.367536	7.330559	7.231453

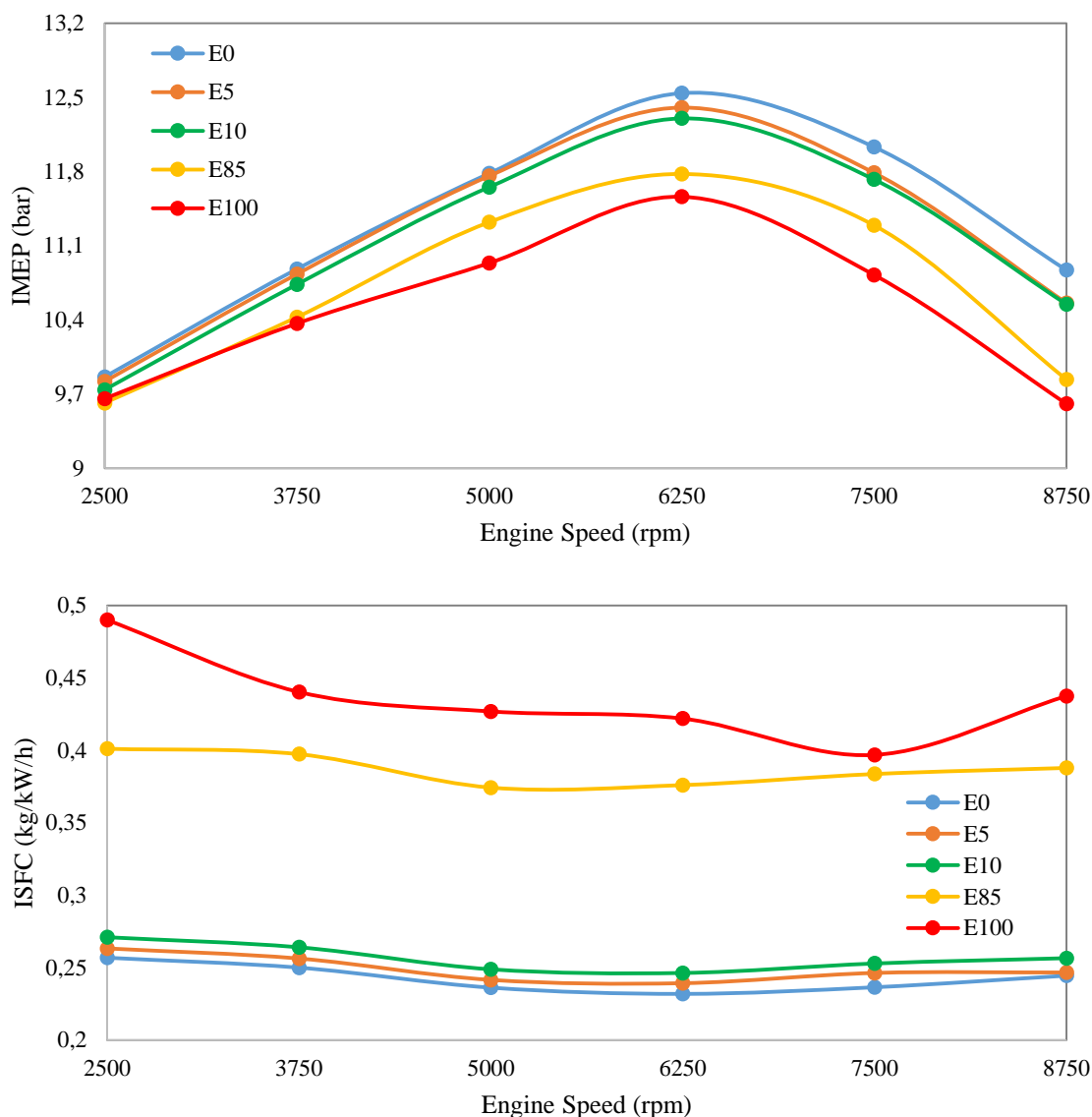
Bảng 4.12. Công suất của động cơ 2 vòi phun khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 khi ở chế độ toàn tải

Tốc độ động cơ (v/ph)	E0 (kW)	E5 (kW)	E10 (kW)	E85 (kW)	E100 (kW)
8750	6.783451	6.767145	6.723859	6.154448	5.97348
7499.999	6.811494	6.796999	6.740357	6.330395	6.163514
6250.002	6.074383	6.060664	6.030796	5.704626	5.671125
5000.005	4.611925	4.60183	4.583614	4.50909	4.299172
3750.001	3.22475	3.207177	3.193049	3.12873	3.046078
2500	1.91814	1.91082	1.910811	1.9173	1.893184

Ở dải tốc độ trung bình từ 3750 v/ph – 6250 v/ph ta có thể thấy hỗn hợp nhiên liệu E5 và E10 không có sự thay đổi rõ ràng về momen nó chỉ giảm 0,2-0,3% tại 5000 v/ph và 0,1-0,6% tại 6250 v/ph so với động cơ nguyên bản. Còn đối với hỗn hợp nhiên liệu giàu cồn E85 và E100 cho thấy momen giảm khá đáng kể khoảng 2,5-5,3% tại 5000

v/ph và 5,0-6,6% tại 6250 v/ph so với động cơ nguyên bản. Đối với công suất khi sử dụng E5, E10 vẫn có thể giữ được công suất ổn định giảm rất nhỏ chỉ trong khoảng 0,2-0,6% tại 5000 v/ph và 0,2-0,7% tại 6250 v/ph khi so với E0. Với E85 và E100 công suất tại đây có sự thay đổi rõ khi giảm từ 2,2-6,8% tại 5000 v/ph và 6,1-6,6% tại 6250 v/ph khi so với E0. Điều này cho thấy đối với nhiên liệu E5 và E10 hoàn toàn đảm bảo được khả năng tốc và sức kéo so với động cơ nguyên bản ở dải tốc độ này tuy nhiên với hỗn hợp nhiên liệu giàu còn thì sức kéo, khả năng tăng tốc và tốc độ tối đa giảm nhiều so với động cơ nguyên bản.

Ở dải tốc độ cao ta có thể thấy sự sụt giảm mô-men của E5 và E10: Tại 7500 v/ph, E5 thấp hơn khoảng 1,2%, E10 thấp hơn khoảng 1,1% so với động cơ nguyên bản. Tại 8750 v/ph E5 thấp hơn khoảng 2,9%, E10 thấp hơn khoảng 4,9% so với E0. Và ta có thể thấy sự suy giảm rõ rệt của nhiên liệu giàu còn tại 7500 v/ph, E85 thấp hơn khoảng 7,0%, E100 thấp hơn khoảng 9,6% so với động cơ nguyên bản. Tại 8750 v/ph, E85 thấp hơn khoảng 9,9%, E100 thấp hơn khoảng 10,4% so với E0. Cùng với sự suy giảm sức kéo thì công suất tại 7500 v/ph khi sử dụng E5 thấp hơn khoảng 0,2%, E10 thấp hơn khoảng 1,0% so với E0. Tại 8750 v/ph, E5 thấp hơn khoảng 0,2%, E10 thấp hơn khoảng 0,9% so với E0 còn với hỗn hợp nhiên liệu giàu còn tại 7500 v/ph, E85 thấp hơn khoảng 7,1%, E100 thấp hơn khoảng 9,5% so với E0. Tại 8750 v/ph, E85 thấp hơn khoảng 9,3%, E100 thấp hơn khoảng 11,9% so với động cơ nguyên bản.



Hình 4.14. IMEP và suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải

Từ hình 4.14 cùng bảng 4.13 và 4.14 cho thấy chỉ số áp suất hữu hiệu trung bình chỉ thị có xu hướng giảm mạnh khi tăng lượng cồn trong hỗn hợp nhiên liệu điều này làm ảnh hưởng đến công sinh ra của động cơ. Khi sử dụng nhiên liệu E5 và E10 sự giảm IMEP tương đối nhỏ thường dưới 2% tuy nhiên tốc độ càng cao thì IMEP của E5 và E10 lại cho thấy sự hao hụt về khả năng sinh công khi so với động cơ nguyên bản. Đối với hỗn hợp nhiên liệu giàu cồn thì E85 và E100 cho thấy sự khả năng sinh công giảm rất lớn dao động từ khoảng 2.5% đến 10.4% so với động cơ nguyên bản.

Bảng 4.13. IMEP của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải

Tốc độ động cơ (V/ph)	E0 (bar)	E5 (bar)	E10 (bar)	E85 (bar)	E100 (bar)
8750.003	10.86977	10.55946	10.54787	9.837711	9.607703
7499.999	12.03141	11.78746	11.72488	11.29254	10.82436
6250.002	12.53937	12.40289	12.30081	11.77655	11.56145
5000.005	11.78212	11.758	11.65298	11.32158	10.93632
3750.001	10.8795	10.83138	10.73464	10.42553	10.36569
2500	9.861221	9.818066	9.739823	9.615911	9.65602

Bảng 4.14. Suất tiêu hao nhiên liệu ISFC của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở chế độ toàn tải

Tốc độ động cơ (V/ph)	E0 (kg/kW/h)	E5 (kg/kW/h)	E10 (kg/kW/h)	E85 (kg/kW/h)	E100 (kg/kW/h)
8750	0.244415	0.246606	0.256478	0.387776	0.43742
7499.995	0.236408	0.246284	0.252812	0.383595	0.396776
6250	0.231827	0.239216	0.246274	0.375937	0.421849
5000.002	0.236131	0.241489	0.248793	0.374221	0.426798
3750.001	0.249945	0.256245	0.263996	0.397271	0.440188
2500	0.256782	0.263221	0.270926	0.401018	0.489937

Từ dữ liệu hình 4.14 và các bảng 4.13, bảng 4.14 trên ta có thể thấy mức tiêu hao nhiên liệu của của hỗn hợp càng giàu càng thì càng lớn. Đây là hệ quả trực tiếp của nhiệt trị thấp hơn đối với mức tiêu thụ nhiên liệu. Để tạo ra cùng một lượng năng lượng một nhiên liệu có nhiệt trị thấp hơn yêu cầu một khối lượng lớn hơn theo tỷ lệ để được tiêu thụ. Vì nhiệt trị của còi chỉ bằng khoảng một nửa so với xăng, nên cần gấp đôi khối lượng còi để giải phóng cùng một lượng năng lượng, dẫn đến ISFC cao hơn nhiều. Và cũng vì tỉ lệ AFR của các hỗn hợp này sẽ giảm giảm khi tăng tỉ lệ còi trong hỗn hợp điều này có nghĩa là với mỗi đơn vị không khí, cần nhiều nhiên liệu còi hơn để đốt cháy hoàn toàn.

Việc khả năng vận hành của động cơ giảm lại khi tăng lượng còi lên trong hỗn hợp bản chất là do lượng năng lượng thu được từ phản ứng cháy mỗi đơn vị khối lượng còi chỉ bằng một nửa so với xăng cụ thể hơn là nhiệt trị của của còi chỉ khoảng 21,1 MJ/kg thấp hơn nhiều so với 43,4 MJ/kg dẫn đến việc ta sẽ cần nhiều nhiên liệu hơn để có thể bù đắp lại năng lượng thiết hụt. Do nhiệt trị thấp hơn nên ta có thể thấy được ở hình 4.20, IMEP áp suất hữu hiệu trung bình chỉ thị có xu hướng giảm mạnh khi tăng lượng còi do quá trình cháy giải phóng ít nhiệt hơn, áp suất cực đại trong xi lanh tại mỗi vòng tua giảm kéo theo đó sẽ làm công suất và torque giảm, mặc dù trộn thêm còi về lý thuyết IMEP giảm thì áp lực tác dụng lên piston và trục khuỷu, có thể làm giảm tải tác

dụng lên các chi tiết của động cơ tuy nhiên điều này lại làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu hỗn hợp không khí và nhiên liệu của hỗn hợp càng giàu côn thì càng giảm từ đó yêu cầu hệ thống nhiên liệu cần phải làm việc nhiều hơn để duy trì công suất yêu cầu. Tuy nhiên hỗn hợp càng giàu càng thì chỉ số chống kích nổ octan này càng cao điều này sẽ tạo tiền đề để điều chỉnh hệ thống đánh lửa nhằm mục đích bù đắp công suất hao hụt do nhiệt trị thấp.

Mặt khác nhiệt bay hơi của côn giúp làm mát hỗn hợp nạp tốt (giảm nhiệt độ không khí trước khi cháy), việc này đôi khi cải thiện được hiệu suất thể tích điều này thể hiện rõ ở hình 4.19 khi ở dải tốc độ thấp công suất của các nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 không thay đổi nhiều.

4.4.2. Đánh giá mật độ phát thải của động cơ

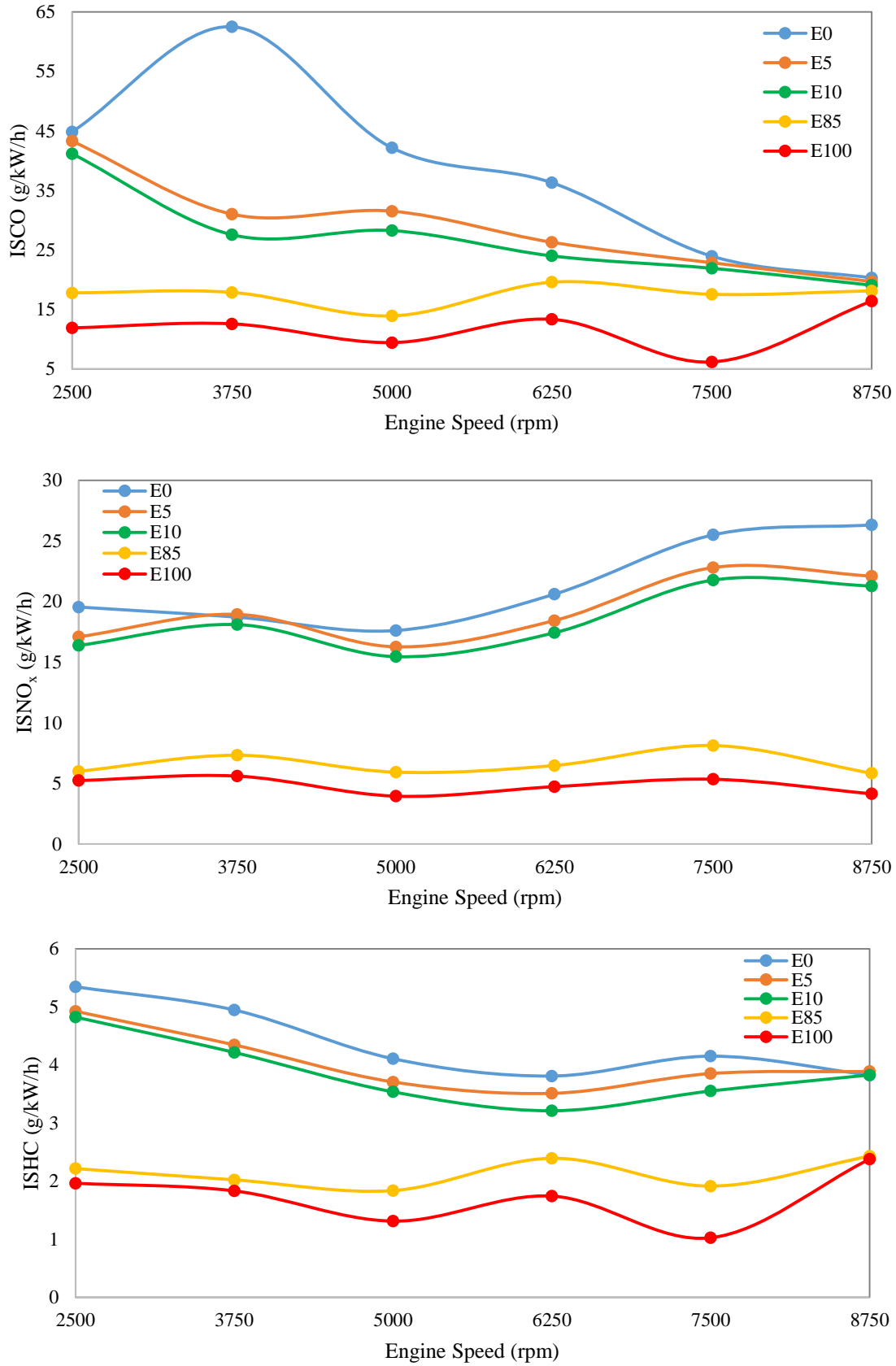
Mặc dù việc sử dụng hỗn hợp nhiên liệu giàu côn sẽ làm giảm khả năng vận hành của động cơ tuy nhiên nó lại có lợi về mặt giảm ô nhiễm môi trường. Hình 4.15 biểu thị sự phát thải CO, NO_x, HC của động cơ khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85 và E100 ở chế độ 100% bướm ga.

Bảng 4.15. Mật độ phát thải CO của động cơ 2 vòi phun sử dụng E0, E5, E10, E85, E100 trong điều kiện toàn tải

Tốc độ động cơ (V/ph)	E0 (g/kW/h)	E5 (g/kW/h)	E10 (g/kW/h)	E85 (g/kW/h)	E100 (g/kW/h)
8750.011	20.30766	19.69984	19.07936	18.14089	16.41728
7499.996	23.955	22.8525	21.92355	17.55187	6.192386
6249.999	36.29538	26.29432	24.00434	19.58918	13.3478
4999.998	42.15823	31.51735	28.25957	13.93123	9.442955
3750.001	62.48701	31.01295	27.55841	17.86829	12.59154
2500	44.82462	43.28767	41.17197	17.79391	11.91341

Bảng 4.16. Mật độ phát thải NO_x của động cơ 2 vòi phun sử dụng E0, E5, E10, E85, E100 trong điều kiện toàn tải

Tốc độ động cơ (V/ph)	E0 (g/kW/h)	E5 (g/kW/h)	E10 (g/kW/h)	E85 (g/kW/h)	E100 (g/kW/h)
8750	26.31719	22.09646	21.27619	5.835255	4.139879
7499.996	25.49515	22.79821	21.76715	8.121869	5.339679
6249.999	20.6062	18.43262	17.4249	6.475517	4.72898
4999.998	17.60883	16.26301	15.4517	5.924178	3.946535
3750.001	18.70749	18.93825	18.09637	7.320362	5.601124
2500	19.54728	17.08543	16.37547	5.997217	5.234346



Hình 4.15 Mật độ phát thải của động cơ 2 vòi phun sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải

Bảng 4.17. Mật độ phát thải HC của động cơ 2 vòi phun khí sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải

Tốc độ động cơ (V/ph)	E0 (g/kW/h)	E5 (g/kW/h)	E10 (g/kW/h)	E85 (g/kW/h)	E100 (g/kW/h)
8750	3.826618	3.886618	3.826618	2.428633	2.377172
7500.003	4.150585	3.85066	3.55066	1.914193	1.024214
6249.996	3.808514	3.510721	3.210721	2.392737	1.742145
4999.998	4.106604	3.706604	3.536604	1.836604	1.311261
3749.997	4.945243	4.345243	4.215243	2.021524	1.831461
2500.003	5.345211	4.923215	4.823215	2.215232	1.963102

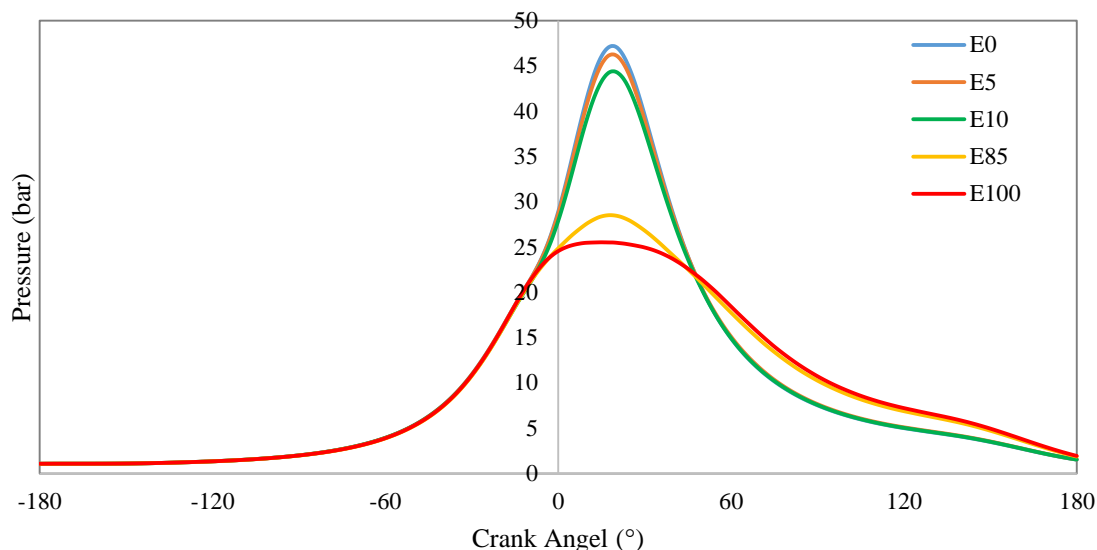
Từ dữ liệu hình 4.15 và bảng 4.15 ta có thể thấy được mức phát thải ISCO của E5 so E10 thay đổi không nhiều chỉ nằm trong khoảng 3 % tuy nhiên nếu so với động cơ nguyên bản thì lượng phát thải ISCO của động cơ ở dải tốc độ từ 2500 đến 6250 v/ph thì mức độ giảm phát thải CO thật sự rất ấn tượng lên đến khoảng từ 33,2 – 56,45% điều này cho thấy khi có cón trong hỗn hợp nhiên liệu làm quá trình cháy hoàn hảo hơn, mặc dù vậy ở dải tốc độ cao thì mức phát thải CO của E5 và E10 so với động cơ nguyên bản lại không thay đổi lớn như ở dải tốc độ thấp chỉ khoảng sấp xỉ chỉ khoảng 15%. Đối với hỗn hợp giàu cón như E85, E100 thì mức phát thải CO giảm rất nhiều khoảng 55,5 – 80,56% một con số cực kì ấn tượng tuy nhiên ở các dải tốc độ cao thì mức độ giảm phát thải của của hỗn hợp giàu cón vẫn khá tốt ở mức từ 20 – 73,03%. Điều này là do thành phần oxy trong cón giúp hỗ trợ oxy hóa nhiên liệu. Nhờ vậy, trong vùng cháy có thêm oxy, giảm vùng nghèo oxy từ đó hạn chế tạo ra CO ra quá trình cháy không hoàn toàn. Từ đó chứng minh rằng khi cón (có chứa oxy trong phân tử) được pha trộn vào xăng, quá trình cháy trong động cơ trở nên hiệu quả hơn, từ đó làm giảm lượng khí CO phát thải. Mức độ hình thành CO giảm dần khi tỷ lệ thể tích cón trong hỗn hợp nhiên liệu tăng lên. Nguyên nhân là do nồng độ nguyên tử carbon trong nhiên liệu pha trộn thấp hơn, đồng thời cón có độ khuếch tán phân tử cao và giới hạn cháy rộng, giúp quá trình hòa trộn không khí – nhiên liệu diễn ra tốt hơn, qua đó cải thiện hiệu suất cháy.

Xét dữ liệu hình 4.15 và bảng 4.16 ta thấy đối với sự phát thải NO_x khi sử dụng nhiên liệu E5 so E10 ở dải tốc độ thấp từ 2500 – 3750 v/ph thì không có sự thay đổi quá lớn về mức phát thải nó chỉ ở trong khoảng 2-3% tuy nhiên việc sử dụng nhiên liệu này đem lại hiệu quả ổn hơn kho so với động cơ nguyên bản cụ thể động cơ có thể giảm khoảng 15% lượng NO_x ở giai đoạn đầu tuy nhiên khi tốc độ lên đến 3750 v/ph thì mức độ phát thải có dấu hiệu tăng gần bằng với động cơ nguyên bản. Nhưng kể từ tốc độ 5000 v/ph trở đi ta có thể thấy rõ việc sử dụng nhiên liệu E5 và E10 có thể giảm khá nhiều lượng NO_x. Đối với các hỗn hợp giàu cón thì dễ thấy rằng mức độ phát thải NO_x giảm từ 72,4 – 84,6 % .

Nguyên nhân chính dẫn đến sự suy giảm đáng kể nồng độ NO_x khi sử dụng các hỗn hợp nhiên liệu chứa cồn, đặc biệt như E85 hoặc E100, là do hai yếu tố then chốt từ cồn : nhiệt trị thấp và nhiệt ẩn bay hơi cao. Thứ nhất, cồn có giá trị nhiệt trị thấp hơn nhiều so với xăng (khoảng 21,1 MJ/kg so với 43,4 MJ/kg), điều này khiến tổng năng lượng tỏa ra từ quá trình cháy bị giảm đi. Thứ hai, và quan trọng không kém, nhiệt ẩn bay hơi cao của cồn làm mát đáng kể hỗn hợp không khí-nhiên liệu trước và trong quá trình cháy. Kết quả là, nhiệt độ đỉnh ngọn lửa trong buồng đốt bị hạ thấp, đặc biệt rõ rệt trong các điều kiện toàn tải nơi lẽ ra nhiệt độ buồng đốt phải rất cao để sinh công tối đa. Việc giảm nhiệt độ đỉnh ngọn lửa này có tác động trực tiếp đến sự hình thành NO_x . Theo cơ chế "thermal- NO_x " được mô tả bởi mô hình Zeldovich, NO_x (bao gồm NO và NO_2) chủ yếu được tạo ra khi các phân tử N_2 trong không khí bị oxy hóa ở nhiệt độ cực cao, đặc biệt khi nhiệt độ vượt ngưỡng khoảng 1700 K. Dưới ngưỡng này, tốc độ hình thành NO_x giảm mạnh. Do đó, việc hạ thấp nhiệt độ đỉnh ngọn lửa khi sử dụng nhiên liệu giàu cồn đã hạn chế đáng kể các phản ứng tạo thành NO_x , dẫn đến nồng độ phát thải NO_x giảm rõ rệt so với khi dùng xăng nguyên chất.

Xét dữ liệu hình 4.15 và bảng 4.17 ta thấy lượng khí HC từ động cơ hai vòi phun ở tốc độ thấp (2500–3750 v/ph), lượng HC thải ra cao nhất khi sử dụng xăng nguyên chất, dao động trong khoảng 4,95–5,35 g/kW/h. Việc bổ sung 5–10% ethanol vào xăng chỉ mang lại mức giảm HC khiêm tốn (8–12%), trong khi đó, E85 và E100 lại cho thấy sự sụt giảm đáng kể, hơn 60 %. Khi động cơ hoạt động ở dải tốc độ trung bình (5000–6250 v/ph), các nhiên liệu E0–E10 vẫn duy trì khả năng giảm phát thải ở mức HC 15 %. Tuy nhiên, E85 và E100 tiếp tục thể hiện hiệu quả vượt trội, giảm xuống một cách ấn tượng cụ thể thấp hơn tới 70% so với xăng. Tuy nhiên ở dải tốc độ cao mặc dù có sự suy giảm HC ở mức khoảng 14% đối với E5/E10 ở 7500 v/ph cùng với đó là sự gia tăng đáng kể ở 8750 v/ph. Trong khi đó, nhiên liệu giàu cồn như E85/E100 cho thấy sự giảm mạnh mẽ xuống đạt mức HC thấp nhất khoảng 75% so với E0, minh chứng rõ ràng khi thêm cồn vào hỗn hợp, nó cung cấp thêm oxy cho quá trình đốt cháy và tạo nên “hiệu ứng làm loãng” (‘leaning effect’). Điều này có nghĩa động cơ sẽ hoạt động ở điều kiện hỗn hợp loãng hơn, gần với đốt cháy lý thuyết hơn khi hàm lượng cồn tăng lên. Kết quả cuối cùng là quá trình cháy diễn ra tốt hơn; do đó, lượng khí HC giảm dần khi hàm lượng ethanol tăng.

4.4.3. Đánh giá áp suất trong xy lanh



Hình 4.16. Áp suất trong xy lanh tại tốc độ 2500 v/ph khi sử dụng nhiên liệu E0, E5, E10, E85, E100 ở điều kiện toàn tải

Hình 4.16 cho thấy sự suy giảm áp suất rõ rệt khi tăng lượng còi trong hỗn hợp nhiên liệu. Hiện tượng này xuất phát từ ba nguyên nhân chủ yếu: nhiệt trị của còi thấp hơn xăng, hiệu ứng làm mát do bốc hơi, và thay đổi tốc độ cháy của hỗn hợp. Trước hết, còi có nhiệt trị thấp hơn xăng khoảng 25–30 %, tức là mỗi đơn vị thể tích hoặc khối lượng nhiên liệu chứa ít năng lượng hơn so với xăng thuần. Khi pha thêm còi vào xăng, tổng năng lượng khả dụng trong mỗi chu kỳ giảm xuống tương ứng, dẫn đến áp suất nổ sinh ra trong buồng đốt thấp hơn. Trên đồ thị, E0 đạt áp suất cực đại xấp xỉ 48 bar, trong khi đó E5 đã giảm xuống 2,5 % chỉ còn khoảng 45 bar cùng với đó là E10 đã giảm xuống 4,3% so với động cơ nguyên bản điều này xảy ra là do khi có thêm còi vào hỗn hợp thì quá trình cháy sẽ bị thay đổi do ảnh hưởng bởi tính chất cháy của còi cùng với đó khi thêm còi vào hỗn hợp và sử dụng mô hình Multi – Wiebe nó sẽ kết hợp các hàm Wiebe của xăng và hàm Wiebe của còi làm thay đổi thời gian cháy của và góc đánh lửa của động cơ dẫn đến đường áp suất của E5 và E10 sẽ rộng hơn một chút so với E0. Ngoài ra đối với hỗn hợp giàu còi như E85 chỉ đạt khoảng 28 bar và E100 còn thấp hơn, quanh mức 25 bar tức khoảng 40 – 45%. Sự chênh lệch này thể hiện trực tiếp mối liên hệ giữa nhiệt trị nhiên liệu và áp suất sinh công trong chu trình động cơ. Do nhiệt trị thấp hơn nên ta có thể thấy được ở hình 4.20 IMEP áp suất hữu hiệu trung bình chỉ thị có xu hướng giảm mạnh khi tăng lượng còi lên do quá trình cháy giải phóng ít nhiệt hơn, áp suất cực đại trong xy lanh tại mỗi vòng tua giảm từ đó kéo theo làm công suất và torque giảm. Tuy nhiên, khi tỉ lệ còi cao (E85, E100), dù tốc độ cháy vẫn được duy trì tốt nhưng năng lượng thu được không đủ để bù trừ cho nhiệt trị thấp, dẫn đến đỉnh áp suất không chỉ thấp hơn mà còn trải rộng, thể hiện giai đoạn giãn nở kéo dài hơn và giảm áp chậm hơn.

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

KẾT LUẬN CHUNG :

Đề án đã hoàn thành các mục tiêu nghiên cứu đề ra, đồng thời đề xuất và kiểm chứng được phương án cải tạo động cơ xe gắn máy HONDA LEAD 2009 từ cấu hình sử dụng nhiên liệu xăng truyền thống sang vận hành với nhiên liệu xăng sinh học (E5, E10, E85, E100). Đề án đã đạt được các kết quả cụ thể như sau :

1. Mô hình động cơ xe HONDA LEAD 2009 khi sử dụng nhiên liệu xăng nguyên bản được xây dựng trên phần mềm Ricardo WAVE đã đạt được momen và công suất tối đa mà nhà sản xuất công bố từ đó phục vụ tốt cho công tác nghiên cứu.

2. Xây dựng được bộ thông số về lượng nhiên liệu cần thiết của các hỗn hợp nhiên liệu để đáp ứng phù hợp với khả năng vận hành của xe

3. Tính toán và kiểm chứng được vị trí lắp vòi phun hợp lý khi cải tạo động cơ xe HONDA LEAD 2009.

4. Đánh giá sự thay đổi về khả năng vận hành và mức độ phát thải của động cơ khi sử dụng các hỗn hợp nhiên liệu xăng sinh học.

Bài nghiên cứu đã chỉ ra rằng khi động cơ sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng còn thì với E5 và E10, sự sụt giảm về mô-men xoắn và công suất tương đối nhỏ, dao động từ 0,1% đến 4,9% đối với mô-men xoắn và 0,2% đến 1,0% đối với công suất trên toàn bộ dải tốc độ. Điều này cho thấy các hỗn hợp còn thấp này vẫn giữ được hiệu suất khá ổn định so với E0, đặc biệt ở tốc độ thấp và trung bình. Chỉ số áp suất hữu hiệu trung bình chỉ thị (IMEP) của E5 và E10 cũng chỉ giảm dưới 2%, mặc dù mức giảm sẽ rõ hơn ở tốc độ cao. Ngược lại, các hỗn hợp giàu còn như E85 và E100 cho thấy sự sụt giảm đáng kể hơn nhiều về hiệu suất. Mô-men xoắn giảm từ 1,7% đến 10,4%, trong khi công suất giảm từ 0,04% đến 11,9% trên toàn bộ dải tốc độ. Sự giảm mạnh này là do việc IMEP bị giảm lớn, từ 2,5% đến 10,4%, làm ảnh hưởng đáng kể đến khả năng sinh công của động cơ. Lý do chính cho sự giảm hiệu suất này là do nhiệt trị của còn thấp hơn đáng kể so với xăng, đòi hỏi động cơ phải tiêu thụ một lượng nhiên liệu lớn hơn để tạo ra cùng một mức năng lượng, dẫn đến tăng mức tiêu hao nhiên liệu.

Sử dụng nhiên liệu pha còn (E5, E10, E85, E100) có tác động tích cực đáng kể đến lượng khí thải so với xăng nguyên bản. Phát thải CO giảm rõ rệt khi tăng tỷ lệ còn. Với E5 và E10, lượng CO giảm ấn tượng từ 15% đến 56,45% trên toàn bộ dải tốc độ. Các

hỗn hợp giàu cồn như E85 và E100 thậm chí còn giảm mạnh hơn, từ 20% đến 80,56%. Sự giảm này là do oxy trong cồn giúp quá trình cháy diễn ra hoàn hảo hơn, đồng thời cồn có nồng độ carbon thấp và khả năng hòa trộn nhiên liệu tốt hơn. Về phát thải NO_x, E5 và E10 có thể giảm khoảng 15% ở tốc độ thấp và duy trì mức giảm đáng kể ở tốc độ cao hơn. Đặc biệt, E85 và E100 cho thấy mức giảm NO_x vượt trội, lên đến 72,4% đến 84,6% trên hầu hết các dải tốc độ. Lượng phát thải HC đối với các hỗn hợp E5 và E10 (tương ứng 5–10% cồn), lượng HC giảm chỉ khoảng 8–12% so với xăng nguyên chất. Tuy nhiên, khi tỷ lệ cồn được nâng lên tới 85%, mức giảm HC tăng vọt, đạt khoảng 60%, nhờ lượng oxy bổ sung và hiệu ứng làm mát của ethanol cải thiện hiệu quả cháy. Đặc biệt, với nhiên liệu E100 (100% ethanol), lượng HC có thể giảm tới 70–75%, cho thấy khả năng giảm phát thải HC tối ưu khi sử dụng ethanol nguyên chất.

5. Kết quả của đề án có thể làm nguồn tham khảo cho các nghiên cứu và ứng dụng cải tạo từ động cơ truyền thống sang động cơ sử dụng nhiên liệu linh hoạt từ đó góp phần thúc đẩy con đường phát triển nguồn nhiên liệu sinh học.

HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI :

Trong thời gian tới, nghiên cứu có thể được phát triển và hoàn thiện theo một số hướng sau :

1. Nghiên cứu xây dựng bản đồ đánh lửa phù hợp với từng tỷ lệ xăng – cồn để cải thiện hiệu suất cháy. Kết hợp mô phỏng và thực nghiệm để tinh chỉnh góc đánh lửa tối ưu cho từng loại nhiên liệu.

2. Nghiên cứu các phụ gia để nâng cao hiệu quả của xăng sinh học có tỷ lệ cồn ethanol lớn khi sử dụng trên động cơ xăng.

3. Đánh giá khả năng tương thích vật liệu và độ bền động cơ khi sử dụng nhiên liệu giàu cồn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Paul O. Ukachi, Mathias Ekpu, Sunday C. Ikpeseni and Samuel O. Sada. ***“Effect of gasoline-ethanol blends on the performance of a four stroke engine using Ricardo Wave software”***. Department of Mechanical Engineering, Delta State University, Abraka, Nigeria, 21 January 2024.
- [2]. S. Phuangwongtrakul, K. Wannatong, T. Laungnarutai and W. Wechsator (2013). ***“Suitable Ignition Timing and Fuel Injection Duration for Ethanol-Gasoline Blended Fuels in a Spark Ignition Internal Combustion Engine”***. ISBN: 978-981-07-7021-1 doi:10.3850/978981-07-7021-1_49.
- [3]. Yeliana, C. Cooney, J. Worm, D. Michalek, J. Naber. ***“Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in Ethanol – Gasoline fuelled SI engine”***. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.15, No. 3 2008.
- [4]. Lê Văn Tuy, Trần Văn Nam, Huỳnh Bá Vang (2010). ***“Nghiên cứu thử nghiệm hao mòn động cơ chạy xăng pha cồn”***. Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Đại học Bách khoa Đà Nẵng, số 4/2010.
- [5]. Võ Tấn Châu, Nguyễn Quốc Sỹ, Trần Anh Tuấn, Trần Văn Nguyên, Nguyễn Minh Trung, Cao Lê Hoàng Hiệp, Dương Trực Nhân. ***“Nghiên cứu cải tiến hệ thống nhiên liệu động cơ xe gắn máy ứng dụng nhiên liệu ethanol”***. Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Số 52A, 2021.
- [6]. M. Al-Hasan (2003). ***“Effect of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission”***. Energy Conversion and Management 44 pp 1547 1561.
- [7]. Phạm Minh Tuấn, Lê Anh Tuấn, Nguyễn Duy Tiên, Nguyễn Thế Trục (2010). ***“Nghiên cứu hoàn thiện thiết kế và chế tạo hệ thống phun xăng điện tử thay thế cho hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hòa khí của động cơ xe máy”***. Đề tài cấp bộ mã số B2009-01 288.
- [8]. Trần Thanh Hải Tùng. ***“Tính toán động cơ đốt trong”***. Bộ môn Máy động lực, Khoa Cơ khí giao thông, ĐHBK ĐN.
- [9]. Smith, J. M., H.C. Van Ness, and M. M. Abbott. ***“Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics”***. 6th Edition. New York: McGraw-Hill Companies, 2001

- [10]. Hakan Bayraktar (2007). *“Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends”*. Renewable Energy 32 (2007) 758–771, Elsevier.
- [11]. Lee, Byung Ik, and Michael G. Kesler. *“Journal of the American Institute of Chemical Engineers”*. Vol. 21 (1975): 510-527.
- [12]. Lê Danh Quang (2014), Luận án Tiến sĩ: *“Nghiên cứu ảnh hưởng của phụ gia nhiên liệu sinh học E10 và D5 đến các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ”*. Viện Cơ khí Động Lực, Đại học Bách Khoa Hà Nội.
- [13]. Bùi Văn Ga, Cao Xuân Tuấn, Nguyễn Thị Thanh Xuân, Bùi Văn Hùng, Bùi Văn Tấn. *“Tính năng kinh tế kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ xe gắn máy sử dụng nhiên liệu LPG-Ethanol”*. Trường Đại học Bách khoa-Đại học Đà Nẵng, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật-Đại học Đà Nẵng, Trung tâm Đăng kiểm xe cơ giới Đà Nẵng, Performance and Emissions of Motorcycle Engine Fueled with LPG-Ethanol by Port Injection." CIGOS 2021, Emerging Technologies and Applications for Green Infrastructure. Springer, Singapore, 2022. 1673-1682.
- [14]. Nguyễn Khánh Tùng. *“Nghiên cứu thiết kế và chế tạo hệ thống phun nhiên liệu điện tử cung cấp xăng sinh học có tỷ lệ cồn etanol tới 100% (E100) cho động cơ ô tô và xe máy sử dụng nhiên liệu linh hoạt”*. Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Luận án tiến sĩ, 05/04/2018.
- [15]. Maria Cristina Cameretti, Roberta De Robbio and Marco Palomba. *“Numerical Analysis of Dual Fuel Combustion in a Medium Speed Marine Engine Supplied with Methane/Hydrogen Blends”*. Department of Industrial Engineering, University of Naples Federico II, Via Claudio 21, 80125 Naples, Italy.
- [16]. Công ty HONDA . *“SERVICE MANUAL LEAD 110”*. tài liệu của hãng Honda, 2009.
- [17]. Nguyễn Tuấn Nghĩa, Phạm Văn Đoàn. *“Ảnh hưởng của tỉ lệ Ethanol đến tính năng và phát thải của động cơ 1 xy lanh đang lưu hành”*. Tạp chí KHOA HỌC CÔNG NGHỆ HÀNG HẢI, số 71 (8-2022).
- [18]. Wanli Liu, Mostafa Safdari Shadloo, Iskander Tlili, Akbar Maleki, Quang-Vu Bach. *“The effect of alcohol–gasoline fuel blends on the engines performances and emissions”*. FUEL, Volume 276, 15 September 2020.
- [19]. *“2009 HONDA LEAD110 Đặc điểm kỹ thuật”*. webike, Link truy cập website: <https://www.ultimatespecs.com/motorcycles-specs/honda/honda-lead-110-2009> [truy cập: 19/03/2025].
- [20]. Martin Adrian Bouton-Saunders. *“A study into the Performance and Efficiency Effects of using High-Ethanol Fuel in a Conventional Spark Ignition Engine”*.

Individual Engineering Project/ENG61010 Report, School of Digital, Technologies and Arts - Staffordshire University, May 2023.

[21]. Amit Kumar Thakur & Ajay Kumar Kaviti. **“Progress in regulated emissions of ethanol-gasoline blends from a spark ignition engine”**. Biofuels, May 2018.

[22]. Cho-Yu Lee ,Dai-Quy Vo and Yong-Jie Chen. **“Potential for twin spark plug configurations to improve emissions and fuel economy”**. International J of Engine Research, 2024, Vol. 25(4) 690–704.

[23]. Amit Pal. **“Blending of Ethanol in Gasoline:Impact on SI Engine Performance and Emissions”**. International Journal of Thermal Technologies, E-ISSN 2277 – 4114.

[24]. George Richards, Nate Weiland, Pete Strakey. **“Combustion Strategies for Syngas and High-Hydrogen fuel”**. Link truy cập trang web :

<https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/32.pdf#:~:text=Thermal%20NOx%20is%20formed%20by,to%20limit%20residence%20time%20to> [Truy cập: 10/05/2025].

[25]. Hakan Bayraktar. **“Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines”**. Renewable Energy , September 2005.

[26]. Lê Anh Tuấn (2012), Báo cáo tổng kết đề tài **“Nghiên cứu khả năng tương thích của động cơ nổ thể hệ cũ sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ etanol E100 lớn hơn 5%”**, đề tài cấp nhà nước, mã số ĐT.06.11/NLSH, Trường ĐH Bách khoa Hà Nội.

[27]. Ben Moxey, Alasdair Cairns, Hua Zhao. **“A Comparison of the Burning Characteristics of Iso-Octane and Ethanol Fuels in an Optical SI Engine”**. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 20, No. 2 2013.

[28]. **“Alcohol fuel”**. Link truy cập trang web :

https://en.wikipedia.org/wiki/Alcohol_fuel#:~:text=octane%20rating%20%2C%20with%20ethanol,ignition%20engine%20fuel%2C%20both%20alcohols.

[Truy cập: 10/05/2025].

PHỤ LỤC 1 : CÁC THÔNG SỐ CỦA MÔ HÌNH MÔ PHÒNG

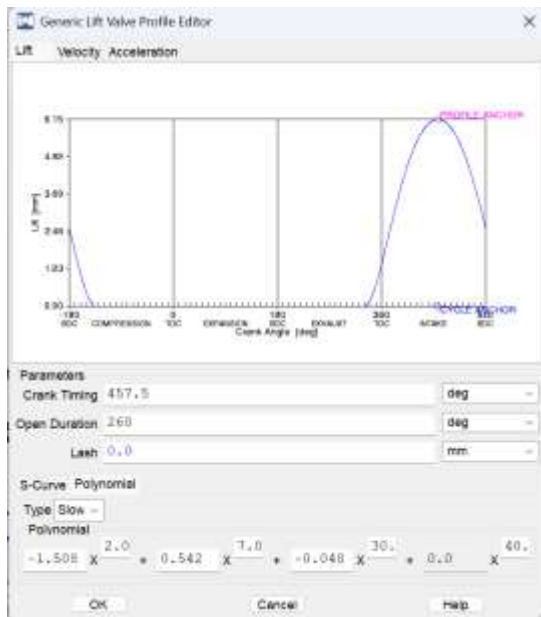
Phụ lục 1.1. Thông số cho phân tử xy lanh (cylinder) và khối động cơ (engine block)

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	bore (đường kính xi lanh)	mm	50	
2	stroke (hành trình piston)	mm	55	
3	Chiều dài thanh truyền (Connecting Rod Length)	mm	92.7	
4	tỉ số nén (Compression ratio)	-	11,0:1	
5	Độ lệch của đường tâm xy lanh so với tâm trục khuỷu (Piston pin offset)	mm	0	
6	Kiểu động cơ (engine type)	-	-	Spark Ignition
7	Số kỳ (Strokes per cycle)	-	4	
8	Số xy lanh (number of cylinder)	-	1	
9	Số van (number of valve)	-	2	
10	Piston Top Temperature	K	525	
11	Cylinder liner Temperature	K	500	
12	Cylinder head Temperature	K	550	
13	Intake Vavle Temperature	K	400	
14	Exhaust Vavle Temperature	K	450	

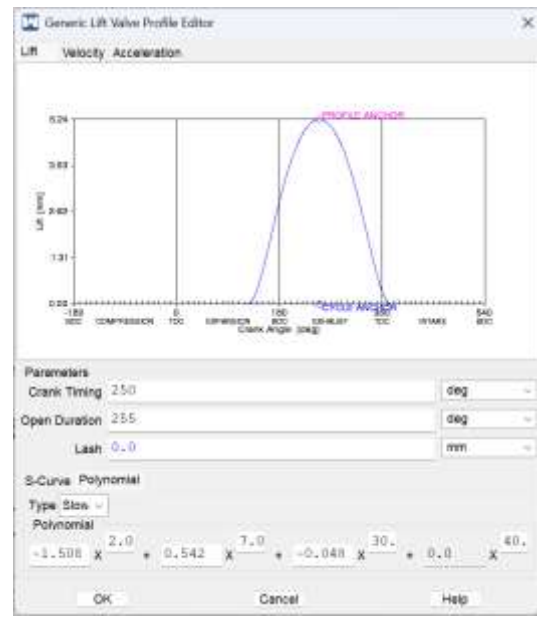
Phụ lục 1.2. Thông số cho hệ thống phân phối khí

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Đường kính tham chiếu của xupap nạp (Reference Diameter IN)	mm	27.5	
2	Đường kính trao đổi nhiệt của xupap nạp (Heat Transfer Diameter IN)	mm	27.5	
3	Đường kính tham chiếu của xupap thải (Reference Diameter EX)	mm	24	
4	Đường kính trao đổi nhiệt của xupap thải (Heat Transfer Diameter EX)	mm	24	
5	Độ nâng lớn nhất valve nạp (maximum lift)	mm	6,15	
6	Độ nâng lớn nhất valve thải (maximum lift)	mm	5,24	

- Tạo hồ sơ nâng van (lift profile) :



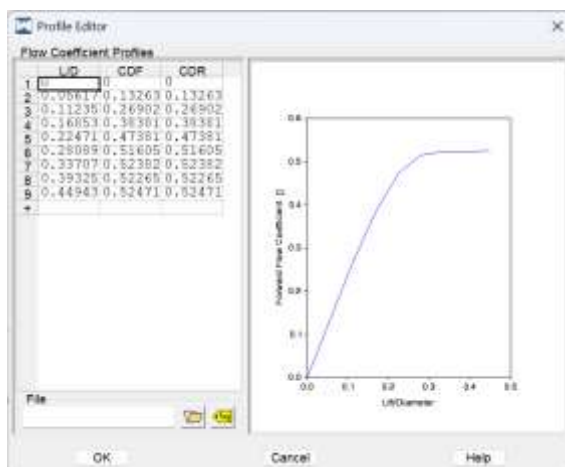
Hồ sơ nâng van nạp



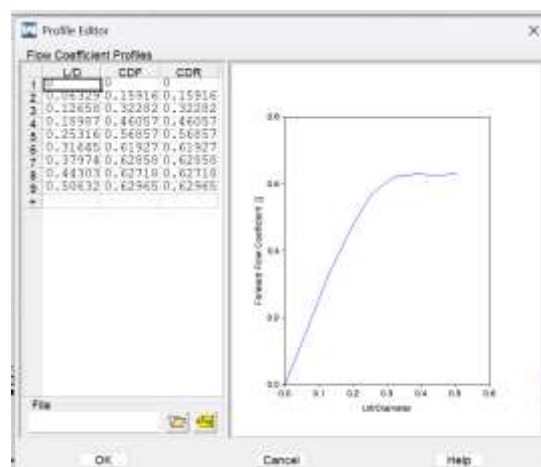
Hồ sơ nâng van thải

- Tạo hồ sơ hệ số lưu lượng (flow coefficient)

Hồ sơ này được tham khảo từ những động cơ có cùng dung tích xi lanh :



Hồ sơ hệ số lưu lượng van nạp

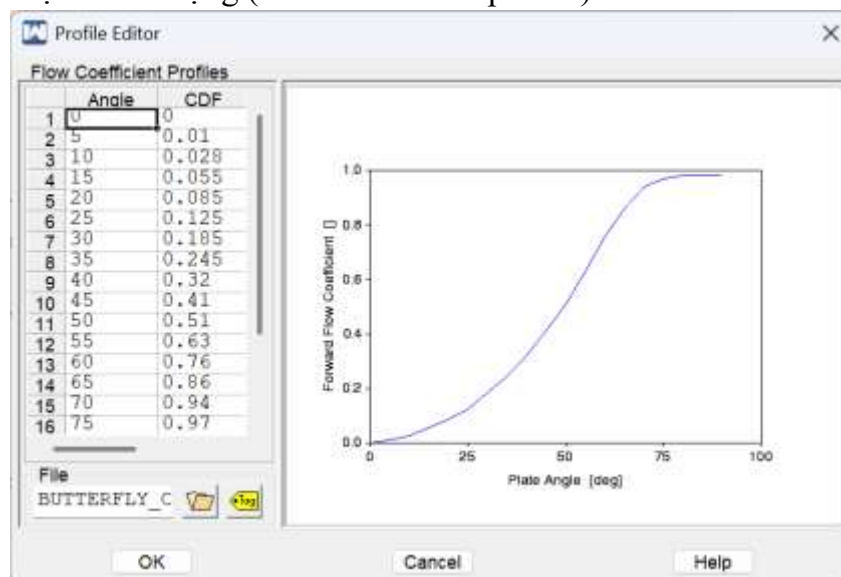


Hồ sơ hệ số lưu lượng van thải

Phụ lục 1.3. Thông số cho phần tử bướm ga

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Bore Diameter (đường kính van)	mm	23	
2	Shaft Diameter (đường kính trục của van bướm)	mm	3	
3	Minimum Plate Angle (góc mở tối đa của van khi đóng)	mm	5	

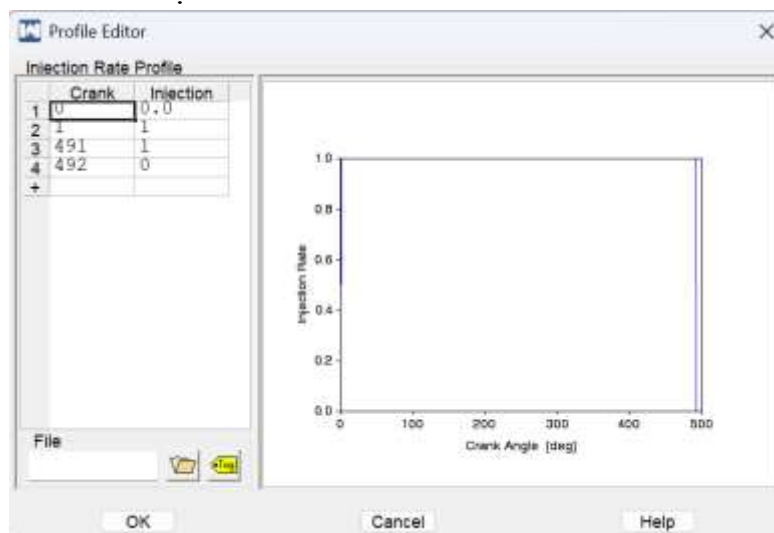
- Tạo hồ sơ hệ số lưu lượng (flow coefficient profile) :



Phụ lục 1.4. thông số cho phân từ vòi phun

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Lưu lượng phun (injection rate)	Kg/s	m_f	Hệ số này được biểu diễn ở phụ lục 2
2	Góc bắt đầu phun	o	-25	
3	Vị trí lắp vòi phun (đối với vòi phun xăng)	mm	65	
4	Vị trí lắp vòi phun (đối với vòi phun côn)	mm	35	
5	Nhiệt độ hòa trộn	K	300	
6	Phần phân số nhiên liệu bay hơi sau khi phun (liquid fraction evaporated after injection)		0,3	

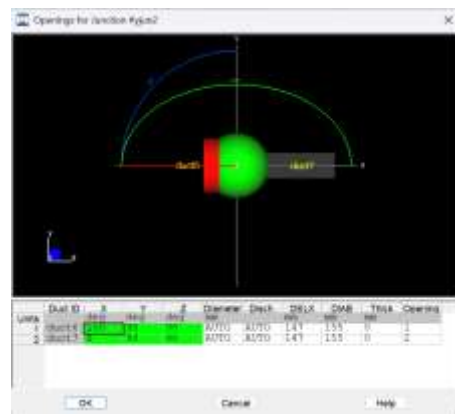
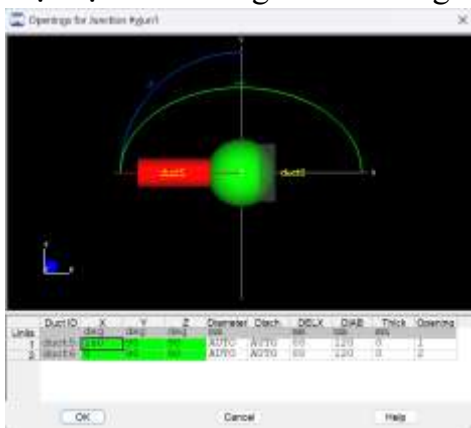
- Tạo hồ sơ phun nhiên liệu :



Phụ lục 1.5. Thông số cho phần tử bộ lọc khí

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
1	Đường kính bộ lọc (Diameter)	mm	65	Được tính bằng pp quy về cùng thể tích
2	Thể tích khoang 1 (Volume)	l	1,152	
3	Diện tích ma sát bề mặt khoang 1 (skin friction area)	mm ²	13273,2	
4	Thể tích khoang 2 (Volume)	l	1,952	
5	Diện tích ma sát bề mặt khoang 2 (skin friction area)	mm ²	13273,2	
6	Đường kính lưới lọc	mm	65	

- Cài đặt hệ số kết nối giữa 2 khoang



Phụ lục 1.6. Thông số hình học cho phần tử đường ống nạp đến ống thải (duct)

• Đối với đường ống nạp (duct)

	Đơn vị	Đường kính trái	Đường kính phải	Độ dày	Chiều dài
Duct 1	mm	25	25	3	70
Duct 2	mm	27,5	27,5	4	40
Duct 5	mm	30	28	-	20
Duct 7	mm	25	25	3	88
Duct 8	mm	25	25	3	60
Duct 17	mm	25	23	3	50
Duct 9	mm	23	23	3	65
Duct 10	mm	23	23	3	35

Duct 11	mm	23	25	3	35
---------	----	----	----	---	----

- Đối với đường ống thải (duct)

	Đơn vị	Đường kính trái	Đường kính phải	Độ dày	Chiều dài
Duct 3	mm	24	24	4	40
Duct 4	mm	24	22	2	50
Duct 12	mm	22	22	2	85
Duct 14	mm	22	22	2	85
Duct 15	mm	22	22	2	125
Duct 16	mm	22	22	2	50
Duct 13	mm	22	25	-	30

Phụ lục 1.7. Điều kiện ban đầu của đường ống nạp và ống thải.

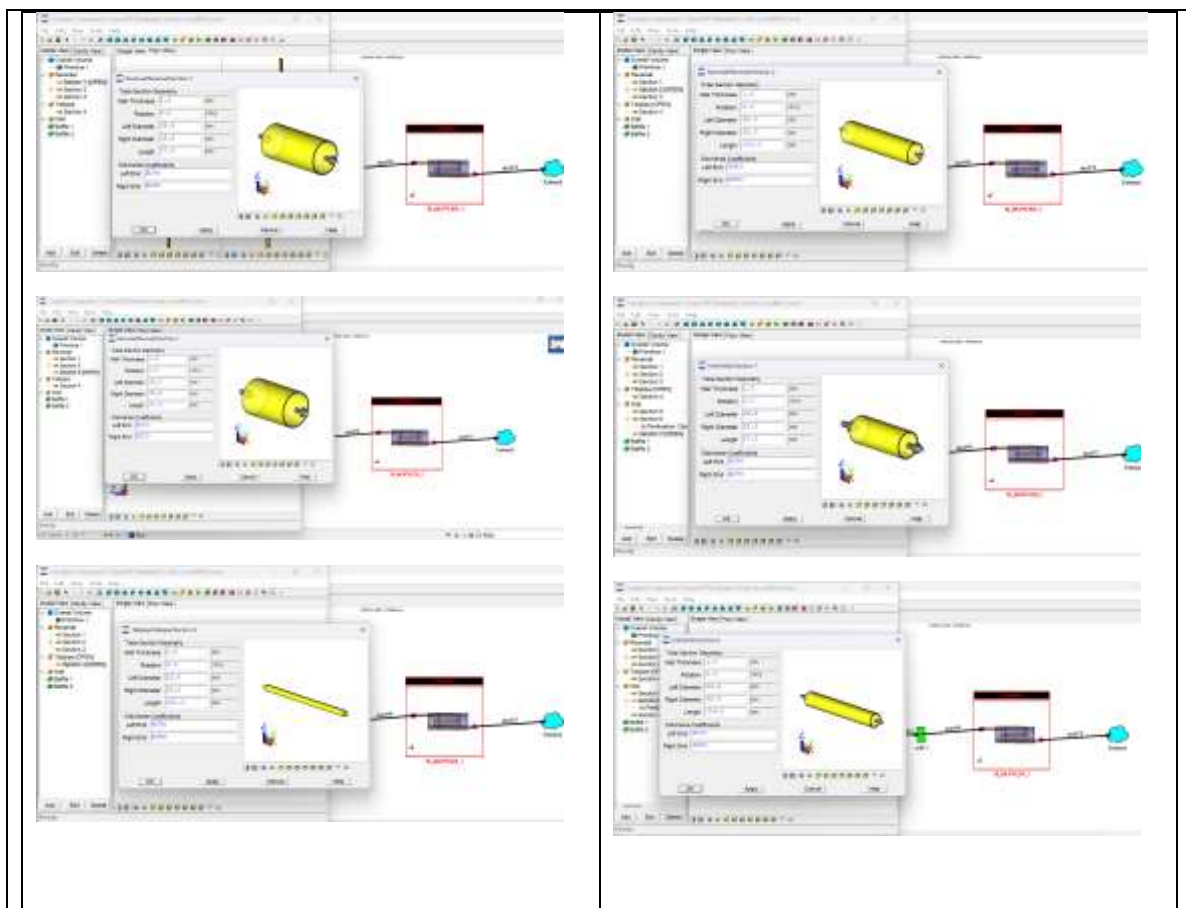
- Đối với đường ống nạp (duct)

	Hệ số tổn thất	Hệ số truyền nhiệt thành ống	Áp suất (bar)	Nhiệt độ (K)	Nhiệt độ thành ống (K)
Duct 1	0	1.5	1	300	300
Duct 2	0	1.825	1	300	300
Duct 5	0	1.5	1	300	300
Duct 7	0	1.5	1	300	300
Duct 8	0	1.5	1	300	300
Duct 17	0	1.5	1	300	300
Duct 9	0	1.5	1	300	300
Duct 10	0	1.5	1	300	300
Duct 11	0	1.5	1	300	300

- Đối với đường ống thải (duct)

	Hệ số tổn thất	Hệ số truyền nhiệt thành ống	Áp suất (bar)	Nhiệt độ (K)	Nhiệt độ thành ống (K)
Duct 3	0	1.27	1.05	400	400
Duct 4	0	1.5	1.05	400	400
Duct 12	0	1.5	1.05	400	400
Duct 14	0	1.5	1.05	400	400
Duct 15	0	1.5	1.05	400	400
Duct 16	0	1.5	1.05	400	400
Duct 13	0	1.5	1.05	400	400

Phụ lục 1.8. thông số cho phần tử ống bô



PHỤ LỤC 2 : BẢNG TÍNH LƯU LƯỢNG PHUN NHIÊN LIỆU

Phụ lục 2.1 Tổng lưu lượng phun tính bằng phương pháp tính lượng phun theo AFR ở chế độ toàn tải

- Tổng lưu lượng phun theo tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu:

tốc độ động cơ (v/ph)	m_f (Kg / s)				
	E0	E5	E10	E85	E100
2500	0.0001582	0.0001615	0.000165	0.000241	0.0002655
3750	0.000255	0.0002602	0.000266	0.0003883	0.00042775
5000	0.0003477	0.0003549	0.000362	0.0005296	0.000583444
6250	0.0004542	0.0004636	0.000473	0.0006918	0.000762083
7500	0.0005333	0.0005443	0.000556	0.0008123	0.000894833
8750	0.0005812	0.0005932	0.000606	0.0008851	0.000975139

Phụ lục 2.2. Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun xăng và còn được tính theo AFR ở chế độ toàn tải

- Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun :

Tốc độ động cơ (v/ph)	$m_f (Kg / s)$											
	E0		E5		E10		E85		E100			
	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn		
2500	0.0001582	0	0.00015343	8.07536E-06	0.000148416	1.64907E-05	3.615E-05	0.000205	0	0.0002655		
3750	0.000255	0	0.0002472	1.30103E-05	0.000239115	2.65683E-05	5.824E-05	0.00033	0	0.0004278		
5000	0.0003477	0	0.00033717	1.77459E-05	0.000326149	3.62388E-05	7.944E-05	0.00045	0	0.0005834		
6250	0.0004542	0	0.00044041	2.31793E-05	0.000426009	4.73344E-05	0.0001038	0.000588	0	0.0007621		
7500	0.0005333	0	0.00051712	2.7217E-05	0.000500217	5.55797E-05	0.0001218	0.00069	0	0.0008948		
8250	0.0005812	0	0.00056353	2.96595E-05	0.000545109	6.05676E-05	0.0001328	0.000752	0	0.0009751		

Phụ lục 2.3 Tổng lưu lượng phun tính bằng phương pháp tính lưu lượng phun theo AFR ở chế độ không tải

- Tổng lưu lượng phun theo tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu:

Tốc độ động cơ (v/ph)	m_f (Kg / s)					
	E0	E5	E10	E85	E100	
1500	3.99952E-05	4.082E-05	4.16789E-05	6.091E-05	6.71031E-05	
1600	4.33628E-05	4.4257E-05	4.51883E-05	6.6039E-05	7.27532E-05	
1700	4.63807E-05	4.7337E-05	4.83332E-05	7.0635E-05	7.78165E-05	
1800	4.86098E-05	4.9612E-05	5.06561E-05	7.403E-05	8.15564E-05	
1900	4.95756E-05	5.0598E-05	5.16627E-05	7.5501E-05	8.31769E-05	
2000	5.00155E-05	5.1047E-05	5.2121E-05	7.6171E-05	8.39149E-05	
2100	4.99931E-05	5.1024E-05	5.20977E-05	7.6137E-05	8.38773E-05	
2200	5.06789E-05	5.1724E-05	5.28123E-05	7.7181E-05	8.50279E-05	
2300	5.11776E-05	5.2233E-05	5.33321E-05	7.7941E-05	8.58647E-05	
2400	5.23606E-05	5.344E-05	5.45648E-05	7.9742E-05	8.78494E-05	
2500	5.32927E-05	5.4391E-05	5.55362E-05	8.1162E-05	8.94133E-05	

Phụ lục 2.4 Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun tính bằng phương pháp tính lượng phun theo AFR ở chế độ không tải

Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun :

Tốc độ động cơ	$m_f (Kg / s)$											
	E0		E5		E10		E85		E100			
	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn		
1500	4E-05	0	3.88E-05	2E-06	3.8E-05	4.17E-06	9.1E-06	5.2E-05	0	6.71E-05		
1600	4.3E-05	0	4.2E-05	2E-06	4.1E-05	4.52E-06	9.9E-06	5.6E-05	0	7.28E-05		
1700	4.6E-05	0	4.5E-05	2E-06	4.3E-05	4.83E-06	1.1E-05	6E-05	0	7.78E-05		
1800	4.9E-05	0	4.71E-05	2E-06	4.6E-05	5.07E-06	1.1E-05	6.3E-05	0	8.16E-05		
1900	5E-05	0	4.81E-05	3E-06	4.6E-05	5.17E-06	1.1E-05	6.4E-05	0	8.32E-05		
2000	5E-05	0	4.85E-05	3E-06	4.7E-05	5.21E-06	1.1E-05	6.5E-05	0	8.39E-05		
2100	5E-05	0	4.85E-05	3E-06	4.7E-05	5.21E-06	1.1E-05	6.5E-05	0	8.39E-05		
2200	5.1E-05	0	4.91E-05	3E-06	4.8E-05	5.28E-06	1.2E-05	6.6E-05	0	8.5E-05		
2300	5.1E-05	0	4.96E-05	3E-06	4.8E-05	5.33E-06	1.2E-05	6.6E-05	0	8.59E-05		
2400	5.2E-05	0	5.08E-05	3E-06	4.9E-05	5.46E-06	1.2E-05	6.8E-05	0	8.78E-05		
2500	5.3E-05	0	5.17E-05	3E-06	5E-05	5.55E-06	1.2E-05	6.9E-05	0	8.94E-05		

Phụ lục 2.5 Tổng lưu lượng phun tính bằng phương pháp giữ tổng năng lượng cháy không đổi ở chế độ không tải

- Tổng lưu lượng phun theo tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu:

Tốc độ động cơ (v/ph)	$m' \text{ (kg/s)}$					
	E0	E5	E10	E30	E85	E100
1500	4E-05	4.079E-05	4.16E-05	4.53E-05	5.969E-05	6.537E-05
1600	4.336E-05	4.422E-05	4.51E-05	4.91E-05	6.471E-05	7.087E-05
1700	4.638E-05	4.73E-05	4.83E-05	5.25E-05	6.922E-05	7.58E-05
1800	4.861E-05	4.957E-05	5.06E-05	5.5E-05	7.254E-05	7.944E-05
1900	4.958E-05	5.056E-05	5.16E-05	5.61E-05	7.398E-05	8.102E-05
2000	5.002E-05	5.101E-05	5.2E-05	5.66E-05	7.464E-05	8.174E-05
2100	4.999E-05	5.098E-05	5.2E-05	5.66E-05	7.461E-05	8.171E-05
2200	5.068E-05	5.168E-05	5.27E-05	5.74E-05	7.563E-05	8.283E-05
2300	5.118E-05	5.219E-05	5.32E-05	5.79E-05	7.637E-05	8.364E-05
2400	5.236E-05	5.34E-05	5.45E-05	5.93E-05	7.814E-05	8.557E-05
2500	5.329E-05	5.435E-05	5.54E-05	6.03E-05	7.953E-05	8.71E-05

Phụ lục 2.6 Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun tính bằng phương pháp giữ tổng năng lượng cháy không đổi ở chế độ không tải

Lưu lượng phun tại mỗi vòi phun :

Tốc độ động cơ	m_f (Kg / s)											
	E0		E5		E10		E85		E100			
	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn	Vp xăng	Vp còn		
1500	4E-05	0	3.87E-05	2.03934E-06	3.74E-05	4.16E-06	9E-06	5.07E-05	0	6.5E-05		
1600	4.3E-05	0	4.2E-05	2.21105E-06	4.06E-05	4.51E-06	9.7E-06	5.5E-05	0	7.1E-05		
1700	4.6E-05	0	4.49E-05	2.36493E-06	4.34E-05	4.83E-06	1E-05	5.88E-05	0	7.6E-05		
1800	4.9E-05	0	4.71E-05	2.47859E-06	4.55E-05	5.06E-06	1.1E-05	6.17E-05	0	7.9E-05		
1900	5E-05	0	4.8E-05	2.52784E-06	4.64E-05	5.16E-06	1.1E-05	6.29E-05	0	8.1E-05		
2000	5E-05	0	4.85E-05	2.55027E-06	4.68E-05	5.2E-06	1.1E-05	6.34E-05	0	8.2E-05		
2100	5E-05	0	4.84E-05	2.54912E-06	4.68E-05	5.2E-06	1.1E-05	6.34E-05	0	8.2E-05		
2200	5.1E-05	0	4.91E-05	2.58409E-06	4.75E-05	5.27E-06	1.1E-05	6.43E-05	0	8.3E-05		
2300	5.1E-05	0	4.96E-05	2.60952E-06	4.79E-05	5.32E-06	1.1E-05	6.49E-05	0	8.4E-05		
2400	5.2E-05	0	5.07E-05	2.66984E-06	4.9E-05	5.45E-06	1.2E-05	6.64E-05	0	8.6E-05		
2500	5.3E-05	0	5.16E-05	2.71737E-06	4.99E-05	5.54E-06	1.2E-05	6.76E-05	0	8.7E-05		

