

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH



CAO HUỖNH MINH HIỂU

**ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA THỜI ĐIỂM
PHUN NHIÊN LIỆU DME VÀ HỖN HỢP DME-
DIESEL NO.2 ĐẾN ĐẶC TÍNH VẬN HÀNH CỦA
ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ

Ngành: Kỹ thuật ô tô

Mã số: 8520130

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH



CAO HUỠNH MINH HIẾU

**ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA THỜI ĐIỂM
PHUN NHIÊN LIỆU DME VÀ HỖN HỢP DME-
DIESEL NO.2 ĐẾN ĐẶC TÍNH VẬN HÀNH CỦA
ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N**

ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ

Ngành: Kỹ thuật ô tô

Mã số: 8520130

NGƯỜI HƯỚNG DẪN: TS. LÊ VĂN VANG

TS. TRƯƠNG THANH HẢI

Thành phố Hồ Chí Minh, tháng 10 năm 2025

BỘ XÂY DỰNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Số: 251020-12/QĐ-UTH-SĐH

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

TP. Hồ Chí Minh, ngày 20 tháng 10 năm 2025

QUYẾT ĐỊNH

Về việc thành lập Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ

HIỆU TRƯỞNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH

Căn cứ Quyết định số 66/2001/QĐ-TTg ngày 26/4/2001 của Thủ tướng Chính phủ về việc thành lập Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh;

Căn cứ Quy chế Tổ chức và hoạt động của Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh ban hành theo Nghị quyết số 14/NQ-HĐTDHGTVT ngày 11/01/2021 của Hội đồng Trường;

Căn cứ Quy chế tuyển sinh và đào tạo trình độ thạc sĩ ban hành kèm theo Quyết định số 33/QĐ-ĐHGTVT ngày 12/01/2022 của Hiệu trưởng Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh;

Căn cứ Quyết định số 250303-03/QĐ-UTH-SĐH ngày 03 tháng 3 năm 2025 của Hiệu trưởng Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh về việc giao đề tài tốt nghiệp đối với các lớp chương trình đào tạo thạc sĩ;

Theo đề nghị của Viện trưởng Viện Đào tạo sau đại học.

QUYẾT ĐỊNH:

Điều 1. Thành lập Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ ngành Kỹ thuật ô tô (mã số 8520130) đối với học viên **Cao Huỳnh Minh Hiếu** với đề tài: “Đánh giá ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2 đến đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N”, người hướng dẫn: TS. Lê Văn Vang; TS. Trương Thanh Hải, gồm các ông (bà) có tên sau:

1. TS. Hoàng Văn Sĩ	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Chủ tịch Hội đồng;
2. PGS.TS. Đoàn Văn Đồng	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên, phản biện;
3. PGS.TS. Lê Hữu Sơn	Trường ĐH Văn Lang	Ủy viên, phản biện;
4. TS. Phạm Văn Chiến	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên;
5. TS. Đỗ Việt Dũng	Trường ĐH GTVT TP.HCM	Ủy viên, thư ký.

Điều 2. Quyết định có hiệu lực kể từ ngày ký. Các ông (bà) Viện trưởng Viện Đào tạo sau đại học, Trưởng phòng Kế hoạch - Tài vụ và ông (bà) có tên tại Điều 1 chịu trách nhiệm thi hành Quyết định này./.

Nơi nhận:

- Như Điều 2;
- Hiệu trưởng (để b/c);
- Lưu: VT, VĐTSDH (Tú: 05b).



NGUYỄN VĂN VANG

**ĐỀ ÁN TỐT NGHIỆP THẠC SĨ ĐƯỢC HOÀN THÀNH TẠI
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

Đại diện người hướng dẫn: TS. Lê Văn Vang

TS. Trương Thanh Hải



Đề án tốt nghiệp thạc sĩ được bảo vệ tại Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh ngày 27 tháng 10 năm 2025

Thành phần Hội đồng đánh giá đề án tốt nghiệp thạc sĩ gồm:

- | | |
|--------------------------|---------------------|
| 1. TS. Hoàng Văn Sĩ | Chủ tịch Hội đồng; |
| 2. PGS.TS. Đoàn Văn Đồng | Ủy viên, phản biện; |
| 3. PGS. TS. Lê Hữu Sơn | Ủy viên, phản biện; |
| 4. TS. Phạm Văn Chiến | Ủy viên; |
| 5. TS. Đỗ Việt Dũng | Ủy viên, thư ký. |

CHỦ TỊCH HỘI ĐỒNG

LỜI CAM ĐOAN

Tôi xin khẳng định rằng đề án tốt nghiệp thạc sĩ với đề tài “*Đánh giá ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME-DIESEL No.2 đến đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N*” là công trình nghiên cứu độc lập của tôi, được thực hiện dưới sự hướng dẫn khoa học của TS. Lê Văn Vang và TS. Trương Thanh Hải.

Toàn bộ số liệu, kết quả mô phỏng và nội dung trình bày trong đề án đều trung thực, được thực hiện một cách minh bạch, và không sao chép từ bất kỳ nguồn nào mà không có trích dẫn rõ ràng. Tôi chịu hoàn toàn trách nhiệm về tính chính xác và tính trung thực của các thông tin được nêu trong đề án.

Tôi cam kết rằng đề án này chưa từng được nộp để xét duyệt tại bất kỳ cơ sở đào tạo nào khác. Mọi sự hỗ trợ và đóng góp từ các cá nhân, tổ chức trong quá trình thực hiện đề án đã được ghi nhận đầy đủ trong phần lời cảm ơn.

Tôi xin gửi lời cảm ơn chân thành đến Hội đồng xét duyệt vì đã dành thời gian xem xét và đánh giá công trình nghiên cứu của tôi.

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 27 tháng 10 năm 2025

Học viên thực hiện



Cao Huỳnh Minh Hiếu

LỜI CẢM ƠN

Trước tiên, tôi xin gửi lời tri ân sâu sắc đến TS. Lê Văn Vang và TS. Trương Thanh Hải, hai người thầy đã tận tình hướng dẫn, định hướng và hỗ trợ tôi trong suốt quá trình thực hiện đề án tốt nghiệp thạc sĩ với đề tài “*Đánh giá ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME-DIESEL No.2 đến đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N*”. Sự tận tâm, kiến thức chuyên môn sâu rộng và những ý kiến đóng góp quý giá của hai thầy đã giúp tôi vượt qua nhiều thử thách để hoàn thiện công trình nghiên cứu này.

Tôi xin bày tỏ lòng biết ơn chân thành đến Trường Đại học Giao thông vận tải Thành phố Hồ Chí Minh, đặc biệt là Viện Đào tạo sau đại học, đã cung cấp điều kiện thuận lợi về cơ sở vật chất, tài liệu học thuật và môi trường nghiên cứu, tạo nền tảng vững chắc cho tôi hoàn thành đề án. Đồng thời, tôi xin cảm ơn các thầy cô trong khoa đã truyền đạt những kiến thức nền tảng giá trị, là hành trang quan trọng giúp tôi thực hiện nghiên cứu này.

Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn đến các bạn học viên lớp CO2301, những người bạn đồng hành đã chia sẻ kinh nghiệm, động viên và hỗ trợ tôi trong suốt hành trình học tập và nghiên cứu. Sự gắn bó và tinh thần đoàn kết của các bạn là nguồn động lực lớn lao giúp tôi vượt qua những áp lực trong quá trình thực hiện đề án.

Cuối cùng, tôi xin cảm ơn tất cả các cá nhân và tổ chức đã trực tiếp hoặc gián tiếp đóng góp vào quá trình thực hiện đề án, dù không thể nêu tên đầy đủ. Tôi hy vọng rằng công trình nghiên cứu này sẽ đóng góp một phần nhỏ vào sự phát triển của ngành Kỹ thuật Ô tô tại Việt Nam, đặc biệt trong việc thúc đẩy ứng dụng các loại nhiên liệu thay thế thân thiện với môi trường.

Xin trân trọng cảm ơn!

Tp. Hồ Chí Minh, ngày 27 tháng 10 năm 2025.

Học viên



Cao Huỳnh Minh Hiếu

MỤC LỤC

LỜI CAM ĐOAN	i
LỜI CẢM ƠN	ii
DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT	vi
DANH MỤC BẢNG BIỂU	iii
DANH MỤC HÌNH ẢNH	iv
MỞ ĐẦU.....	1
1. Tính cấp thiết của đề tài	1
2. Mục đích nghiên cứu của đề tài	2
2.1 Mục đích chung	2
2.2 Mục đích cụ thể:	2
3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....	3
3.1 Đối tượng nghiên cứu:	3
3.2 Phạm vi nghiên cứu:	3
4. Phương pháp nghiên cứu.....	3
4.1 Phương pháp lý thuyết:	3
4.2 Phương pháp nghiên cứu mô phỏng, tính toán:	4
5. Cơ sở khoa học và Ý nghĩa thực tiễn của đề tài	4
5.1 Cơ sở khoa học của đề tài	4
5.2 Ý nghĩa thực tiễn của đề tài	4
6. Bố cục của đề tài.....	5
CHƯƠNG 1: CƠ SỞ LÝ THUYẾT.....	6
1.1. Tổng quan nghiên cứu	6
1.1.1. Các nghiên cứu ngoài nước	6
1.1.2. Các nghiên cứu trong nước.....	6
1.1,3 Ứng dụng của phần mềm Diesel-RK trong các nghiên cứu khoa học về động cơ Diesel	7
1.1.4. Đánh giá kết quả đạt được và khoảng trống nghiên cứu	9
1.2. Cơ sở lý thuyết.....	9
1.2.1 Nguyên lý hoạt động của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N	9
1.2.2 Tổng quan về nhiên liệu trên động cơ Diesel	12

1.2.3 Quá trình cháy bên trong động cơ Diesel	17
1.2.4 Phần mềm Diesel-RK và ứng dụng trong nghiên cứu động cơ	21
KẾT LUẬN CHƯƠNG 1	24
CHƯƠNG 2: KHẢO SÁT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU	
DME ĐẾN THÔNG SỐ CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N	
.....	25
2.1 Quy trình thiết lập mô hình động cơ trong phần mềm Diesel-RK.....	25
2.1.1. Tổng quan về mô hình hóa động cơ Diesel trong phần mềm Diesel-RK.....	25
2.1.2. Các bước thiết lập mô hình động cơ WP2.3/WP2.3N.....	25
2.1.3. Các giả định trong mô hình	29
2.2 Thiết lập nhiên liệu DME trong phần mềm Diesel-RK.....	30
2.2.1. Các thông số đặc trưng của nhiên liệu DME trong Diesel-RK	30
2.2.2 Thiết lập các tỷ lệ pha trộn DME-Diesel trong Diesel-RK	31
2.3 Các thông số chính được nghiên cứu và điều chỉnh trong phần mềm Diesel-	
RK.....	37
2.3.1. Vai trò của việc lựa chọn thông số nghiên cứu	37
2.3.2. Các thông số nghiên cứu và lý do lựa chọn.....	37
2.4 Phương pháp mô phỏng và thu thập dữ liệu	39
2.4.1. Phương pháp mô phỏng tổng quát.....	39
2.4.2. Các bước tiến hành mô phỏng chi tiết	40
2.4.3. Các chỉ tiêu thu thập và phương pháp đánh giá.....	40
KẾT LUẬN CHƯƠNG 2	41
CHƯƠNG 3: PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA THỜI ĐIỂM PHUN NHIÊN	
LIỆU DME VÀ HỖN HỢP DME-DIESEL NO.2 ĐẾN ĐẶC TÍNH VẬN HÀNH	
CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N	42
3.1 Thiết kế mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu	
DME	42
3.1.1 Thiết kế mô phỏng	42
3.1.2 Kết Quả Mô Phỏng	43
3.2 Phân tích chi phí vận hành DME so với Diesel No.2	60
3.2.1. Chi phí nhiên liệu.....	60
3.2.2. Chi phí cải tiến hệ thống phun.....	61

3.2.3. Chi phí bảo trì	61
3.2.4. Lợi ích kinh tế từ giảm phát thải.....	61
3.2.5. Ứng dụng thực tế	61
3.3 Đánh giá về độ bền động cơ.....	62
3.3.1. Tác động của DME	63
3.3.2. Giải pháp cải tiến	63
3.3.3. Đề xuất thử nghiệm thực tế.....	65
3.3.4. Đánh giá tổng hợp.....	65
3.4 Phân tích tác động kinh tế – môi trường dài hạn và so sánh với các tiêu chuẩn mới	65
3.4.1. Phân tích Lifecycle Assessment (LCA) của DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2.....	65
3.4.2 Tác động kinh tế dài hạn.....	66
3.4.3 So sánh với tiêu chuẩn Euro VII và các nhiên liệu xanh khác	66
KẾT LUẬN CHƯƠNG 3	67
KẾT LUẬN	68
1. Kết Luận	68
2. Đề Xuất.....	69
3. Hạn chế của đề tài và hướng nghiên cứu tương lai.....	70
3.1 Hạn chế của đề tài.....	70
3.2 Hướng nghiên cứu tương lai	70
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	71

DANH MỤC TỪ VIẾT TẮT

TT	TỪ VIẾT TẮT	GIẢI NGHĨA
1	BDC	Bottom dead center (Điểm chết dưới)
2	BSFC	Brake specific fuel consumption (Suất tiêu hao nhiên liệu)
3	BTDC	Before top dead center (Trước điểm chết trên)
4	CO	Carbon monoxide (carbon monoxit)
5	cSt	Centistokes (Đơn vị đo độ nhớt)
6	Diesel No.2	Diesel number 2 (Nhiên liệu diesel số 2)
7	DME	Dimethyl Ether (đimetyl ete)
8	EGR	Exhaust gas recirculation (Hệ thống tuần hoàn khí thải)
9	EN 590	European standard 590 (Têu chuẩn nhiên liệu Diesel tại châu âu)
10	HC	Hydrocarbon (hydrocarbon)
11	LCA	Lifecycle assessment (Đánh giá vòng đời)
12	NO _x	Nitrogen oxides (oxit nitơ)
13	PM	Particulate matter (Muội than)
14	rpm	Revolutions per minute (vòng/phút)
15	TDC	Top dead center (Điểm chết trên)
16	WP2.3/WP2.3N	WP2.3/WP2.3N diesel engine (Động cơ diesel WP2.3/WP2.3N)

DANH MỤC BẢNG BIỂU

Bảng 1.1: Thông số kỹ thuật của động cơ WP2.3/WP2.3N	10
Bảng 1.2: So Sánh đặc tính hóa lý của Diesel No.2 và DME	14
Bảng 1.3: So sánh đặc tính các giai đoạn của sự cháy bên trong động cơ	20
Bảng 1.4: Bảng so sánh các nghiên cứu trên phần mềm Diesel-RK.....	8
Bảng 2.1: Các thông số thiết lập của động cơ WP2.3/WP2.3N của Diesel RK.....	25
Bảng 2.2: Các thông số thiết lập của DME trong Diesel RK.....	30
Bảng 2.3: Thông số đặc trưng của các hỗn hợp nhiên liệu	33
Bảng 2.4: Các thông số vận hành được nghiên cứu	37
Bảng 2.5: Dự kiến ảnh hưởng của thời điểm phun đến các chỉ tiêu vận hành.....	38
Bảng 2.6: Dự kiến ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu DME/Diesel đến các chỉ tiêu vận hành	39
Bảng 2.7: Quy trình mô phỏng chi tiết trong Diesel-RK	40
Bảng 3.1: Thông số tại góc phun 15° BTDC.....	49
Bảng 3.2: Công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, Tải 100%.....	50
Bảng 3.3: BSFC tại 3000 vòng/phút, Tải 100%.....	52
Bảng 3.4: Bảng thông số khí thải NO_x và PM tại 3000 vòng/phút, Tải 100%.....	54
Bảng 3.5: So sánh tổng quan các loại nhiên liệu và thông số khảo sát tại 15° BTDC..	58
Bảng 3.6: Bảng so sánh công suất và tiêu hao nhiên liệu kèm độ lệch chuẩn của các loại nhiên liệu thử nghiệm	59
Bảng 3.7: Bảng tóm tắt chi phí vận hành và lợi ích kinh tế (Xe tải nhẹ, 50,000 km/năm)	62
Bảng 3.8: Bảng tóm tắt độ bền động cơ và chi phí cải tiến.....	64

DANH MỤC HÌNH ẢNH

Hình 1.1: Động cơ WP2.3/WP2.3N	10
Hình 1.2: Cấu trúc phân tử DME	13
Hình 1.3: Biểu đồ này minh họa thời gian trì hoãn cháy trung bình của DME (0.75 ms, lấy trung bình từ 0.5–1 ms) so với Diesel No.2 (1.5 ms, lấy trung bình từ 1–2 ms),....	14
Hình 1.4: So sánh mức khí thải PM (đơn vị tương đối) của Diesel No.2, 20% DME-Diesel No.2, và 20% DME-Biodiesel.....	16
Hình 2.1: Giao diện nhập thông số động cơ trong phần mềm Diesel-RK.....	26
Hình 2.2: Sơ đồ cấu trúc hệ thống nạp động cơ WP2.3/WP2.3N	27
Hình 2.3: Sơ đồ cấu trúc hệ thống xả động cơ WP2.3/WP2.3N	28
Hình 2.4: Sơ đồ cấu trúc của kim phun cho động cơ WP2.3/WP2.3N	29
Hình 2.5: Nhóm nhiên liệu của Dimethyl Ether.....	30
Hình 2.6: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 100% DME trong Diesel RK.....	34
Hình 2.7: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 25% DME + 75% Diesel No.2	35
Hình 2.8: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 20% DME + 80% Diesel No.2	36
Hình 3.1: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 2000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 5°	44
Hình 3.2: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 2000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 5°	44
Hình 3.3: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 2000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 10°	45
Hình 3.4: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 2000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 10°	45
Hình 3.5: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 3000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 15°	46
Hình 3.6: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 3000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 15°	46
Hình 3.7: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 3000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 25°	47
Hình 3.8: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 3000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 25°	47

Hình 3.9: Biểu đồ công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, tải 100%.....	51
Hình 3.10: Biểu đồ công suất hiệu dụng theo góc phun sớm tại tải 100%	51
Hình 3.11: Biểu đồ BSFC tại 3000 vòng/phút, tải 100%.....	53
Hình 3.12: Biểu đồ BSFC tại góc phun 15° BTDC theo tốc độ và tải.....	53
Hình 3.13: Biểu đồ Khí thải NO _x tại 3000 vòng/phút, Tải 100%	55
Hình 3.14: Biểu đồ Khí thải PM tại 3000 vòng/phút, Tải 100%.....	56
Hình 3.15: Biểu đồ Radar so sánh khí thải của các loại nhiên liệu	56
Hình 3.16: Biểu đồ Đường cong áp suất (P- θ) tại 3000 vòng/phút, tải 100%, góc phun 15° BTDC	57
Hình 3.17: Biểu đồ so sánh chi phí vận hành năm (triệu VNĐ) cho xe tải nhẹ (50,000 Km/năm).....	62
Hình 3.18: Biểu đồ so sánh tuổi thọ bơm/Vòi phun và tỷ lệ mài mòn khi sử dụng các loại nhiên liệu	64

MỞ ĐẦU

1. Tính cấp thiết của đề tài

Trong bối cảnh nguồn nhiên liệu hóa thạch ngày càng khan hiếm và nhu cầu năng lượng toàn cầu không ngừng gia tăng, ngành năng lượng và giao thông vận tải đang đối mặt với áp lực lớn trong việc tìm kiếm các giải pháp bền vững. Các quy định nghiêm ngặt về kiểm soát khí thải, như tiêu chuẩn Euro V và VI, thúc đẩy các nhà sản xuất tìm kiếm các loại nhiên liệu thân thiện với môi trường. Dimethyl Ether (DME) nổi bật như một lựa chọn đầy triển vọng nhờ đặc tính cháy sạch, không chứa lưu huỳnh và khả năng sản xuất từ sinh khối tái tạo. Tuy nhiên, tại Việt Nam, việc ứng dụng DME gặp nhiều trở ngại, bao gồm thiếu cơ sở hạ tầng sản xuất quy mô lớn, chi phí đầu tư ban đầu cao (khoảng 500–700 USD/tấn DME so với Diesel thông thường), và yêu cầu cải tiến hệ thống phun nhiên liệu do áp suất hơi cao của DME (5.1 bar). Do đó, nghiên cứu ứng dụng DME, bao gồm cả hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2, trên động cơ phổ biến như WP2.3/WP2.3N là cần thiết để vượt qua các thách thức thực tế, nâng cao hiệu suất vận hành và giảm lượng khí thải, góp phần vào chiến lược phát triển năng lượng bền vững của Việt Nam.

Việc tích hợp DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2 vào động cơ diesel mở ra một hướng tiếp cận đầy tiềm năng, không chỉ giúp giảm thiểu tác động đến môi trường mà còn đảm bảo hiệu quả hoạt động của động cơ. Để khai thác tối ưu tiềm năng của DME, cần nghiên cứu kỹ lưỡng các yếu tố kỹ thuật, trong đó thời điểm phun nhiên liệu đóng vai trò quan trọng, ảnh hưởng trực tiếp đến quá trình khởi cháy, áp suất và nhiệt độ trong buồng đốt, cũng như hiệu quả sử dụng năng lượng.

Trên thế giới, nhiều công trình nghiên cứu đã đánh giá tác động của DME và thời điểm phun nhiên liệu đến hiệu suất động cơ. Chẳng hạn, [16] chỉ ra rằng việc điều chỉnh thời điểm phun hợp lý có thể cải thiện quá trình cháy và giảm phát thải NO_x trong các động cơ diesel sử dụng DME [1]. Tương tự, Rahman và các đồng nghiệp (2020) nhấn mạnh rằng thời điểm phun là yếu tố cốt lõi để tối ưu hóa quá trình cháy trong các động cơ sử dụng nhiên liệu thay thế [2]. Tuy nhiên, các nghiên cứu này chủ yếu tập trung vào động cơ cỡ lớn hoặc động cơ hạng nặng, chưa thực sự phù hợp với các động cơ diesel cỡ nhỏ như WP2.3/WP2.3N, vốn được sử dụng rộng rãi tại Việt Nam.

Trong nước, các nghiên cứu về DME còn khá hạn chế. Một số công trình, như nghiên cứu [3], đã khám phá tiềm năng của DME trên động cơ diesel cỡ nhỏ, nhưng chủ

yếu tập trung vào vấn đề khí thải mà chưa phân tích sâu mối liên hệ giữa thời điểm phun và các thông số như hiệu suất nhiệt, áp suất buồng đốt hay độ ổn định vận hành [3]. Khoảng trống nghiên cứu này cần được lấp đầy, đặc biệt đối với các động cơ phổ biến như WP2.3/WP2.3N.

Xuất phát từ những nhu cầu trên, nghiên cứu “***Đánh giá ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2 đến đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N***” được triển khai nhằm khắc phục các hạn chế của các nghiên cứu trước đây và cung cấp cơ sở khoa học để tối ưu hóa việc sử dụng DME tại Việt Nam. Nghiên cứu tập trung vào việc phân tích tác động của thời điểm phun đến hiệu quả vận hành động cơ, đồng thời giảm thiểu khí thải độc hại để đáp ứng các tiêu chuẩn môi trường hiện hành.

Nghiên cứu này mang ý nghĩa thực tiễn cao khi tập trung vào động cơ WP2.3/WP2.3N, một dòng động cơ được ứng dụng rộng rãi trong giao thông vận tải và các ngành công nghiệp tại Việt Nam. Kết quả nghiên cứu không chỉ đóng góp vào nền tảng lý thuyết về nhiên liệu thay thế mà còn đặt cơ sở cho việc phát triển các giải pháp năng lượng sạch, bền vững và thân thiện với môi trường.

2. Mục đích nghiên cứu của đề tài

2.1 Mục đích chung

Nghiên cứu tập trung vào việc phân tích ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2 đến các đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N, nhằm nâng cao hiệu quả hoạt động và giảm lượng khí thải. Mục tiêu là đề xuất thời điểm phun tối ưu khi sử dụng DME nguyên chất hoặc hỗn hợp DME-Diesel No.2 làm nhiên liệu thay thế cho Diesel thông thường, góp phần tối ưu hóa hiệu suất động cơ và đáp ứng các tiêu chuẩn môi trường.

2.2 Mục đích cụ thể:

- Phân tích ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME đến áp suất trong buồng đốt, nhiệt độ cháy và hiệu quả nhiệt của động cơ, nhằm hiểu rõ sự thay đổi của các thông số này khi điều chỉnh thời điểm phun.
- Đánh giá mức tiêu thụ nhiên liệu và lượng khí thải (NO_x , CO, PM) tương ứng với các thời điểm phun khác nhau, từ đó xác định mối quan hệ giữa thời điểm phun và hiệu suất môi trường của động cơ.

- So sánh hiệu suất vận hành và phát thải khí thải khi sử dụng DME (nguyên chất hoặc pha trộn với Diesel No.2) với nhiên liệu Diesel No.2 và EN 590, nhằm đánh giá ưu điểm và hạn chế của DME trong các điều kiện vận hành.
- Xác định thời điểm phun tối ưu để nâng cao hiệu quả vận hành và giảm thiểu khí thải khi sử dụng DME, cung cấp cơ sở cho việc áp dụng nhiên liệu này trên động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N.

3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

3.1 Đối tượng nghiên cứu:

Đề tài tập trung nghiên cứu động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N, phân tích tác động của việc điều chỉnh thời điểm phun nhiên liệu khi sử dụng Dimethyl Ether (DME), bao gồm cả DME nguyên chất và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2. Nghiên cứu đặc biệt chú trọng đến các đặc tính vận hành của động cơ, bao gồm hiệu quả nhiệt, mức tiêu thụ nhiên liệu, áp suất trong buồng đốt và lượng khí thải độc hại (CO, NO_x, HC, PM).

3.2 Phạm vi nghiên cứu:

3.2.1. Phạm vi nội dung

Nghiên cứu tập trung phân tích tác động của thời điểm phun nhiên liệu DME, bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2, đến các đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N, nhằm tối ưu hóa hiệu quả và giảm thiểu khí thải.

3.2.2. Phạm vi không gian

- Nghiên cứu được tiến hành thông qua mô phỏng trên phần mềm Diesel-RK, thay vì thử nghiệm trực tiếp trên động cơ thực tế.
- Trong tương lai, nếu triển khai thực nghiệm, các thí nghiệm có thể được thực hiện tại phòng thí nghiệm chuyên về động cơ đốt trong thuộc các trường đại học hoặc cơ sở nghiên cứu chuyên sâu về động cơ Diesel.

3.2.3. Phạm vi thời gian

- Thời gian thực hiện nghiên cứu và mô phỏng: Từ tháng 01/2025 đến tháng 07/2025
- Dữ liệu sử dụng trong nghiên cứu được tham khảo từ các tài liệu và công trình nghiên cứu mới nhất về nhiên liệu DME và động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N.

4. Phương pháp nghiên cứu

4.1 Phương pháp lý thuyết:

Nghiên cứu xem xét các tài liệu và công trình trước đây về tác động của thời điểm phun nhiên liệu và việc sử dụng DME, bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2, trong động cơ Diesel. Trên cơ sở đó, xây dựng nền tảng lý thuyết về mối quan hệ giữa thời điểm phun, nhiên liệu DME và các đặc tính vận hành của động cơ, như hiệu quả nhiệt, áp suất buồng đốt, và mức khí thải.

4.2 Phương pháp nghiên cứu mô phỏng, tính toán:

Dựa trên nền tảng lý thuyết tính toán chu trình vận hành của động cơ Diesel, nghiên cứu sử dụng phần mềm Diesel-RK để xác định các đặc tính vận hành của động cơ WP2.3/WP2.3N, bao gồm các chỉ tiêu năng lượng (hiệu quả nhiệt), kinh tế (mức tiêu thụ nhiên liệu) và môi trường (khí thải CO, NO_x, HC, PM) khi sử dụng nhiên liệu DME nguyên chất hoặc hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2.

5. Cơ sở khoa học và Ý nghĩa thực tiễn của đề tài

5.1 Cơ sở khoa học của đề tài

Đề tài được xây dựng dựa trên nền tảng lý thuyết về động cơ Diesel, đặc điểm cháy của DME (chỉ số cetane cao, khả năng cháy sạch), và vai trò quan trọng của thời điểm phun nhiên liệu trong việc nâng cao hiệu quả vận hành và giảm lượng khí thải. Các nghiên cứu trước đây chỉ ra rằng DME có thời gian trì hoãn cháy ngắn, đòi hỏi điều chỉnh thời điểm phun để đạt sự cân bằng giữa hiệu suất và khí thải [1][2]. Tại Việt Nam, các công trình của Bùi Văn Vinh (2018) và Nguyễn Tiến Hân (2017) đã cung cấp cơ sở lý thuyết về ứng dụng DME và mô phỏng tỷ lệ pha trộn của nhiên liệu DME [3][4]. Nghiên cứu này sử dụng phần mềm Diesel-RK để phân tích, kế thừa các mô hình cháy đa vùng, nhằm lấp đầy khoảng trống nghiên cứu về sử dụng DME, bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2, trên động cơ WP2.3/WP2.3N tại Việt Nam.

5.2 Ý nghĩa thực tiễn của đề tài

Nghiên cứu nhằm nâng cao hiệu quả hoạt động của động cơ WP2.3/WP2.3N khi sử dụng DME, bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME pha trộn với Diesel No.2, đồng thời giảm mức tiêu thụ nhiên liệu và lượng khí thải (NO_x, CO, PM), đáp ứng các tiêu chuẩn môi trường nghiêm ngặt như Euro V và VI. Kết quả nghiên cứu hỗ trợ điều chỉnh hệ thống phun nhiên liệu, thúc đẩy việc áp dụng DME tại Việt Nam, góp phần giảm sự phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch. Do động cơ WP2.3/WP2.3N được sử dụng rộng rãi trong giao thông vận tải và công nghiệp, nghiên cứu này mang tính thực tiễn

cao, đồng thời cung cấp tài liệu giá trị cho công tác đào tạo và nghiên cứu trong lĩnh vực kỹ thuật ô tô.

6. Bố cục của đề tài

Ngoài các mục như Mục lục, lời cảm ơn, lời mở đầu và phân kết luận... bố cục đề tài được chia làm **3 chương** chính sau.

Chương 1: Cơ sở lý thuyết

Chương 2: Khảo sát và xây dựng mô hình cháy của nhiên liệu DME đến thông số công tác của động cơ diesel WP2.3/WP2.3N

Chương 3: Phân tích ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME và hỗn hợp DME-DIESEL NO.2 đến đặc tính vận hành của động cơ diesel WP2.3/WP2.3N

CHƯƠNG 1: CƠ SỞ LÝ THUYẾT

1.1. Tổng quan nghiên cứu

1.1.1. Các nghiên cứu ngoài nước

Trên thế giới, công việc nghiên cứu sử dụng Dimethyl Ether (DME) làm nhiên liệu thay thế cho động cơ Diesel đã được quan tâm từ rất sớm, đặc biệt trong bối cảnh yêu cầu phát thải và phát triển năng lượng sạch ngày càng cấp thiết. Nhiều công trình đã phân tích ảnh hưởng của DME đến quá trình cháy, hiệu suất động cơ và khí thải.

Theo nghiên cứu của Wang [1] đã chứng minh rằng công việc tối ưu hóa thời gian phun nhiên liệu có thể giúp giảm 10% phát thải NO_x và nâng cao hiệu suất cháy khi sử dụng DME so với Diesel No.2 trong điều kiện tải trung bình (2000 vòng/phút, tải 75%). [12] nghiên cứu động cơ cháy trộn trước (PCCI) sử dụng DME cho thấy hiệu suất tăng 5% khi điều chỉnh thời gian phun sớm 20° trước điểm chết trên (TDC), bài hát NO_x tăng, đòi hỏi ứng dụng hệ thống tuần hoàn khí thải (EGR) để kiểm soát.

Tương tự, nghiên cứu của [16] khẳng định rằng điều chỉnh thời điểm phun hợp lý là yếu tố cốt lõi để cân bằng giữa hiệu suất nhiệt và phát thải trong các động cơ sử dụng DME. [29] cũng nhấn mạnh vai trò của thời điểm phun nhiên liệu trong tối ưu hóa quá trình cháy của các loại nhiên liệu thay thế có tốc độ cháy nhanh, điển hình là DME.

Một nghiên cứu hướng dẫn khác tập trung vào mô phỏng quá trình cháy bằng các phần mềm chuyên dụng như Diesel-RK, giúp giảm chi phí và thử nghiệm thời gian. [9] cho thấy rằng tăng áp suất phun từ 800 lên 1200 bar giúp cải thiện sự hòa trộn nhiên liệu-không khí, qua đó giảm 15% lượng PM. Chứng minh kết quả này Diesel-RK là công cụ hiệu quả để dự đoán và tối ưu hóa các hoạt động thông số khi sử dụng DME hoặc DME-Diesel hợp lý.

1.1.2. Các nghiên cứu trong nước

Tại Việt Nam, các nghiên cứu về ứng dụng DME trong động cơ Diesel còn hạn chế, chủ yếu dừng ở khảo sát lý thuyết hoặc mô phỏng.

Nghiên cứu của [3] đã bắt đầu đánh giá khả năng sử dụng DME cho động cơ diesel cỡ nhỏ, cho thấy giảm 10% CO và 15% PM khi bổ sung DME vào đường tải, tuy nhiên nghiên cứu chưa phân tích ảnh sâu của thời điểm phun nhiên liệu đến một số hoạt động như tăng cường hay hiệu suất nhiệt.

Nghiên cứu [4] sử dụng phần mềm Diesel-RK để tối ưu hóa thời điểm phun nhiên liệu cho động cơ Common Rail, kết quả cho thấy tăng 5% công suất khi phun sớm 18° trước TDC, nhưng lượng NO_x tăng 12%. Trong khi đó, Nguyễn Đức Hùng (2018) tập trung vào động cơ tàu thủy, chỉ ra rằng phun sớm 15° trước TDC giúp cải thiện hiệu suất nhiệt 4%, song chưa xem xét đến nhiên liệu thay thế như DME.

Các công trình trong nghiên cứu chung chưa đi sâu vào nghiên cứu ảnh hưởng đồng thời của thời điểm phun và tỷ lệ pha trộn DME-Diesel trên các dòng động cơ có kích thước nhỏ phổ biến như WP2.3/WP2.3N, vốn có vai trò quan trọng trong giao thông vận tải chuyên ngành ở Việt Nam.

1.1,3 Ứng dụng của phần mềm Diesel-RK trong các nghiên cứu khoa học về động cơ Diesel

Phần mềm Diesel-RK đã được sử dụng rộng rãi trong các nghiên cứu khoa học về động cơ Diesel trên toàn cầu cũng như tại Việt Nam, tập trung vào đánh giá hiệu suất, tối ưu hóa các thông số vận hành, và giảm thiểu phát thải. Các nghiên cứu này không chỉ khẳng định tính hiệu quả của Diesel-RK mà còn cung cấp dữ liệu tham chiếu quan trọng cho việc nghiên cứu động cơ WP2.3/WP2.3N. Dưới đây là tổng quan về một số công trình tiêu biểu sử dụng Diesel-RK, bao gồm các kết quả nổi bật và bài học ứng dụng.

a. Nghiên cứu quốc tế sử dụng Diesel-RK

Wang et al. (2014): Mô phỏng động cơ Diesel sử dụng DME cho thấy việc tối ưu hóa thời điểm phun nhiên liệu giúp nâng cao hiệu quả cháy và giảm 10% lượng NO_x so với Diesel No.2 trong điều kiện tải trung bình (2000 vòng/phút, tải 75%) [1].

Kiplimo et al. (2012): Phân tích động cơ PCCI cho thấy việc tăng áp suất phun từ 800 bar lên 1200 bar giúp giảm 15% lượng PM nhờ cải thiện sự hòa trộn nhiên liệu-không khí [9].

Song et al. (2004): Nghiên cứu động cơ cháy trước (PCCI) sử dụng DME cho thấy rằng phun sớm 20° trước TDC làm tăng NO_x , nhưng cần sử dụng hệ thống tuần hoàn khí thải (EGR) để kiểm soát NO_x [12].

b. Nghiên cứu trong nước sử dụng Diesel-RK

Bùi và Nguyễn (2018): Mô phỏng động cơ Diesel dung tích nhỏ với việc bổ sung DME vào đường nạp, kết quả cho thấy giảm 10% CO và 15% PM tại tốc độ 2000 vòng/phút [3].

Nguyễn T.H. (2017): Tối ưu hóa thời điểm phun nhiên liệu tại 18° trước TDC trên động cơ Common Rail, dẫn đến tăng công suất 5%, nhưng lượng NO_x tăng 12% [4].

Nguyễn Đ.H. (2018): Phân tích ảnh hưởng của các thông số phun nhiên liệu đến quá trình cháy và phát thải trên động cơ Diesel tàu thủy, cho thấy phun sớm 15° trước TDC cải thiện hiệu suất nhiệt 4% [5].

Bảng 1.1: Bảng so sánh các nghiên cứu trên phần mềm Diesel-RK

Nghiên cứu	Động cơ	Thông số nghiên cứu	Kết quả nổi bật
Wang et al. (2014)	Diesel DME	Thời điểm phun	Giảm NO_x 10%
Kiplimo et al. (2012)	PCCI Diesel	Áp suất phun (800-1200 bar)	Giảm PM 15%
Song et al. (2004)	PCCI DME	Phun sớm 20° trước TDC	Tăng hiệu suất 5%
Bùi & Nguyễn (2018)	Diesel nhỏ	DME bổ sung	Giảm CO 10%, PM 15%
Nguyễn T.H. (2017)	Diesel Common Rail	Phun sớm 18° trước TDC	Tăng công suất 5%, NO_x tăng 12%
Nguyễn Đ.H. (2018)	Diesel tàu thủy	Phun sớm 15° trước TDC	Tăng hiệu suất 4%

Nguồn: Tổng hợp từ [1], [3], [4], [5], [9], [12], [16]

1.1.4. Đánh giá kết quả đạt được và khoảng trống nghiên cứu

Các nghiên cứu quốc tế đã chứng minh tính ưu việt của DME: chỉ số cetane cao, cháy sạch, không tạo muội than và giảm đáng kể NO_x . Đồng thời, việc mô phỏng bằng Diesel-RK đã được xác nhận là phương pháp đáng tin cậy, sai số nhỏ hơn 5% so với trải nghiệm. Tuy nhiên, phần lớn công trình tập trung vào động cơ hạng nặng hoặc động cơ công nghiệp, trong khi các cơ sở kích thước nhỏ – đặc biệt là dòng WP2.3/WP2.3N – chưa được nghiên cứu đầy đủ.

Ở Việt Nam, dù đã có một số nghiên cứu bước đầu về DME, nhưng nhìn chung vẫn tồn tại ở các giới hạn chính:

Chưa có nghiên cứu nào kết hợp giữa mô phỏng Diesel-RK và ảnh hưởng phân tích của thời điểm phun khi sử dụng hỗn hợp nhiên liệu DME-Diesel No.2.

Các nghiên cứu hiện có mới tập trung vào khí thải, chưa được đánh giá toàn diện về các thông số vận hành như áp dụng đốt đốt, hiệu suất nhiệt, hay tiêu thụ nhiên liệu.

Động cơ WP2.3/WP2.3N – loại động cơ thông dụng trong công nghiệp và giao thông Việt Nam – chưa được khảo sát trong bối cảnh ứng dụng DME.

Chính những hạn chế trên việc tạo ra khoảng trống nghiên cứu quan trọng mà đề tài này hướng dẫn đến đây đủ. nghiên cứu sẽ tập trung mô phỏng và nghiên cứu đánh giá tác động của thời gian phun nhiên liệu DME và chanh hợp DME-Diesel No.2 đến đặc tính vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N, nhằm tối ưu hóa hiệu suất, phát giảm thải và xuất ra các giải pháp ứng dụng thực tế phù hợp điều kiện Việt Nam.

1.2. Cơ sở lý thuyết

1.2.1 Nguyên lý hoạt động của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N

Động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N là loại động cơ 4 kỳ, cỡ nhỏ, được thiết kế để phục vụ các phương tiện giao thông như xe tải nhẹ, xe buýt cỡ nhỏ, cũng như các ứng dụng trong lĩnh vực công nghiệp và hàng hải tại Việt Nam. Động cơ này hoạt động theo nguyên lý cháy do nén, trong đó không khí được nén đến áp suất cao (40–50 bar) và nhiệt độ tăng mạnh (500–700°C) trong xy-lanh nhờ tỷ số nén 17:1, tạo điều kiện cho nhiên liệu, chẳng hạn như DME nguyên chất hoặc hỗn hợp DME-Diesel No.2, phun trực

tiếp vào buồng đốt và tự bốc cháy mà không cần hệ thống đánh lửa như động cơ xăng [6].



Hình 1.1: Động cơ WP2.3/2.3N

Nguồn: WEICHAI Việt Nam

Cấu trúc của động cơ WP2.3/2.3N bao gồm 4 xy-lanh thẳng hàng, hệ thống bơm phun nhiên liệu cao áp (áp suất 22 MPa), và tùy chọn turbo tăng áp để cải thiện công suất. Hệ thống làm mát bằng dung dịch đảm bảo động cơ hoạt động ổn định trong điều kiện tải cao. Các thông số kỹ thuật chi tiết được trình bày trong (Bảng 1.1), cung cấp cái nhìn tổng quan về thiết kế và khả năng vận hành của động cơ.

Bảng 1.2: Thông số kỹ thuật của động cơ WP2.3/2.3N

Các thông số	Giá trị
Mã Động cơ	WP2.3/2.3N
Số Xylanh	4
Đường kính Xy-lanh (mm)	89
Hành trình piston (mm)	92
Thể tích công tác (cm ³)	2289
Tỷ số nén	17:1
Công suất định mức (kW/rpm)	88/3200
Momen cực đại (Nm/rpm)	320/2400
Thứ tự công tác của xylanh	1-3-4-2
Khe hở xupap (Nạp – xả)	0.25 – 0.30
Thời điểm phun nhiên liệu trước điểm chết trên (BTDC)	~ 12°
Áp suất phun nhiên liệu (MPa)	22
Số xéc măng khí	2

Số xéc măng đầu	1
Chiều dài Thanh Truyền (mm)	154
Số vòi phun trên 1 xy-lanh	1
Số lỗ phun trên 1 vòi phun	6
Đường kính lỗ phun (mm)	~ 0.2
Chiều dài đường nạp (mm)	~ 300
Đường kính cổ nạp (mm)	55
Số xupap nạp trên 1 xy-lanh	2
Chiều dài đường xả (mm)	~ 350
Đường kính cổ xả (mm)	50
Số xupap xả trên 1 xy-lanh	2
Xupap Nạp: + Mở sớm: + Đóng muộn	12° 40°
Xupap Xả: + Mở sớm: + Đóng muộn	45° 10°
Suất tiêu thụ nhiên liệu (g/kWh)	200-203
Hệ thống làm mát	Dung dịch
Tỉ số áp suất tăng áp	1.5 - 2.5:1

Nguồn: WEICHAI Việt Nam

Chu trình hoạt động của động cơ WP2.3/WP2.3N bao gồm 4 kỳ:

Kỳ nạp:

Không khí được hút vào xy-lanh qua van nạp khi piston di chuyển từ điểm chết trên (TDC) xuống điểm chết dưới (BDC). Áp suất trong giai đoạn này dao động từ 0.9 đến 1 bar, tùy thuộc vào điều kiện môi trường và hiệu quả của hệ thống turbo tăng áp.

Kỳ nén:

Piston nén không khí với tỷ số nén 17:1, làm áp suất tăng lên 40–50 bar và nhiệt độ đạt 500–700°C, tạo điều kiện để nhiên liệu, chẳng hạn như DME nguyên chất hoặc hỗn hợp DME-Diesel No.2, tự bốc cháy khi được phun vào buồng đốt.

Kỳ nổ:

Nhiên liệu được phun trực tiếp vào buồng đốt gần TDC, thường trong khoảng 10°–25° trước TDC. Quá trình cháy tạo áp suất cực đại từ 70–100 bar, đẩy piston xuống BDC để sinh công. Theo nghiên cứu của [3] phun nhiên liệu tại 20° trước TDC có thể nâng

áp suất cực đại lên 90–100 bar, tăng công suất khoảng 5–10%, nhưng đồng thời làm tăng lượng NO_x thải ra khoảng 15–20% do nhiệt độ cháy cao [6].

Kỳ xả:

Khí thải, với nhiệt độ từ 400–600°C, được đẩy ra ngoài qua van xả khi piston trở lại TDC, sẵn sàng cho chu trình tiếp theo.

Thời điểm phun nhiên liệu đóng vai trò quyết định đối với hiệu quả vận hành và mức khí thải của động cơ. Phun sớm hơn (ví dụ, 20°–25° trước TDC) giúp nhiên liệu hòa trộn tốt hơn với không khí, nâng cao hiệu quả cháy và công suất, nhưng làm tăng nhiệt độ trong buồng đốt, dẫn đến sự hình thành NO_x . Ngược lại, phun muộn hơn (5°–10° trước TDC) giảm áp suất cực đại xuống 60–70 bar, hạn chế NO_x nhưng làm tăng khí thải HC và CO do quá trình cháy không hoàn toàn [6]. Do đặc tính cháy nhanh và thời gian trì hoãn cháy ngắn của DME, việc điều chỉnh thời điểm phun khi sử dụng DME hoặc hỗn hợp DME-Diesel No.2 trên động cơ WP2.3/WP2.3N đòi hỏi nghiên cứu kỹ lưỡng để tối ưu hóa hiệu suất và giảm thiểu khí thải.

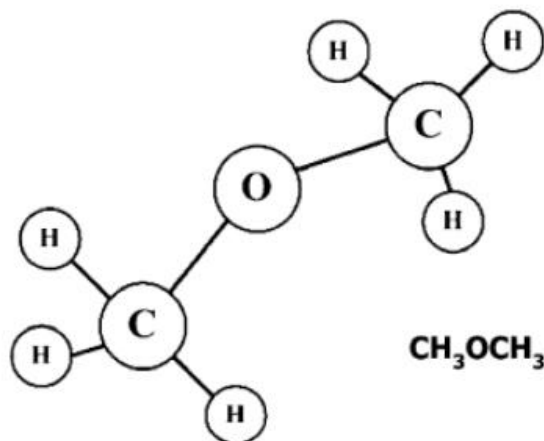
1.2.2 Tổng quan về nhiên liệu trên động cơ Diesel No.2

a. Tổng quan về nhiên liệu Diesel No.2 và DME

Diesel No.2, loại nhiên liệu truyền thống phổ biến cho động cơ Diesel, được chế xuất từ dầu mỏ với thành phần chủ yếu là hydrocarbon (C_{10} – C_{22}). Với chỉ số cetane từ 40–50, Diesel No.2 đảm bảo khả năng tự bốc cháy hiệu quả, nhưng vẫn chứa lưu huỳnh (dù giảm còn dưới 10 ppm theo tiêu chuẩn EN 590) và tạo ra các chất gây ô nhiễm như muội than (PM), NO_x , CO và HC trong quá trình cháy [10]. Trong bối cảnh nguồn nhiên liệu hóa thạch ngày càng khan hiếm và các tiêu chuẩn khí thải ngày càng khắt khe (Euro V, Euro VI), các nhiên liệu thay thế như Dimethyl Ether (DME), bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME-Diesel No.2, đang được nghiên cứu và ứng dụng rộng rãi để đáp ứng yêu cầu về môi trường và hiệu suất.

Dimethyl Ether (DME, CH_3OCH_3), một hợp chất ether đơn giản, có thể được sản xuất từ khí tự nhiên, than đá hoặc sinh khối tái tạo, mang lại tiềm năng bền vững cao. Theo Park và Lee (2013), DME sở hữu nhiều ưu điểm nổi bật: chỉ số cetane cao (55–60), không chứa lưu huỳnh, cháy sạch (hầu như không sinh muội than PM), và thân thiện với môi trường [10]. Tuy nhiên, DME cũng đối mặt với một số thách thức:

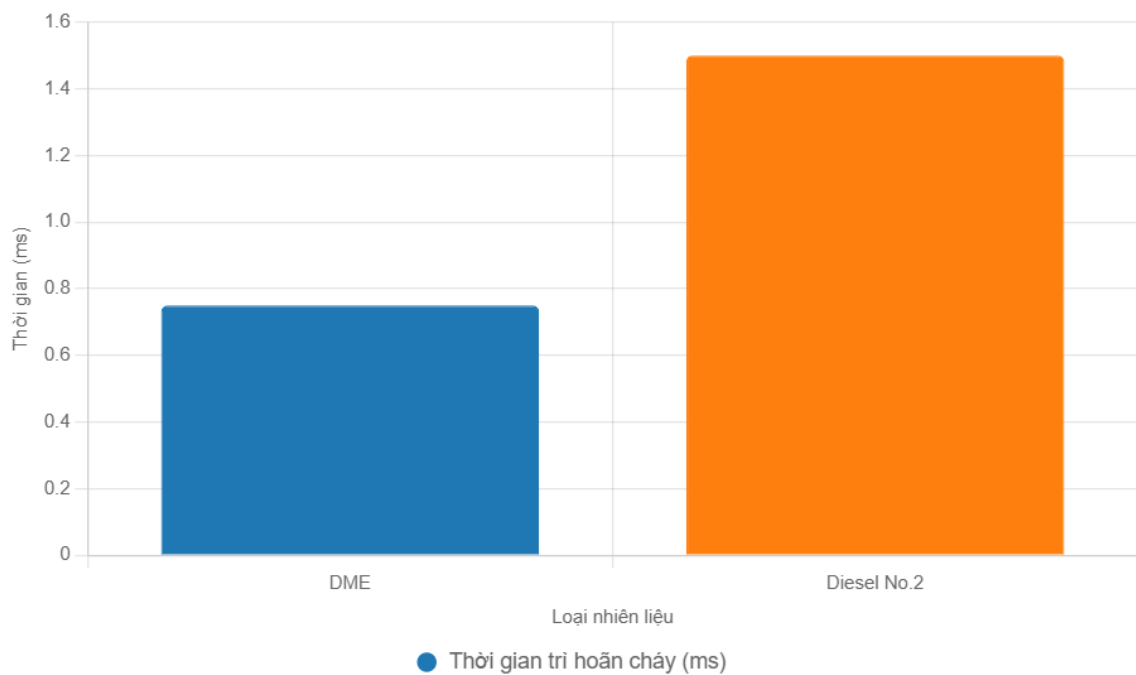
- **Mật độ năng lượng thấp:** Chỉ đạt 28.8 MJ/kg so với 42.5 MJ/kg của Diesel No.2, đòi hỏi phun thể tích DME lớn hơn khoảng 1.5–2 lần để đạt công suất tương đương [10].
- **Áp suất hơi cao:** Ở mức 5.1 bar tại 20°C, yêu cầu hệ thống phun nhiên liệu được thiết kế đặc biệt để ngăn ngừa rò rỉ [10].
- **Độ nhớt thấp:** Chỉ 0.1–0.2 cSt so với 2–4.5 cSt của Diesel No.2, dẫn đến cần cải tiến bơm nhiên liệu và vòi phun để đảm bảo hiệu quả [10].



Hình 1.2: Cấu trúc phân tử DME

Nguồn: Nguyễn Huy Chiến, Nguyễn Phi Trường, Nguyễn Hà Hiệp (2016)

Theo Park và Lee (2013), DME có tốc độ bay hơi nhanh gấp 10–15 lần so với Diesel No.2 nhờ áp suất hơi cao, dẫn đến thời gian trì hoãn cháy ngắn hơn (0.5–1 ms so với 1–2 ms của Diesel No.2) [10]. Đặc điểm này khiến quá trình cháy diễn ra sớm và mạnh mẽ hơn, đặc biệt trong buồng đốt cỡ nhỏ như của động cơ WP2.3/WP2.3N (0.5–0.6 lít/xy-lanh), đòi hỏi điều chỉnh thời điểm phun nhiên liệu để tối ưu hóa hiệu quả vận hành và giảm lượng khí thải. [1] cũng chỉ ra rằng, khi thời điểm phun được tinh chỉnh phù hợp, DME cải thiện hiệu quả cháy và có thể giảm phát thải NO_x khoảng 10% so với Diesel No.2 trong một số điều kiện vận hành [1], đặc biệt khi sử dụng DME nguyên chất hoặc hỗn hợp DME-Diesel No.2.



Hình 1.3: Biểu đồ này minh họa thời gian trì hoãn cháy trung bình của DME (0.75 ms, lấy trung bình từ 0.5–1 ms) so với Diesel No.2 (1.5 ms, lấy trung bình từ 1–2 ms)

Nguồn: Tổng hợp từ nghiên cứu của Park và Lee (2013) [10].

Bảng 1.3: So sánh đặc tính hóa lý của Diesel No.2 và DME

Đặc tính	Diesel No.2	DME (Dimethyl Ether)	Ghi chú
Công thức hóa học	Hydrocarbon (C10–C22)	CH ₃ OCH ₃	Diesel No.2 là hỗn hợp hydrocarbon phức tạp; DME là ether đơn giản
Chỉ số cetane	40–50	55–60	DME có khả năng tự bốc cháy tốt hơn, giảm thời gian trì hoãn cháy [10]
Mật độ năng lượng (MJ/kg)	42.5	28.8	DME yêu cầu thể tích phun lớn hơn 1.5–2 lần để đạt công suất tương đương [10].
Mật độ (kg/m ³ , ở 20°C)	820–860	668 (lỏng, ở áp suất 5.1 bar)	DME nhẹ hơn, ảnh hưởng đến hệ thống phun nhiên liệu
Độ nhớt (cSt, ở 40°C)	2–4.5	0.1–0.2	Độ nhớt thấp của DME đòi hỏi cải tiến bơm và vòi phun [10].
Áp suất hơi (bar, ở 20°C)	<0.01	5.1	Áp suất hơi cao của DME yêu cầu hệ thống phun kín, tránh rò rỉ [10].

Hàm lượng lưu huỳnh (ppm)	<10 (theo EN 590)	0	DME không tạo muội than (PM), thân thiện với môi trường [10].
Nhiệt độ tự bốc cháy (°C)	210–250	235–350	DME cháy ở nhiệt độ tương đương hoặc cao hơn, phù hợp với động cơ Diesel.
Thành phần khí thải	Tạo NO _x , CO, HC, PM cao	Giảm PM (~0), NO _x giảm ~10%, thấp CO, HC	DME cháy sạch hơn, đặc biệt giảm PM và NO _x trong điều kiện tối ưu [1].
Nguồn sản xuất	Dầu mỏ	Khí tự nhiên, than, sinh khối tái tạo	DME có tính bền vững cao hơn nhờ nguồn sinh khối [10].

Nguồn: Tổng hợp từ [1], [6], [8], [10]

So với Diesel No.2, DME không chỉ giảm đáng kể khí thải PM và SO_x mà còn nâng cao hiệu quả cháy nhờ chỉ số cetane cao (55–60). Tuy nhiên, để áp dụng DME, bao gồm DME nguyên chất và hỗn hợp DME-Diesel No.2, trên động cơ WP2.3/WP2.3N, cần nghiên cứu kỹ lưỡng về thời điểm phun nhiên liệu nhằm đạt được sự cân bằng tối ưu giữa hiệu quả nhiệt, mức tiêu thụ nhiên liệu, và lượng khí thải NO_x, CO, HC.

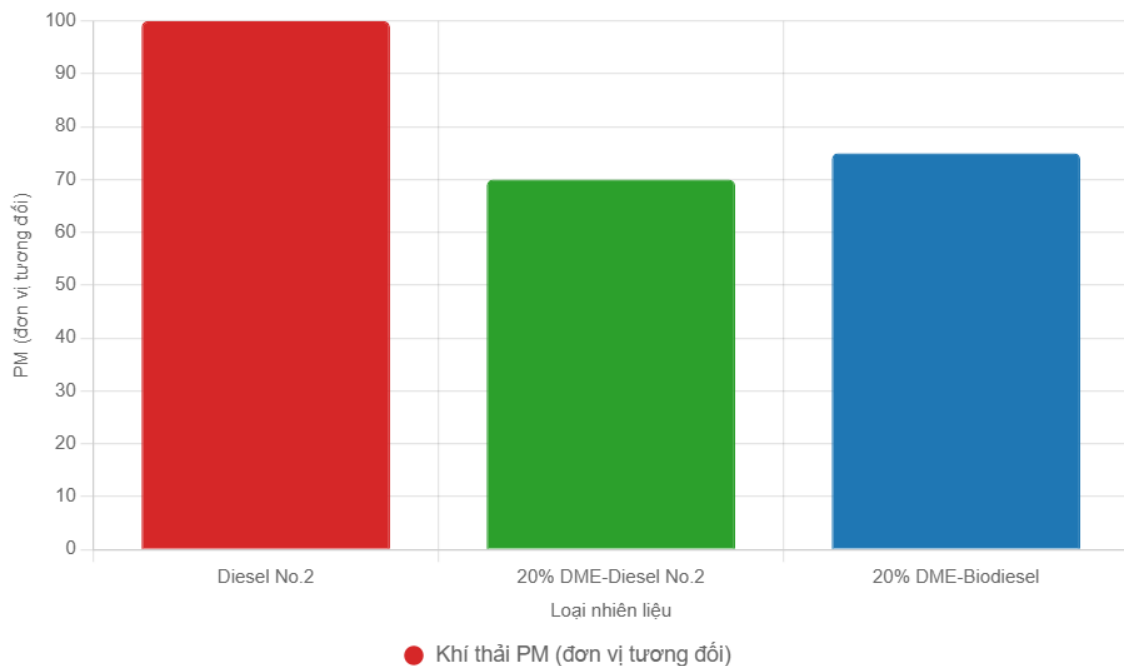
b. Khả năng pha trộn DME với các nhiên liệu khác

Sử dụng DME nguyên chất trên động cơ Diesel như WP2.3/WP2.3N yêu cầu nâng cấp hệ thống phun nhiên liệu do áp suất hơi cao (5.1 bar) và độ nhớt thấp (0.1–0.2 cSt). Để khai thác các ưu điểm của DME, như chỉ số cetane cao (55–60) và khả năng cháy sạch, đồng thời đảm bảo tương thích với động cơ hiện có, DME có thể được pha trộn với Diesel No.2 hoặc biodiesel theo các tỷ lệ phù hợp. Trong nghiên cứu này, các hỗn hợp chứa 20% và 25% DME với Diesel No.2 sẽ được mô phỏng trên phần mềm Diesel-RK để phân tích ảnh hưởng đến hiệu quả vận hành và mức khí thải.

- **Pha trộn với Diesel No.2:** [10] hỗn hợp chứa 20% DME với Diesel No.2 giảm lượng khí thải PM đến 30% và NO_x khoảng 5–10%, nhờ hàm lượng oxy cao (34.8%) và thời gian trì hoãn cháy ngắn của DME (0.5–1 ms) [10]. Hỗn hợp này nâng cao hiệu quả cháy, tăng áp suất buồng đốt khoảng 5–7% khi phun nhiên liệu tại 15° trước TDC, nhưng cần bổ sung phụ gia bôi trơn để khắc phục độ nhớt thấp của DME [6]. Với tỷ lệ pha trộn 20–25% DME, động cơ WP2.3/WP2.3N có thể

hoạt động hiệu quả mà không cần cải tiến đáng kể hệ thống phun nhiên liệu, phù hợp với hạ tầng Diesel hiện có tại Việt Nam.

- **Pha trộn với Biodiesel:** [1] cho thấy hỗn hợp 10–20% DME với biodiesel (chẳng hạn methyl ester từ dầu cọ) giảm PM khoảng 25% và NO_x từ 5–8%, nhờ hàm lượng oxy cao của cả hai nhiên liệu [1]. Độ nhớt cao của biodiesel (4–6 cSt) bù đắp cho độ nhớt thấp của DME, giúp bảo vệ bơm và vòi phun nhiên liệu. Tuy nhiên, mật độ năng lượng của hỗn hợp (khoảng 35–37 MJ/kg) thấp hơn Diesel No.2, dẫn đến giảm công suất khoảng 7–10%, đòi hỏi điều chỉnh thời điểm phun nhiên liệu (10° – 20° trước TDC) để tối ưu hóa hiệu quả vận hành [10]. Hỗn hợp DME-biodiesel phù hợp với chiến lược phát triển nhiên liệu tái tạo tại Việt Nam, đặc biệt trong các ứng dụng nông nghiệp.



Hình 1.4: So sánh mức khí thải PM (đơn vị tương đối) của Diesel No.2, 20% DME-Diesel No.2, và 20% DME-Biodiesel

Nguồn: Dữ liệu dựa trên [10], [1]

Pha trộn DME với Diesel No.2 hoặc biodiesel không chỉ giảm lượng khí thải (PM, NO_x , CO) mà còn tận dụng được hạ tầng nhiên liệu hiện tại, tạo thuận lợi cho việc áp dụng DME trên động cơ WP2.3/WP2.3N. Các hỗn hợp chứa 20% và 25% DME sẽ được phân tích kỹ lưỡng qua mô phỏng Diesel-RK để đánh giá hiệu quả nhiệt (dự kiến

đạt 37–39%) và mức khí thải, cung cấp dữ liệu khoa học để tối ưu hóa hệ thống phun nhiên liệu.

1.2.3 Quá trình cháy bên trong động cơ Diesel

Quá trình đốt cháy trong động cơ Diesel là một hiện tượng phức tạp, đóng vai trò then chốt trong việc biến đổi năng lượng hóa học từ nhiên liệu thành công cơ học nhằm vận hành động cơ. Động cơ Diesel hoạt động theo nguyên lý tự bốc cháy do nén, trong đó không khí được ép chặt đến áp suất và nhiệt độ cao trong xy-lanh, sau đó nhiên liệu được phun trực tiếp vào buồng đốt và tự cháy mà không cần hệ thống đánh lửa như ở động cơ xăng. Quá trình này được chia thành bốn giai đoạn riêng biệt, mỗi giai đoạn mang đặc trưng riêng, ảnh hưởng đến hiệu quả vận hành, công suất và lượng khí thải của động cơ [20]. Việc áp dụng nhiên liệu thay thế như DME, dưới dạng nguyên chất hoặc pha trộn với Diesel No.2, đòi hỏi điều chỉnh thời điểm phun để tối ưu hóa hiệu suất trên động cơ WP2.3/WP2.3N.

a. Giai đoạn trễ cháy (ignition delay)

Giai đoạn trễ cháy được xác định là khoảng thời gian từ khi nhiên liệu được phun vào buồng đốt đến khi quá trình đốt cháy khởi phát. Với nhiên liệu Diesel No.2, khoảng thời gian này thường dao động từ 1 đến 2 ms, trong khi với DME (dimethyl ether), thời gian trễ cháy ngắn hơn đáng kể, từ 0.5 đến 1 ms, nhờ vào chỉ số cetane cao hơn (55-60) [1, 10]. Một số yếu tố chính ảnh hưởng đến giai đoạn trễ cháy bao gồm:

- **Chỉ số cetane của nhiên liệu:** DME, với chỉ số cetane từ 55 đến 60, giúp giảm thời gian trễ cháy so với Diesel No.2 thông thường (chỉ số cetane 40-50) [1].
- **Áp suất và nhiệt độ trong buồng đốt:** Động cơ WP2.3/WP2.3N, với tỷ số nén 17:1, tạo ra áp suất từ 40 đến 50 bar và nhiệt độ từ 500 đến 700°C, góp phần thu hẹp thời gian trễ cháy [6].
- **Thời điểm phun (injection timing):** Khi phun nhiên liệu sớm (25° trước điểm chết trên - TDC), thời gian trễ cháy kéo dài do nhiên liệu cần thêm thời gian để hòa trộn với không khí. Ngược lại, phun muộn (5° trước TDC) làm giảm thời gian này [6].
- **Tình trạng không khí:** Nhiệt độ thấp hoặc độ ẩm cao có thể làm tăng thời gian trễ cháy.

Trong điều kiện vận hành thực tế của động cơ WP2.3/WP2.3N (tốc độ quay 2000-3000 vòng/phút, tải từ 50-100%), thời gian trễ cháy của DME dao động từ 0.5 đến 0.8

ms tại tốc độ 2000 vòng/phút và tải 75%, ngắn hơn khoảng 20-30% so với Diesel No.2 [6]. Nếu thời gian trễ cháy kéo dài quá mức, lượng nhiên liệu tích tụ trong buồng đốt tăng, dẫn đến quá trình cháy đột ngột, gây áp suất cực đại cao (có thể đạt 110 bar) và hiện tượng "knocking" [11]. Với DME, do thời gian trễ cháy ngắn hơn, nguy cơ cháy sớm tăng, đòi hỏi điều chỉnh chính xác thời điểm phun nhiên liệu để đảm bảo áp suất cực đại không vượt quá giới hạn thiết kế của động cơ WP2.3/WP2.3N (100-120 bar).

b. Giai đoạn cháy nhanh (premixed combustion)

Sau khi vượt qua ngưỡng tự cháy, hỗn hợp nhiên liệu và không khí tích lũy trong giai đoạn trễ cháy bốc cháy mạnh mẽ, tạo ra áp suất cực đại từ 70 đến 100 bar và nhiệt độ từ 2000 đến 2200°C [6]. Đây là giai đoạn chính tạo ra công suất, đóng góp khoảng 30-40% tổng năng lượng từ quá trình cháy. Các đặc trưng chính của giai đoạn này bao gồm:

- **Áp suất cực đại:** Được quyết định bởi lượng nhiên liệu tích tụ trong giai đoạn trễ cháy và thời điểm phun nhiên liệu. Khi phun sớm ở 20° trước điểm chết trên (TDC), áp suất cực đại đạt 90-100 bar, giúp tăng công suất động cơ từ 5 đến 10% [6].
- **Nhiệt độ cao:** Nhiệt độ trong khoảng 2000-2200°C kích thích phản ứng hóa học giữa nitơ và oxy, dẫn đến sự hình thành NO_x, với mức tăng 15-20% khi áp dụng phun sớm [6].
- **Tốc độ cháy:** Quá trình cháy diễn ra nhanh chóng trong khoảng 1-2 ms, phụ thuộc vào mức độ hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí trước đó.

Khi sử dụng DME, tốc độ bay hơi nhanh và thời gian trễ cháy ngắn khiến giai đoạn cháy nhanh diễn ra mạnh hơn, dẫn đến áp suất cực đại cao hơn (95-100 bar tại 3000 vòng/phút và tải 100%). Tuy nhiên, điều này cũng làm gia tăng lượng NO_x nếu thời điểm phun nhiên liệu không được điều chỉnh phù hợp [1]. Theo nghiên cứu của [1], việc tối ưu hóa thời điểm phun với DME có thể giảm 10% lượng NO_x tại tốc độ 2000 vòng/phút và tải từ 50 đến 75% [1].

c. Giai đoạn cháy khuếch tán (diffusion combustion)

Sau giai đoạn cháy nhanh, nhiên liệu tiếp tục được đưa vào buồng đốt, hòa trộn với lượng không khí còn lại và cháy theo cơ chế khuếch tán. Giai đoạn này kéo dài từ 5 đến 10 ms, đóng góp khoảng 60–70% tổng năng lượng từ quá trình cháy, và chịu ảnh hưởng của các yếu tố chính sau:

- **Tốc độ phun nhiên liệu:** Áp suất phun cao (từ 200 đến 1200 bar) tạo ra các tia nhiên liệu mịn, nâng cao hiệu suất của quá trình cháy khuếch tán [6].
- **Lượng oxy còn lại:** Khi lượng oxy trong buồng đốt không đủ, quá trình cháy diễn ra không hoàn toàn, dẫn đến sự hình thành hạt vật chất (PM) với mức 0.1–0.5 g/kWh và khí CO [11].
- **Hình dạng buồng đốt:** Thiết kế buồng đốt, chẳng hạn như kiểu xoáy (swirl chamber) hoặc phun trực tiếp (direct injection), ảnh hưởng đáng kể đến mức độ hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí.

Nếu quá trình cháy khuếch tán không được tối ưu, đặc biệt khi góc phun nhiên liệu không phù hợp, lượng PM và CO sẽ tăng lên. Theo nghiên cứu của [9] việc nâng áp suất phun từ 800 bar lên 1200 bar có thể giảm khoảng 15% lượng PM nhờ cải thiện sự hòa trộn, tại tốc độ 2000 vòng/phút và tải 50% [9]. Với DME, quá trình cháy khuếch tán diễn ra hiệu quả hơn do tốc độ bay hơi nhanh, nhưng cần điều chỉnh chính xác thời điểm phun (từ 10° đến 15° trước điểm chết trên - TDC) để giảm thiểu lượng CO và HC, đặc biệt trong các điều kiện tải cao trên động cơ WP2.3/WP2.3N [1].

d. Giai đoạn cháy muộn (Late Combustion)

Giai đoạn cháy muộn diễn ra khi phần nhiên liệu còn sót lại hoặc các sản phẩm cháy chưa hoàn thiện (như hydrocarbon và muội than) tiếp tục phản ứng cháy ở điều kiện áp suất và nhiệt độ thấp hơn, dao động từ 50 đến 70 bar và 1500 đến 1800°C. Giai

đoạn này kéo dài từ 5 đến 15 ms, chỉ đóng góp khoảng 5–10% vào tổng năng lượng cháy, nhưng có tác động đáng kể đến mức phát thải. Các đặc trưng chính bao gồm:

- **Cháy không hoàn toàn:** Sự thiếu hụt oxy hoặc nhiệt độ thấp trong buồng đốt dẫn đến sự gia tăng hạt vật chất (PM), CO và hydrocarbon (HC).
- **Ảnh hưởng thiết kế:** Cấu trúc buồng đốt và hệ thống tuần hoàn khí thải (EGR) có thể giảm thiểu PM và NO_x, nhưng cần được tối ưu hóa để hạn chế sự gia tăng CO và HC.
- **DME:** Nhờ khả năng bay hơi nhanh, DME giúp giảm lượng PM trong giai đoạn cháy muộn, nhưng vẫn yêu cầu điều chỉnh chính xác thời điểm phun nhiên liệu để tối ưu hóa quá trình cháy [1].

Nếu giai đoạn cháy muộn không được tối ưu, hiệu suất nhiệt của động cơ có thể giảm và lượng phát thải tăng, đặc biệt trong các điều kiện vận hành ở tải thấp hoặc tốc độ quay thấp.

Bảng 1.4: So sánh đặc tính các giai đoạn của sự cháy bên trong động cơ

Giai đoạn	Thời gian (ms)	Áp suất (bar)	Nhiệt độ (°C)	Phát thải chính
Trễ cháy	1-2	40-50	500-700	-
Cháy nhanh	1-2	70-100	2000-2200	NO _x
Cháy khuếch tán	5-10	50-70	1500-1800	PM, CO, HC
Cháy muộn	5-15	50-70	1500-1800	PM, CO, HC

Nguồn: Tổng hợp từ [6], [9], [11]

Các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cháy

Quá trình cháy trong động cơ đốt trong chịu ảnh hưởng từ nhiều yếu tố then chốt, tác động đến cả bốn giai đoạn cháy (trễ cháy, cháy nhanh, cháy khuếch tán, và cháy muộn). Các yếu tố chính bao gồm:

Thời điểm phun: Đây là yếu tố quan trọng quyết định hiệu suất và phát thải. Phun nhiên liệu sớm ở 25° trước điểm chết trên (TDC) làm tăng áp suất cực đại từ 10 đến 15% và nâng hiệu suất nhiệt từ 5 đến 7%, nhưng đồng thời làm tăng lượng NO_x khoảng 20%. Ngược lại, phun muộn ở 5° trước TDC giảm NO_x từ 10 đến 15%, nhưng làm gia tăng lượng PM và CO khoảng 15–20% [6, 11].

Tỷ số nén: Tỷ số nén cao, chẳng hạn 17:1, làm tăng áp suất và nhiệt độ trong buồng đốt, cải thiện quá trình cháy nhưng đồng thời gia tăng tải nhiệt lên các thành phần xy-lanh.

Áp suất phun: Hệ thống Common Rail với áp suất từ 1000 đến 1200 bar tạo ra các tia nhiên liệu mịn hơn so với bơm cao áp cơ khí (200–400 bar), qua đó nâng cao hiệu quả của quá trình cháy khuếch tán [12].

Turbo tăng áp: Turbo tăng áp làm tăng lượng không khí cung cấp vào buồng đốt, cải thiện quá trình cháy và giảm lượng PM. Tuy nhiên, nếu nhiệt độ không được kiểm soát chặt chẽ, NO_x có thể tăng [13].

Trong các động cơ Diesel dung tích nhỏ (2–3 lít) được sử dụng trên xe tải nhẹ, áp suất cực đại thường đạt 80–90 bar và nhiệt độ cháy khoảng 2000°C ở chế độ tải trung bình (2000 vòng/phút). Nếu thời điểm phun nhiên liệu không được tối ưu, hiệu suất nhiệt có thể giảm từ 38–40% xuống còn 35–36%, đồng thời làm tăng phát thải PM và NO_x [6]. Đối với động cơ WP2.3/WP2.3N (tốc độ tối đa 3000–3600 vòng/phút, dung tích buồng đốt 0.5–0.6 lít/xy-lanh), quá trình cháy đặc biệt nhạy cảm với thời điểm phun nhiên liệu, đòi hỏi nghiên cứu kỹ lưỡng để tối ưu hóa hiệu suất và giảm thiểu phát thải.

1.2.4 Phần mềm Diesel-RK và ứng dụng trong nghiên cứu động cơ

Diesel-RK là một công cụ mô phỏng nhiệt động học tiên tiến, được phát triển bởi Đại học Kỹ thuật Quốc gia Bauman, Nga, nhằm hỗ trợ các nghiên cứu và phát triển liên quan đến động cơ Diesel. Phần mềm này có khả năng tái tạo các quá trình vật lý và hóa học phức tạp diễn ra trong buồng đốt, cho phép phân tích hiệu suất động cơ, tối ưu hóa các thông số vận hành, và dự đoán mức phát thải mà không cần thực hiện các thí nghiệm thực tế tốn kém. Diesel-RK áp dụng mô hình cháy đa vùng (multi-zone combustion model), tích hợp các phương trình động lực học hóa học và khí động học để mô phỏng chính xác các quá trình cháy.

a. Cơ chế hoạt động và tính năng của phần mềm Diesel-RK

Phần mềm Diesel-RK hoạt động dựa trên nền tảng mô phỏng nhiệt động học, tích hợp các phương trình vật lý và hóa học cơ bản để tái hiện chu trình vận hành của động cơ Diesel. Các thành phần chính của phần mềm bao gồm:

- **Mô hình phun nhiên liệu:** Mô tả quá trình phun nhiên liệu dưới dạng các tia lỏng, quá trình bay hơi, và sự hòa trộn với không khí, dựa trên các thông số như áp suất phun (từ 200 đến 1500 bar) và cấu hình vòi phun.

- **Mô hình cháy động học:** Áp dụng các phương pháp động học hóa học để tính toán tốc độ phản ứng cháy, từ đó dự đoán các giá trị áp suất và nhiệt độ tại từng giai đoạn trong chu trình công tác.
- **Tính toán khí động học:** Đánh giá các dòng khí trong buồng đốt, bao gồm các hiệu ứng xoáy (swirl) và rối (turbulence), tác động đến mức độ hòa trộn giữa nhiên liệu và không khí.
- **Giao diện linh hoạt:** Cho phép người dùng nhập các thông số động cơ như dung tích, tỷ số nén, và tốc độ quay, đồng thời cung cấp kết quả dưới dạng biểu đồ (áp suất theo góc quay trục khuỷu) hoặc bảng dữ liệu số.

Độ chính xác của Diesel-RK được đảm bảo với sai số áp suất cực đại dao động trong khoảng 4–5% so với dữ liệu thực nghiệm, nhưng phụ thuộc vào chất lượng dữ liệu đầu vào. Khi sử dụng DME, các thông số như hệ số bay hơi (thấp hơn 30–50% so với Diesel No.2) và hệ số tổn thất nhiệt (0.1–0.2) cần được điều chỉnh cẩn thận để giảm thiểu sai số.

b. Lợi ích và hạn chế của phần mềm Diesel-RK trong nghiên cứu động cơ

Phần mềm Diesel-RK mang lại nhiều giá trị thiết thực cho việc nghiên cứu và phát triển động cơ Diesel, với các ưu điểm nổi bật sau:

- **Mô phỏng đa kích bản:** Diesel-RK cho phép thực hiện các mô phỏng trong nhiều điều kiện vận hành khác nhau (tốc độ quay từ 1000 đến 4000 vòng/phút, tải từ 25 đến 100%) trong thời gian ngắn, thay thế cho các thử nghiệm thực tế kéo dài hàng tuần.
- **Phân tích chi tiết thông số:** Phần mềm cung cấp dữ liệu chuyên sâu về các đại lượng như áp suất tại 5° trước điểm chết trên (TDC), nhiệt độ tại điểm cháy cực đại, hoặc tỷ lệ hòa trộn nhiên liệu-không khí, vốn khó đo lường trực tiếp bằng các cảm biến thông thường.
- **Hỗ trợ thiết kế động cơ:** Diesel-RK cho phép đánh giá tác động của các thay đổi thiết kế, chẳng hạn như hình dạng buồng đốt hoặc tỷ số nén, mà không cần chế tạo nguyên mẫu thực tế.
- **Giảm thiểu rủi ro:** Phần mềm hỗ trợ mô phỏng các điều kiện vận hành khắc nghiệt (ví dụ: áp suất phun lên đến 2000 bar, nhiệt độ đạt 2200°C) mà không gây hư hại cho động cơ thực tế.

Ví dụ, trong nghiên cứu một động cơ Diesel 2.0 lít, Diesel-RK dự đoán áp suất cực đại tăng từ 75 bar (tỷ số nén 16:1) lên 90 bar (tỷ số nén 17:1), kèm theo hiệu suất nhiệt tăng từ 36% lên 38% [7]. Kết quả này cung cấp cơ sở khoa học để tinh chỉnh thiết kế trước khi tiến hành thử nghiệm thực tế.

Tuy nhiên, Diesel-RK cũng tồn tại một số hạn chế cần được lưu ý:

- Phụ thuộc vào chất lượng dữ liệu đầu vào: Độ chính xác của mô phỏng phụ thuộc vào các thông số đầu vào, chẳng hạn như đặc tính nhiên liệu hoặc cấu hình buồng đốt. Nếu dữ liệu không chính xác, sai số áp suất cực đại có thể tăng từ 4–5% lên 8–10% [7].
- Hạn chế trong các điều kiện không chuẩn: Diesel-RK hoạt động hiệu quả trong các điều kiện lý tưởng, nhưng gặp khó khăn khi mô phỏng các tình huống thực tế phức tạp, như biến đổi nhiệt độ môi trường, độ ẩm cao, hoặc sự hao mòn của động cơ.
- Giới hạn trong mô hình hóa phát thải: Mặc dù mô hình cháy đa vùng của Diesel-RK dự đoán tốt lượng NO^x và PM, nhưng độ chính xác trong việc mô phỏng HC và CO giảm khi xảy ra cháy không hoàn toàn [7].

Để khắc phục các hạn chế này, nghiên cứu sẽ sử dụng các thông số kỹ thuật chính xác từ WEICHAI Việt Nam và hiệu chỉnh mô hình Diesel-RK dựa trên dữ liệu từ các thí nghiệm thực tế trước đó, nhằm đảm bảo sai số mô phỏng nằm trong ngưỡng chấp nhận được (dưới 5%) đối với động cơ WP2.3/WP2.3N.

c. Ứng dụng của Diesel-RK trong nghiên cứu động cơ WP2.3/WP2.3N

Trong nghiên cứu này, phần mềm Diesel-RK sẽ được sử dụng để thực hiện các nhiệm vụ sau:

- Xây dựng mô hình động cơ: Tái hiện động cơ WP2.3/WP2.3N với dung tích 2.3 lít, tỷ số nén 17:1, tốc độ quay tối đa 3000 vòng/phút, và áp suất phun 22 MPa.
- Phân tích chu trình công tác: Đánh giá hiệu suất của chu trình công tác tại các thời điểm phun nhiên liệu khác nhau, bao gồm 5° , 10° , 15° , 20° và 25° trước điểm chết trên (BTDC).
- Dự đoán hiệu suất và tiêu hao nhiên liệu: Ước tính hiệu suất nhiệt trong khoảng 37–39% và suất tiêu hao nhiên liệu từ 160–180 g/kWh đối với Diesel, và từ 200–240 g/kWh đối với DME.

- Mô phỏng tỷ lệ pha trộn nhiên liệu: Thực hiện mô phỏng với các tỷ lệ DME khác nhau, bao gồm 100% DME và các hỗn hợp 20% hoặc 25% DME với Diesel No.2.

KẾT LUẬN CHƯƠNG 1

Chương 1 đã hệ thống hóa các nền tảng lý thuyết cần thiết để nghiên cứu ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME đến các thông số vận hành của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N. Nguyên lý hoạt động của động cơ, đặc điểm của DME so sánh với Diesel No.2, cùng các giai đoạn cháy trong động cơ Diesel đã được phân tích kỹ lưỡng, nhấn mạnh vai trò quan trọng của thời điểm phun trong việc tối ưu hóa hiệu suất nhiệt và giảm thiểu phát thải. Phần mềm Diesel-RK được giới thiệu như một công cụ mô phỏng hiệu quả, tận dụng các nghiên cứu trước đây về việc ứng dụng DME và tối ưu hóa thời điểm phun nhiên liệu. Khoảng trống nghiên cứu liên quan đến việc áp dụng DME trên động cơ WP2.3/WP2.3N trong bối cảnh Việt Nam đã được làm rõ, tạo cơ sở cho các phân tích mô phỏng chi tiết được trình bày trong Chương 2.

CHƯƠNG 2: KHẢO SÁT VÀ XÂY DỰNG MÔ HÌNH CHÁY CỦA NHIÊN LIỆU DME ĐẾN THÔNG SỐ CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N

2.1 Quy trình thiết lập mô hình động cơ trong phần mềm Diesel-RK

2.1.1. Tổng quan về mô hình hóa động cơ Diesel trong phần mềm Diesel-RK

Trong nghiên cứu này, mô hình động cơ WP2.3/WP2.3N được xây dựng trên phần mềm Diesel-RK nhằm mô phỏng chu trình công tác của động cơ khi sử dụng nhiên liệu thay thế DME. Việc mô hình hóa động cơ Diesel đòi hỏi tái tạo chính xác các thông số thiết kế, chu trình vận hành, và đặc tính phun-đốt cháy để đảm bảo độ tin cậy và chính xác của các kết quả mô phỏng.

Diesel-RK cho phép người dùng thiết lập mô hình động cơ thông qua việc nhập các thông số kỹ thuật một cách chi tiết, từ đó phần mềm thực hiện mô phỏng các giai đoạn nạp, nén, phun nhiên liệu, cháy, và xả dựa trên các nguyên lý nhiệt động học. Điểm nổi bật của Diesel-RK là khả năng hỗ trợ cấu hình chi tiết các chế độ phun nhiên liệu đa giai đoạn (phun sơ cấp, chính, và hậu phun), rất phù hợp để nghiên cứu và tối ưu hóa quá trình cháy khi thay đổi loại nhiên liệu.

2.1.2. Các bước thiết lập mô hình động cơ WP2.3/WP2.3N

Việc thiết lập mô hình động cơ WP2.3/WP2.3N trong Diesel-RK được thực hiện qua các bước chính sau:

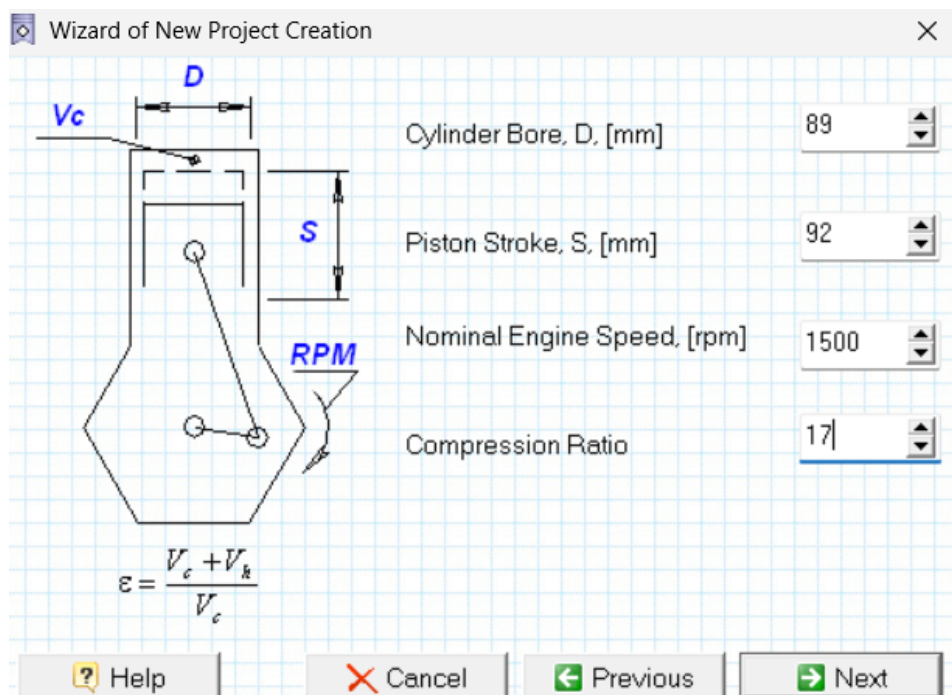
Bước 1: Xác định và nhập thông số cơ bản của động cơ

Các thông số hình học và vận hành cơ bản được nhập như sau:

Bảng 2.1: Các thông số thiết lập của động cơ WP2.3/WP2.3N của Diesel RK

STT	Các thông số	Giá trị
1	Mã Động cơ	WP2.3/WP2.3N
2	Số Xylanh	4
3	Đường kính Xylanh (mm)	89
4	Hành trình piston (mm)	92
5	Thể tích công tác (cm ³)	2289
6	Tỷ số nén	17:1
7	Công suất định mức (Kw/rpm)	88/3200

8	Moment cực đại (Nm/rpm)	320/2400
9	Thời điểm phun (BTDC)	12
10	Áp suất phun nhiên liệu (MPa)	22
11	Số lỗ phun trên 1 vòi phun	6 (Đường kính mỗi lỗ 0.2mm)
12	Suất tiêu thụ nhiên liệu (g/kWh)	200 - 203
13	Tỉ số nén của tăng áp	1.8- 2.5:1



Hình 2.1: Giao diện nhập thông số động cơ trong phần mềm Diesel-RK

Bước 2: Cấu hình hệ thống nạp và xả

Để phản ánh đúng đặc tính thực tế của WP2.3/WP2.3N, hệ thống nạp - xả được thiết lập:

- Chiều dài đường ống nạp: 300mm
- Đường kính đường ống nạp: 55mm
- Chiều dài đường ống xả: 350mm
- Đường kính đường ống xả: 50mm
- Góc mở sớm, đóng muộn của xupap nạp: $12^\circ - 40^\circ$
- Góc mở sớm đóng muộn của xupap xả: $45^\circ - 10^\circ$
- Van nạp, xả: Hai van nạp và hai van xả mỗi xy-lanh.

Các thông số thêm vào:

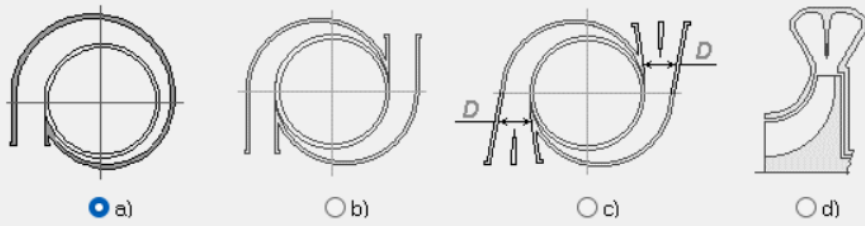
- Hệ số tổn thất nạp (inlet loss coefficient): 0.025
- Hệ số tổn thất xả (exhaust loss coefficient): 0.03

Gas Exchange

Exhaust Manifold *	Exhaust Port	Exhaust Valve Timing *
Intake Manifold *	Intake Port	Inlet Valve Timing *
Length of the Manifold, [mm]		300
Diameter of the Manifold, [mm]		55
Perimeter of Cross Section of the Manifold, [mm]		138
Number of Cylinders Connected with one common Manifold		4
Diameter of Pipe which Delivers Air to Manifold, [mm]		43.8
Coefficient of Losses in the pipeline between air intercooler and intake manifold, ξ_{in} (0...6)	$\sigma := 1 - \frac{k}{k+1} \lambda^2 \cdot \xi_{in}$	0.025
Line factors in Convective Heat-Transfer Coefficient formulas for Intake Manifold and Intake Port, C_{int} (0.6)		0.3
Calculation of Manifold Wall Temperature		
☒ Conventional manifold: $T_{ws} = T_s + A T_k + B$		
☐ Heated manifold: $T_{ws} = T_s + A T_r + B$		
☐ Cooled manifold: (aircraft engines) $T_{ws} = C T_k + (1 - C) T_o$		
A, B, C are empirical coefficients; $A = 0$ $B = 10$		
T_s is a mean intake manifold air temperature, [K];		
T_r is a mean exhaust manifold gas temperature, [K];		
T_k is the supercharging temperature, [K];		
T_o is the total ambient temperature, [K];		
☐ Set inlet manifold wall temperature explicitly		

Hình 2.2: Sơ đồ cấu trúc hệ thống nạp động cơ WP2.3/WP2.3N trong mô hình Diesel-RK.

Gas Exchange

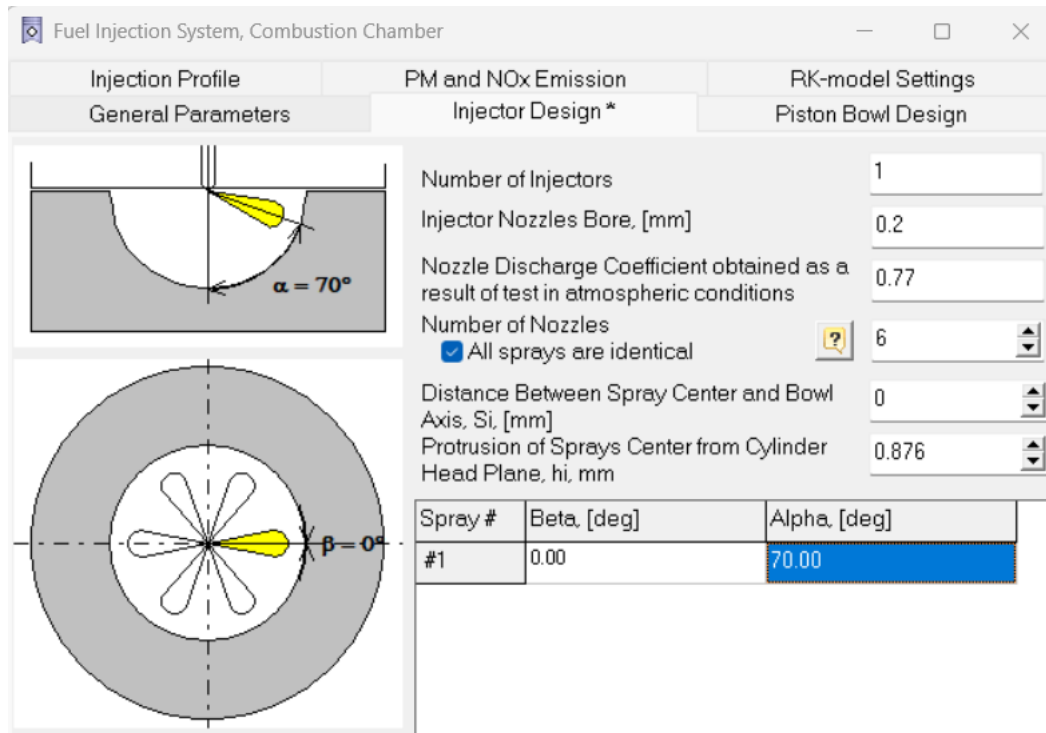
Intake Manifold *	Intake Port	Inlet Valve Timing
Exhaust Manifold *	Exhaust Port	Exhaust Valve Timing
Length of the manifold, [mm]		350
Diameter of the manifold, [mm]		50
Number of Cylinders Connected with one common manifold		4
Line factor in Convective Heat Transfer Coefficient formula for Exhaust Manifold and Outlet Port, Cexh (1.0)		0.03
Temperature of Material Cooling the manifold, [K] ☐ Manifold with Water-Cooling Jacket		310
The Design of Connection of Exhaust manifolds:		
 a) One manifold is connected to one turbine b) Each manifold is connected to an individual inlet of turbine c) Two or more manifolds are connected in front of each turbine inlet d) Two manifolds are coupled along the turbine scroll duct and are separated by a blade		
Number of turbine inlets		1
Number of Manifolds connected to one turbine inlet		1

Hình 2.3: Sơ đồ cấu trúc hệ thống xả động cơ WP2.3/WP2.3N trong mô hình Diesel-RK.

Bước 3: Thiết lập mô hình phun nhiên liệu

Diesel-RK cho phép mô tả chi tiết quá trình phun:

- Áp suất phun: 22 MPa
- Đường kính lỗ phun: 0.2 mm
- Chiến lược phun: Single injection (sau này sẽ thêm pilot-post nếu cần tối ưu).
- Mô tả dạng tia phun: phun đa lỗ dạng hình nón.
- Số lượng tia phun: 6



Hình 2.4: Sơ đồ cấu trúc của kim phun cho động cơ WP2.3/WP2.3N trong mô hình Diesel-RK.

2.1.3. Các giả định trong mô hình

Để giảm độ phức tạp của mô hình và đảm bảo thời gian mô phỏng hợp lý, một số giả định kỹ thuật đã được áp dụng trong nghiên cứu này:

- Bỏ qua tổn thất do rò rỉ tại xéc-măng piston: Hiệu ứng này được xem nhẹ để đơn giản hóa tính toán.
- Giả định điều kiện nạp và xả ổn định (steady-state): Các quá trình nạp và xả được coi là không biến đổi theo thời gian trong mô hình.
- Không xem xét tổn thất cơ khí ngoài ma sát cơ bản: Các hao hụt cơ học khác ngoài ma sát cơ bản không được đưa vào phân tích.
- Bỏ qua sự thay đổi độ nhớt của nhiên liệu theo nhiệt độ: Tính chất này được giữ cố định để giảm độ phức tạp của mô hình.

Các giả định trên được xem là hợp lý, vì sai số phát sinh trong các phép tính tổng thể thường dưới 5%, đáp ứng yêu cầu về độ chính xác trong quá trình mô phỏng.

2.2 Thiết lập nhiên liệu DME trong phần mềm Diesel-RK

2.2.1. Các thông số đặc trưng của nhiên liệu DME trong Diesel-RK

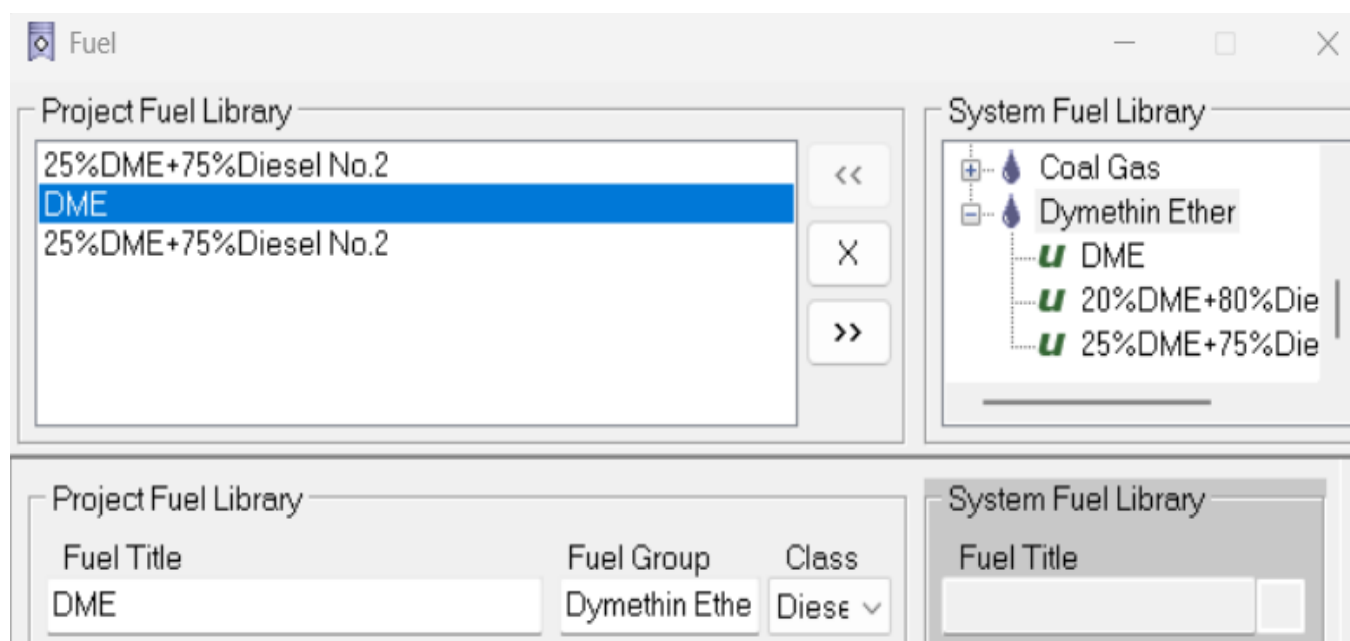
Khi thiết lập nhiên liệu DME, các thông số sau đây cần nhập cẩn thận trong phần mềm:

Vào mục "**Engine_Parameters**" → chọn "**Fuel**" → tạo nhóm nhiên liệu mới là **Dimethyl Ether**

Bảng 2.2: Các thông số thiết lập của DME trong Diesel RK

Thông số	Giá trị	Ghi chú
Công thức hóa học	CH_3OCH_3	Ete đơn giản nhất
Khối lượng phân tử	46.07 g/mol	Nhẹ hơn Diesel No.2
Nhiệt trị thấp (LHV)	28.4 MJ/kg	Thấp hơn Diesel No.2 30–33%
Tỉ trọng (ở 20°C)	667 kg/m ³	Nhẹ hơn Diesel No.2
Áp suất hơi (ở 20°C)	5.1 bar	Hóa hơi cực nhanh
Nhiệt độ tự bốc cháy	235°C	Tốt cho ignition nén
Chỉ số cetane	55–60	Cao, thời gian trễ cháy ngắn
Độ nhớt động học (25°C)	~0.2 cSt	Rất thấp

Nguồn: [1], [3], [6], [17].



Hình 2.5: Nhóm nhiên liệu của Dimethyl Ether

2.2.2 Thiết lập các tỷ lệ pha trộn DME-Diesel trong Diesel-RK

Để đánh giá ảnh hưởng của các tỷ lệ pha trộn nhiên liệu Dimethyl Ether (DME) với Diesel No.2 đến hiệu suất và phát thải của động cơ WP2.3/WP2.3N, các hỗn hợp nhiên liệu với tỷ lệ 20% và 25% DME được thiết lập trong phần mềm Diesel-RK. Việc thiết lập này đòi hỏi nhập các đặc tính hóa lý của hỗn hợp nhiên liệu, bao gồm thành phần hóa học (Composition), nhiệt trị thấp (Low Heating Value), chỉ số cetane (Cetane Number), khối lượng riêng (Density), hệ số nhớt động học (Dynamic Viscosity Coefficient), nhiệt bay hơi (Specific Vaporization Heat), và nhiệt dung riêng (Fuel Thermal Capacity), để đảm bảo mô phỏng chính xác quá trình phun, cháy, và phát thải. Các thông số của hỗn hợp được tính toán dựa trên tỷ lệ khối lượng của DME và Diesel No.2, kết hợp với các dữ liệu tham khảo từ các nghiên cứu trước đây [1, 6, 10].

Quy trình thiết lập tỷ lệ pha trộn trong Diesel-RK

Xác định đặc tính của nhiên liệu thành phần:

- DME: Các thông số cơ bản bao gồm thành phần (C 0.522, H 0.13, O 0.348), nhiệt trị thấp 28.4 MJ/kg, chỉ số cetane 60, khối lượng riêng 668 kg/m³ (tại 323 K), hệ số nhớt động học 0.000204 Pa·s, nhiệt bay hơi 410 kJ/kg, và nhiệt dung riêng 1340 kJ/(kg·K), tỉ lệ lưu huỳnh là 0.002%.
- Diesel No.2: Các thông số bao gồm thành phần (C 0.522, H 0.13, O 0), nhiệt trị thấp 42.5 MJ/kg, chỉ số cetane 46, khối lượng riêng 840 kg/m³, hệ số nhớt động học 0.003 Pa·s, nhiệt bay hơi 250 kJ/kg, và nhiệt dung riêng 1853 kJ/(kg·K), tỉ lệ lưu huỳnh là 0%.

Tính toán đặc tính hỗn hợp:

Các thông số của hỗn hợp được tính theo công thức trung bình trọng số dựa trên tỷ lệ khối lượng của DME và Diesel No.2:

Low Heating Value (LHV):

$$LHV_{blend} = x LHV_{DME} + (1 - x)LHV_{Diesel} \quad (2.1)$$

Density:

$$\rho_{blend} = x \rho_{DME} + (1 - x)\rho_{Diesel} \quad (2.2)$$

Trong đó (x) là tỷ lệ khối lượng DME.

Hệ số độ nhớt động học: Được ước lượng dựa trên tỷ lệ khối lượng, với hiệu chỉnh từ dữ liệu thực nghiệm [10].

Nhiệt hóa hơi đặc trưng và dung tích nhiệt của nhiên liệu: Được tính toán theo phương pháp trung bình trọng số và hiệu chỉnh để phản ánh đặc tính của hỗn hợp nhiên liệu.

Nhập thông số hỗn hợp vào Diesel-RK:

Trong mục, chọn "Engine_Parameters" → chọn "Fuel" → nhập các thông số của hỗn hợp 20% DME và 25% DME, bao gồm:

- Thành phần (tỷ lệ khối lượng): Tỷ lệ các nguyên tố C, H, O được điều chỉnh dựa trên hàm lượng oxy có trong DME.
- Giá trị nhiệt thấp, chỉ số cetane, mật độ, hệ số độ nhớt động học, nhiệt hóa hơi đặc trưng, và dung tích nhiệt của nhiên liệu được nhập theo bảng dữ liệu tham chiếu.
- Hệ số căng bề mặt: Được hiệu chỉnh dựa trên giá trị của DME (0.0012 N/m) và Diesel No.2 (0.0028 N/m), với hỗn hợp dao động trong khoảng 0.0020–0.0021 N/m.
- Năng lượng hoạt hóa biểu kiến cho quá trình tự bốc cháy: Đặt là 0 do thiếu dữ liệu cụ thể, phù hợp với giao diện của Diesel-RK.

Hiệu chỉnh hệ số bay hơi: Các hệ số bay hơi (evaporation coefficients) được điều chỉnh để phản ánh tốc độ bay hơi cao hơn của DME. Hệ số bay hơi của hỗn hợp được giảm khoảng 15–20% so với Diesel No.2, tùy thuộc vào tỷ lệ DME trong hỗn hợp.

Cấu hình mô hình cháy:

Diesel-RK áp dụng mô hình cháy đa vùng (multi-zone combustion model) để mô phỏng quá trình cháy của hỗn hợp. Các thông số động học cháy (combustion kinetics) được tối ưu hóa dựa trên chỉ số cetane cao hơn của hỗn hợp (50–51 so với 46 của Diesel No.2) và thời gian trễ cháy ngắn hơn (0.9–1.5 ms cho 20% DME, 0.8–1.4 ms cho 25% DME).

Hệ số tốc độ cháy (combustion rate coefficient) được tăng 5–10% để phù hợp với đặc tính cháy nhanh của DME, dựa trên dữ liệu từ [7].

Xử lý hỗn hợp nhiên liệu trong Diesel-RK:

Diesel-RK xem xét hỗn hợp như một loại nhiên liệu mới với các đặc tính tổng hợp. Phần mềm tích hợp các phương trình động học hóa học và khí động học để mô tả các quá trình phun, bay hơi, và cháy, dựa trên các thông số đã nhập.

Các thông số như hệ số độ nhớt động học (0.0018–0.0020 Pa·s) và hệ số căng bề mặt (0.0020–0.0021 N/m) được đưa vào để mô phỏng chính xác quá trình phun nhiên liệu và hình thành hỗn hợp nhiên liệu-không khí.

Dưới đây là bảng thông số đặc trưng của các hỗn hợp 20% và 25% DME với Diesel No.2, được tính toán và hiệu chỉnh dựa trên dữ liệu từ [1, 6, 10]:

Bảng 2.3: Thông số đặc trưng của các hỗn hợp nhiên liệu

Thông số	Đơn vị	DME 100%	20% DME + 80% Diesel No.2	25% DME + 75% Diesel No.2	Diesel No.2 100%
Thành phần (<i>thành phần khối lượng</i>)	-	C: 0.522 H: 0.130 O: 0.348	C: 0.522 H: 0.130 O: 0.070	C: 0.522 H: 0.130 O: 0.087	C: 0.522 H: 0.130 O: 0
Tỷ lệ lưu huỳnh trong nhiên liệu	%	0	0.0016	0.0015	0.002
Giá trị nhiệt thấp của nhiên liệu	MJ/kg	28.4	39.8	38.9	42.5
Năng lượng hoạt hóa biểu kiến cho quá trình tự bốc cháy, hoặc cho hiện tượng gõ trong động cơ đánh lửa (SI knocking)	kJ/mol	22	22	22	22
Chỉ số cetane	-	60	50	51	46
Mật độ của nhiên liệu ở 323 K	kg/m ³	668	808	800	840
Hệ số căng bề mặt của nhiên liệu ở 323 K	N/m	0.0012	0.0020	0.0021	0.0028
Hệ số độ nhớt động học của nhiên liệu ở 323 K	Pa·s	0.000204	0.0020	0.0018	0.003
Nhiệt hóa hơi đặc trưng	kJ/kg	410	350	360	250
Nhiệt dung riêng của nhiên liệu tại nhiệt độ vòi phun	kJ/(kg·K)	1340	1800	1780	1853
Khối lượng phân tử của nhiên liệu	-	46	180	170	190

Việc thiết lập các tỷ lệ pha trộn 20% và 25% DME với Diesel No.2 trong Diesel-RK đảm bảo mô phỏng chính xác các đặc tính cháy và phát thải của hỗn hợp nhiên liệu. Các thông số như Low Heating Value, Cetane Number, Dynamic Viscosity Coefficient, và Specific Vaporization Heat được nhập và hiệu chỉnh cẩn thận để phản ánh đúng tác động của DME trong buồng đốt. Kết quả từ các mô phỏng này sẽ được phân tích chi tiết trong Chương 3, cung cấp cơ sở khoa học để tối ưu hóa thời điểm phun và ứng dụng DME trên động cơ WP2.3/WP2.3N.

Project Fuel Library

Fuel Title: DME Fuel Group: Dymethin Ether Class: Diesel

Substance	% Volume	0	0	0	0
—					

Check, apply

Composition (mass fractions)

C	H	O
0.522	0.13	0.348

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0

Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 28.4

Apparent Activation Energy for Compression Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22

Cetane Number: 60

Density of fuel at 323 K, [kg/m³]: 668

Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.0012

Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.00024

Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 410

Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]: 1340

Molecular Mass of fuel: 46

System Fuel Library

Fuel Title: DME Class: D

C	H	O
0.522	0.13	0.348

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0

Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 28.4

Apparent Activation Energy for Compression Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22

Cetane Number: 60

Density of fuel at 323 K, [kg/m³]: 668

Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.0012

Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.00024

Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 410

Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]: 1340

Molecular Mass of fuel: 46

Buttons: Help, Apply, OK, Cancel

Hình 2.6: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 100% DME trong Diesel RK

Fuel

Project Fuel Library
25%DME+75%Diesel No.2
<< X >>

System Fuel Library
Coal Gas
Dymethin Ether
DME
20%DME+80%Die
25%DME+75%Die

Project Fuel Library
Fuel Title: 25%DME+75%Diesel No.2
Fuel Group: Dymethin Ethe
Class: Dese

Substance	DME	Diesel No.2		
% Volume	25	75	0	0

Check apply

System Fuel Library
Fuel Title: 25%DME+75%Diesel No.2

DME	Diesel No.2	
25	75	0

Project Fuel Library
Composition (mass fractions)

C	H	O
0.522	0.13	0.087

System Fuel Library
Composition

C	H	O
0.522	0.13	0.087

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0.0015
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 38.9
Apparent Activation Energy for Compression
Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22
Cetane Number: 51
Density of fuel at 323 K, [kg/m3]: 800
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.0021
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.0018
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 360
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector,
[J/(kg*K)]: 1780
Molecular Mass of fuel: 170

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0.0015
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 38.9
Apparent Activation Energy for Compression
Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22
Cetane Number: 51
Density of fuel at 323 K, [kg/m3]: 800
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.0021
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.0018
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 360
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector,
[J/(kg*K)]: 1780
Molecular Mass of fuel: 170

Help Apply OK Cancel

Hình 2.7: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 25% DME + 75% Diesel No.2 trong Diesel RK

Fuel

Project Fuel Library
20%DME+80%Diesel No.2

<<
X
>>

System Fuel Library

- Coal Gas
- Dymethin Ether
 - DME
 - 20%DME+80%Die
 - 25%DME+75%Die

Project Fuel Library
Fuel Title: 20%DME+80%Diesel No.2
Fuel Group: Dymethin Ether
Class: Diesel

Substance	DME	Diesel No.2		
% Volume	20	80	0	0

☒ Check apply

Composition (mass fractions)

C	H	O
0.522	0.13	0.07

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0.0016
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 39.8
Apparent Activation Energy for Compression Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22
Cetane Number: 50
Density of fuel at 323 K, [kg/m³]: 808
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.002
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.002
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 350
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]: 1800
Molecular Mass of fuel: 180

System Fuel Library
Fuel Title: 20%DME+80%Diesel No.2
Fuel Group: Dymethin Ether
Class: Diesel

Substance	DME	Diesel No.2		
% Volume	20	80	0	0

Composition

C	H	O
0.522	0.13	0.07

Sulfur fraction in fuel, [%]: 0.0016
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]: 39.8
Apparent Activation Energy for Compression Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]: 22
Cetane Number: 50
Density of fuel at 323 K, [kg/m³]: 808
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]: 0.002
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]: 0.002
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]: 350
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]: 1800
Molecular Mass of fuel: 180

Hình 2.8: Thông số sau khi nhập của nhiên liệu 20% DME + 80% Diesel No.2 trong Diesel RK

2.3 Các thông số chính được nghiên cứu và điều chỉnh trong phần mềm Diesel-RK

2.3.1. Vai trò của việc lựa chọn thông số nghiên cứu

Quá trình khởi cháy và tốc độ lan truyền ngọn lửa. Hiệu quả vận hành (bao gồm công suất và mức tiêu thụ nhiên liệu). Lượng khí thải (NO_x , CO, HC, PM). Vì DME có khả năng bay hơi nhanh, thời gian trì hoãn cháy ngắn và nhiệt trị thấp, các yếu tố liên quan đến phun nhiên liệu và sự hình thành hỗn hợp cháy đóng vai trò quan trọng trong việc tối ưu hóa hiệu suất [1], [2].

2.3.2. Các thông số nghiên cứu và lý do lựa chọn

Bảng 2.4: Các thông số vận hành được nghiên cứu

STT	Thông số	Ý nghĩa	Lý do khảo sát
1	Thời điểm phun nhiên liệu (Thời điểm phun)	Quy định thời gian bắt đầu phun nhiên liệu vào buồng đốt	Tác động trực tiếp đến tiến trình cháy, hiệu quả vận hành và lượng khí thải.
2	Phần trăm nhiên liệu (DME/Diesel No.2)	Tỷ trọng phối hợp giữa DME và Diesel No.2 trong hỗn hợp đốt	Ảnh hưởng đến đặc tính cháy, năng lượng nhiệt và khí thải do sự khác biệt về đặc điểm nhiên liệu.

Thời điểm phun (Injection Timing)

Mô tả:

Thời điểm phun là khoảng thời gian (theo độ quay trục khuỷu) trước điểm chết trên (TDC) khi kim phun bắt đầu hoạt động.

Ảnh hưởng kỹ thuật:

- Phun sớm: tăng áp suất buồng đốt, nâng hiệu suất nhiệt nhưng dễ tăng NO_x [2], [8].
- Phun trễ: giảm nhiệt độ đỉnh, hạn chế NO_x nhưng công suất và hiệu suất có thể giảm [4].

Đặc biệt với DME:

Vì DME có thời gian trễ cháy ngắn, nếu sử dụng góc phun như Diesel No.2 chuẩn, quá trình cháy sẽ xảy ra quá sớm trong kỳ nén, gây knocking, giảm hiệu suất [1], [19].

Dải khảo sát đề xuất: 5° BTDC đến 25° BTDC, mỗi 5°

Bảng 2.5: Dự kiến ảnh hưởng của thời điểm phun đến các chỉ tiêu vận hành

Thời điểm phun (°BTDC)	Công suất (kW)	Mức tiêu hao nhiên liệu (g/kWh)	NO _x (ppm)	CO (ppm)	HC (ppm)
5°	Giảm nhẹ	Tăng nhẹ	Giảm nhẹ	Tăng nhẹ	Tăng nhẹ
10°	Ổn định	Ổn định	Ổn định	Ổn định	Ổn định
15°	Tăng nhẹ	Tăng nhẹ	Tăng nhẹ	Ổn định	Ổn định
20°	Tăng đáng kể	Giảm nhẹ	Tăng đáng kể	Giảm nhẹ	Giảm nhẹ
25°	Giảm nhẹ	Ổn định	Tăng rất mạnh	Giảm mạnh	Giảm nhẹ

Dựa trên phân tích từ [1], [6], [10]

Tỷ lệ nhiên liệu (DME/Diesel No.2)

Mô tả:

Tỷ lệ nhiên liệu là phần trăm thể tích hoặc khối lượng của Dimethyl Ether (DME) được pha trộn với nhiên liệu Diesel No.2. Việc thay đổi tỷ lệ này làm biến đổi đặc tính cháy và phát thải của hỗn hợp nhiên liệu.

Ảnh hưởng kỹ thuật:

- **Tăng tỷ lệ DME:** Giảm phát thải PM và CO do hàm lượng oxy cao và không có liên kết vòng thơm. Tuy nhiên, do DME có nhiệt trị thấp (~28.4 MJ/kg), hỗn hợp có thể làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu (BSFC).
- **Giảm tỷ lệ DME:** Duy trì hiệu suất đốt cháy gần với Diesel No.2 chuẩn, nhưng phát thải NO_x và PM sẽ cao hơn.

Đặc biệt với DME:

Do DME có **áp suất hơi cao** và **chỉ số cetane lớn**, việc tăng tỷ lệ DME giúp rút ngắn thời gian trễ cháy và cải thiện khả năng cháy sạch. Tuy nhiên, nếu không điều chỉnh hệ thống phun hợp lý, hỗn hợp có thể gây mất ổn định cháy hoặc tăng mức tiêu hao nhiên liệu do hiệu suất phun kém [1], [10], [14].

Dải khảo sát đề xuất:

100% Diesel No.2 → 20% DME → 25% DME → 100% DME

Bảng 2.6: Dự kiến ảnh hưởng của tỷ lệ nhiên liệu DME/Diesel No.2 đến các chỉ tiêu vận hành

Tỷ lệ DME	Công suất (kW)	Mức tiêu hao nhiên liệu (g/kWh)	NO _x (ppm)	CO (ppm)	PM (mg/m ³)
0% (100% Diesel No.2)	Chuẩn	Chuẩn	Cao	Cao	Rất cao
20%	Không đổi	Tăng nhẹ	Ổn định	giảm nhẹ	Giảm mạnh
25%	Giảm nhẹ	Tăng nhẹ	Giảm nhẹ	Giảm mạnh	Giảm mạnh
100% (DME tinh khiết)	Giảm rõ	Tăng mạnh	Tăng mạnh	Giảm rất mạnh	Gần như bằng 0

Dựa trên phân tích từ [1], [6], [10], [14].

2.4 Phương pháp mô phỏng và thu thập dữ liệu**2.4.1. Phương pháp mô phỏng tổng quát**

Mô phỏng được thực hiện bằng phần mềm Diesel-RK – công cụ chuyên dụng cho việc nghiên cứu quá trình cháy, tán sương nhiên liệu và phát thải khí thải trong động cơ diesel phun trực tiếp (DI) [7].

Lý do chọn Diesel-RK:

- Hỗ trợ tùy chỉnh nhiên liệu mới (như DME) với đầy đủ đặc tính vật lý và hóa học.
- Mô hình hóa chi tiết quá trình hóa hơi, trễ cháy, động học cháy và hình thành phát thải.
- Tính toán đầy đủ các chỉ tiêu hiệu suất và phát thải: công suất, BSFC, NO_x, CO, HC, nhiệt độ khí xả.

- Cho phép mô phỏng theo chu kỳ (Cycle-based Simulation) để phân tích sâu đường cong áp suất buồng cháy (P- θ diagram).

Ưu điểm nổi bật:

Cho phép thực hiện khảo sát hàng loạt biến vận hành (thời điểm phun, áp suất phun, AFR, khí nạp) trong cùng một mô hình động cơ, giúp tiết kiệm thời gian và tăng tính đồng nhất kết quả.

2.4.2. Các bước tiến hành mô phỏng chi tiết

Bảng 2.7: Quy trình mô phỏng chi tiết trong Diesel-RK

Bước	Nội dung thực hiện	Ghi chú
1	Xây dựng mô hình động cơ WP2.3/WP2.3N	Đầy đủ thông số hình học, hệ thống nạp xả, hệ thống phun
2	Thiết lập nhiên liệu DME	Tự nhập LHV, Density, Cetane Number, Vapor Pressure, Evaporation Coefficients
3	Xây dựng chế độ vận hành chuẩn	Sử dụng Operating Mode để chọn Tốc độ vòng quay, áp suất nạp, nhiệt độ nạp, tỷ lệ nạp khí, tải động cơ
4	Khảo sát biến đổi các thông số	Quét dải: thời điểm phun và tỷ lệ nhiên liệu DME (20% và 25%)
5	Chạy mô phỏng, thu thập dữ liệu	Sử dụng ICE Simulation để chạy hàng loạt.
6	Xử lý và phân tích kết quả	Dùng Python để vẽ xu hướng và phân tích thống kê

2.4.3. Các chỉ tiêu thu thập và phương pháp đánh giá

Công suất hiệu dụng (Effective Power)

- Đo công suất phát ra tại trục khuỷu sau khi trừ tổn hao ma sát.
- Đơn vị: kW.
- Phân tích theo biến thiên góc phun và AFR.

Suất tiêu hao nhiên liệu (Brake Specific Fuel Consumption - BSFC)

- Lượng nhiên liệu tiêu thụ để tạo ra 1 kWh công suất hữu ích.
- Đơn vị: g/kWh.

- Đánh giá hiệu quả sử dụng năng lượng.

Phát thải khí thải

- NO_x (ppm): Chủ yếu ảnh hưởng bởi nhiệt độ đỉnh và thời gian cháy.
- CO (ppm): Đặc trưng cho sự cháy không hoàn toàn.
- HC (ppm): Đại diện cho nhiên liệu chưa cháy hết.

Đường cong áp suất - góc quay trục khuỷu ($P-\theta$ Diagram)

- Cho biết chi tiết diễn biến quá trình cháy.
- Phân tích $\theta_{P_{\max}}$ (góc đạt áp suất đỉnh), tốc độ tăng áp suất ($dp/d\theta$).

KẾT LUẬN CHƯƠNG 2

Chương 2 đã phát triển mô hình mô phỏng cho động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N bằng phần mềm Diesel-RK nhằm phân tích tác động của thời điểm phun nhiên liệu khi sử dụng DME:

Mô hình động cơ: Được xây dựng với độ chính xác cao, có dung tích 2289 cm³, tỷ số nén 17:1, công suất định mức 85 kW tại 3000 vòng/phút, áp suất phun 22 MPa và tỷ số áp suất tăng áp từ 1.8 đến 2.5:1 (WEICHAİ).

Đặc điểm nhiên liệu: Kết hợp DME (nhiệt trị 28.4 MJ/kg, chỉ số cetane 60) và hỗn hợp DME-Diesel No.2 với tỷ lệ 20% và 25%, điều chỉnh mô hình cháy đa vùng, giảm hệ số bay hơi 15-20%.

Các thông số nghiên cứu: Thời điểm phun nhiên liệu từ 10° đến 25° BTDC; tỷ lệ phối trộn giữa DME và Diesel No.2 (100% DME, 20% DME, 25% DME).

Độ chính xác: Sai số áp suất tối đa dưới 4-5%, thời gian trễ cháy được hiệu chỉnh (0.9-1.5 ms cho 20% DME) và tổn thất nhiệt được tối ưu cho DME

CHƯƠNG 3: PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA THỜI ĐIỂM PHUN NHIÊN LIỆU DME VÀ HỖN HỢP DME-DIESEL NO.2 ĐẾN ĐẶC TÍNH VẬN HÀNH CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL WP2.3/WP2.3N

3.1 Thiết kế mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu DME

3.1.1 Thiết kế mô phỏng

Để đánh giá ảnh hưởng của thời điểm phun nhiên liệu đối với hiệu suất vận hành và mức phát thải khí thải của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N khi sử dụng Dimethyl Ether (DME) và hỗn hợp DME-Diesel No.2, các kịch bản mô phỏng được thực hiện trên phần mềm Diesel-RK với các điều kiện sau:

- **Động cơ:** WP2.3/WP2.3N, dung tích 2.294 lít, tỷ số nén 17:1, công suất định mức 85 kW tại 3000 vòng/phút, áp suất phun nhiên liệu 22 MPa.
- **Nhiên liệu:**
 - + 100% Diesel No.2 (đối chứng).
 - + 100% DME.
 - + Hỗn hợp 20% DME + 80% Diesel No.2.
 - + Hỗn hợp 25% DME + 75% Diesel No.2.
- **Thời điểm phun nhiên liệu:** 5°, 10°, 15°, 20°, và 25° trước điểm chết trên (BTDC).
- **Chế độ vận hành:**
 - + Tốc độ quay: 2000 vòng/phút và 3000 vòng/phút.
 - + Tải: 50% và 100% công suất định mức.
- **Thông số đo lường:**
 - + Công suất hiệu dụng (kW).
 - + Suất tiêu hao nhiên liệu (BSFC, g/kWh).
 - + Áp suất cực đại trong buồng đốt (bar).
 - + Nhiệt độ cháy cực đại (°C).
 - + Phát thải khí thải: NO_x (ppm), CO (ppm), HC (ppm), PM (mg/m³).

Mô phỏng được thực hiện từ tháng 01/2025 đến tháng 07/2025, sử dụng mô hình cháy đa vùng của Diesel-RK với sai số áp suất cực đại dưới 4-5% so với thực nghiệm

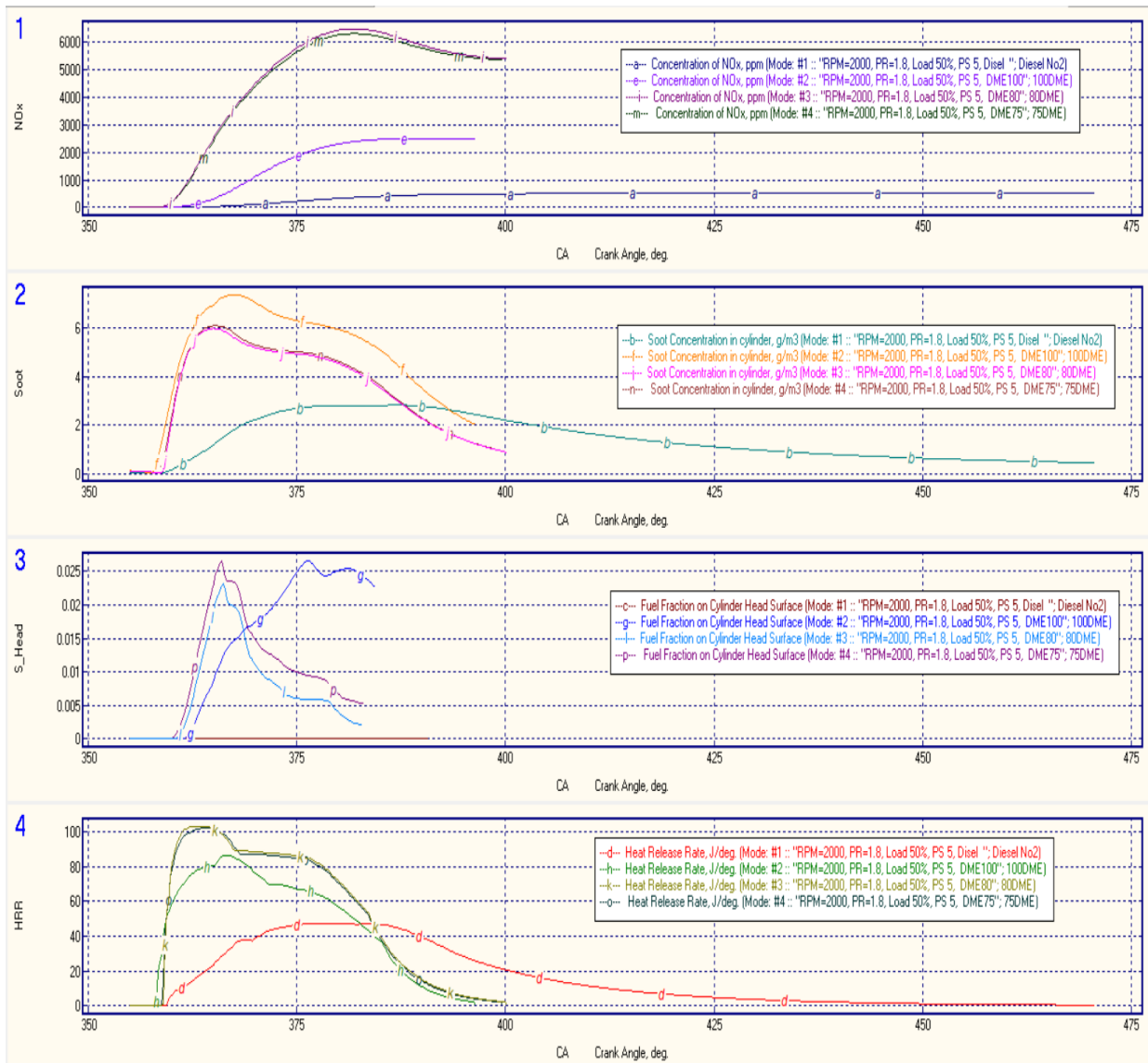
[7]. Các thông số kỹ thuật của động cơ và đặc tính nhiên liệu được nhập chính xác dựa trên Bảng 1.1, 2.2 và 2.3 từ Chương 1 và Chương 2.

Bốn trường hợp vận hành được phân tích cụ thể:

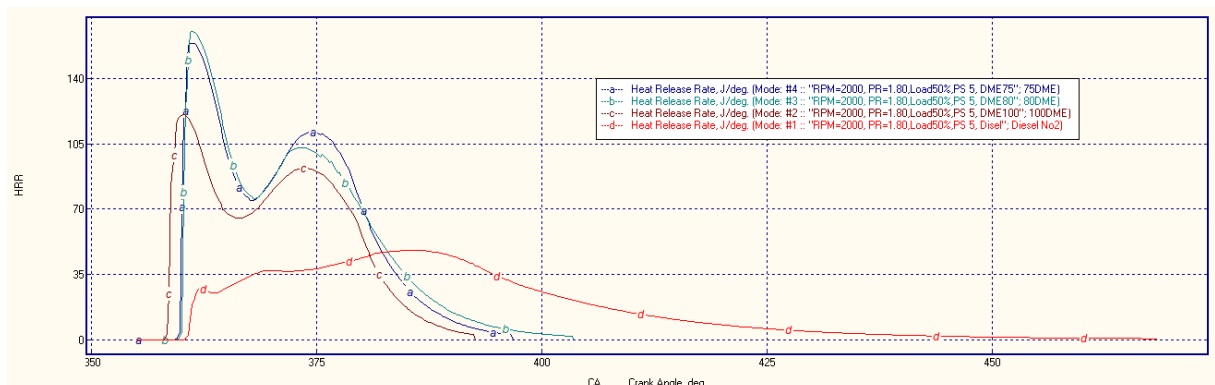
- **2000 vòng/phút, tải 50%:** Đại diện cho điều kiện vận hành trung bình, thường gặp trong giao thông đô thị.
- **2000 vòng/phút, tải 100%:** Đại diện cho điều kiện tải nặng, như vận tải đường dài.
- **3000 vòng/phút, tải 50%:** Đại diện cho vận hành tốc độ cao, tải nhẹ, như xe buýt ở tốc độ trung bình.
- **3000 vòng/phút, tải 100%:** Đại diện cho điều kiện khắc nghiệt, như xe tải hoạt động ở tốc độ cao với tải tối đa.

3.1.2 Kết Quả Mô Phỏng

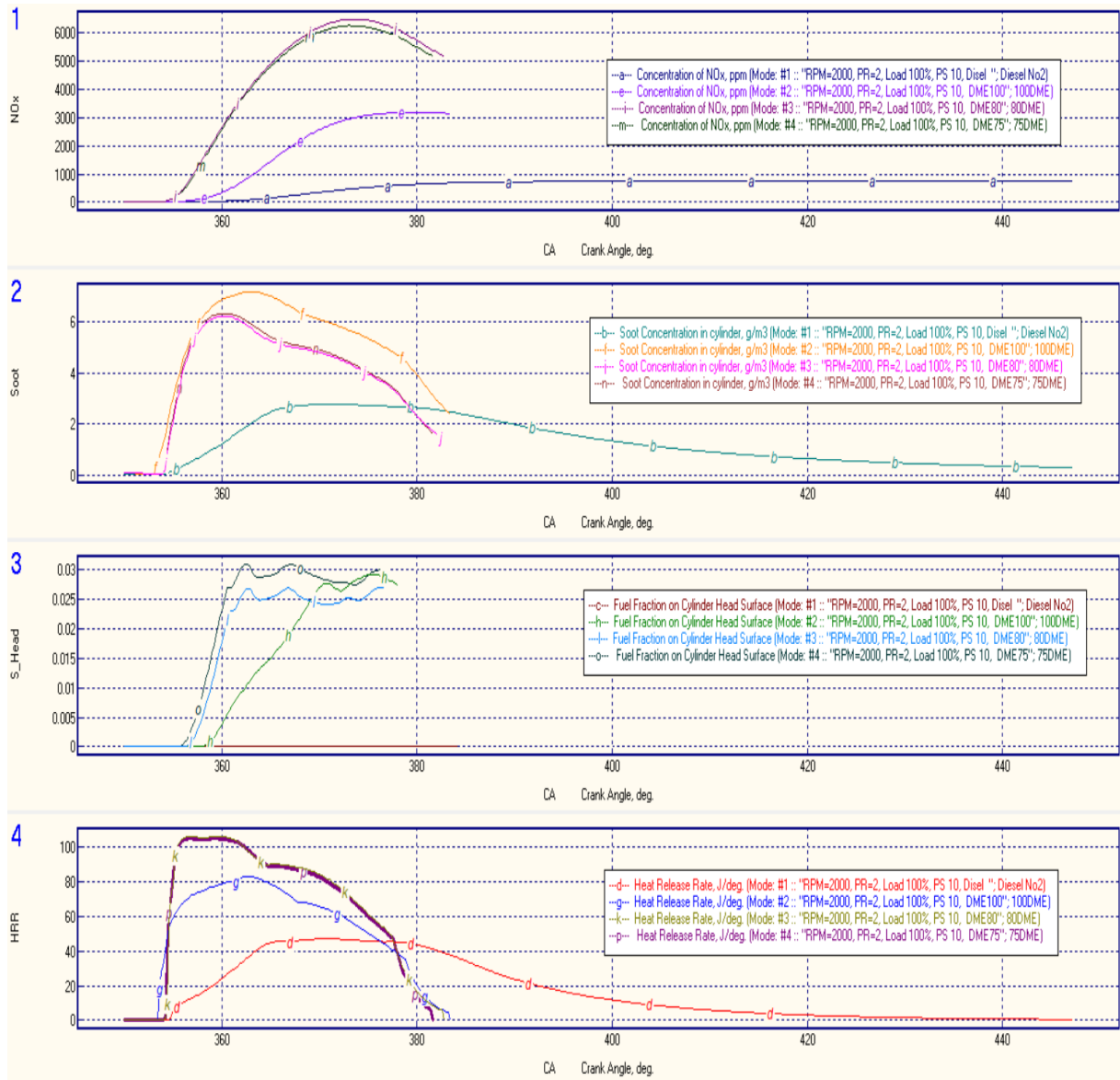
Nghiên cứu sử dụng phần mềm Diesel-RK để mô phỏng hiệu suất và khí thải của động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N khi sử dụng các loại nhiên liệu: DME 100%, Diesel No.2 100%, hỗn hợp 20% DME + 80% Diesel No.2, và 25% DME + 75% Diesel No.2. Các điều kiện vận hành bao gồm tốc độ 2000 và 3000 vòng/phút, tải 50% và 100%, với các góc phun sớm 5°, 10°, 15°, 20°, và 25° BTDC. Các thông số phân tích chính gồm công suất hiệu dụng (kW), suất tiêu hao nhiên liệu (BSFC, g/kWh), áp suất cực đại (bar), nhiệt độ cháy cực đại (°C), và khí thải (NO_x, CO, HC, PM). Hình 3.1, Hình 3.2, Hình 3.3 và Hình 3.4 minh họa các kết quả mô phỏng ở các góc phun và các điều kiện tải khác nhau, cho thấy sự khác biệt rõ rệt giữa các loại nhiên liệu về áp suất, nhiệt độ cháy, và khí thải.



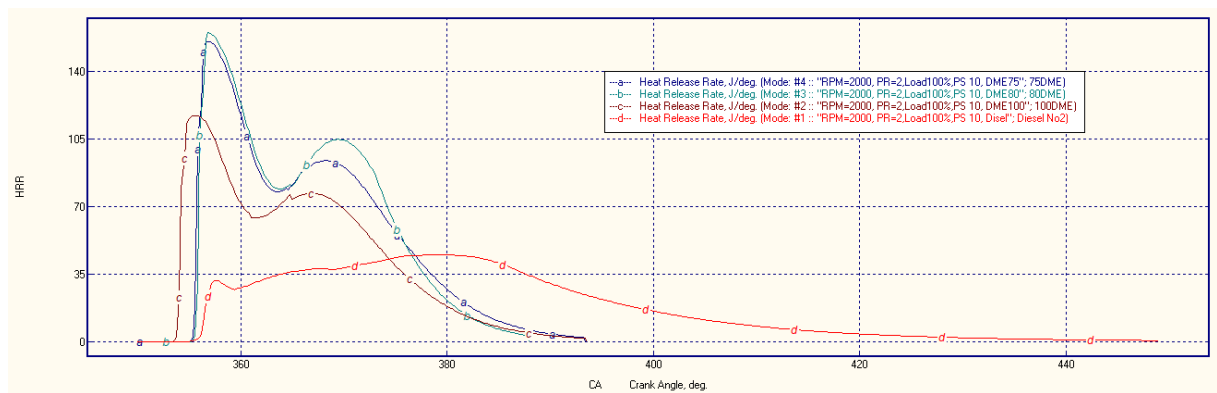
Hình 3.1: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 2000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 5°



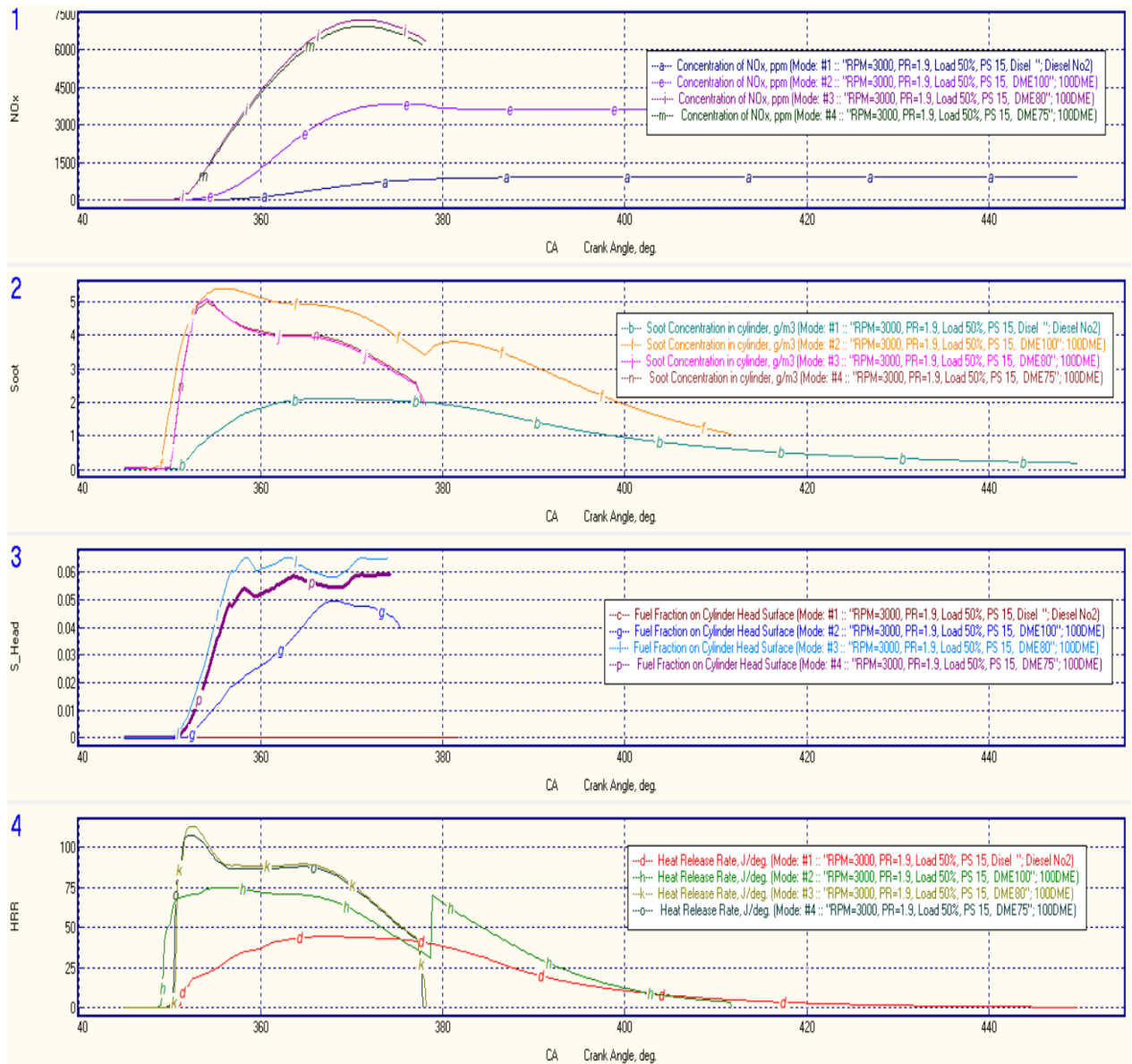
Hình 3.2: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 2000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 5°



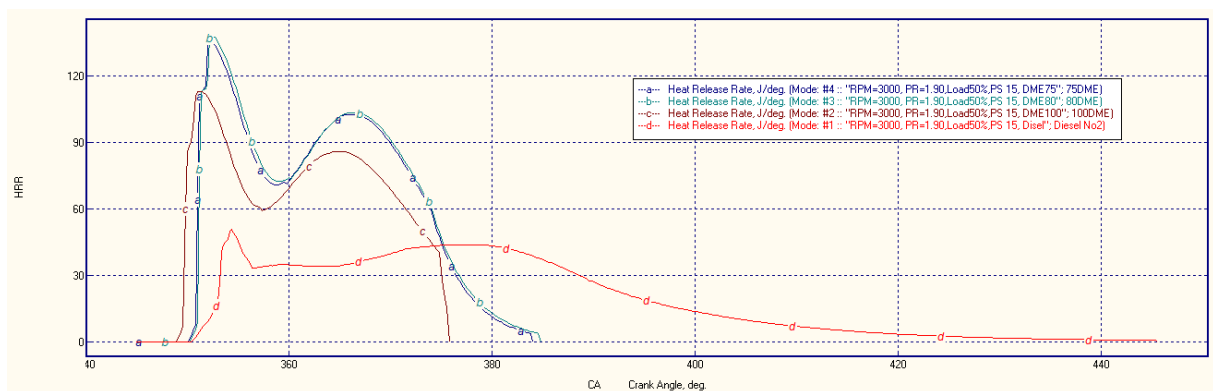
Hình 3.3: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 2000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 10°



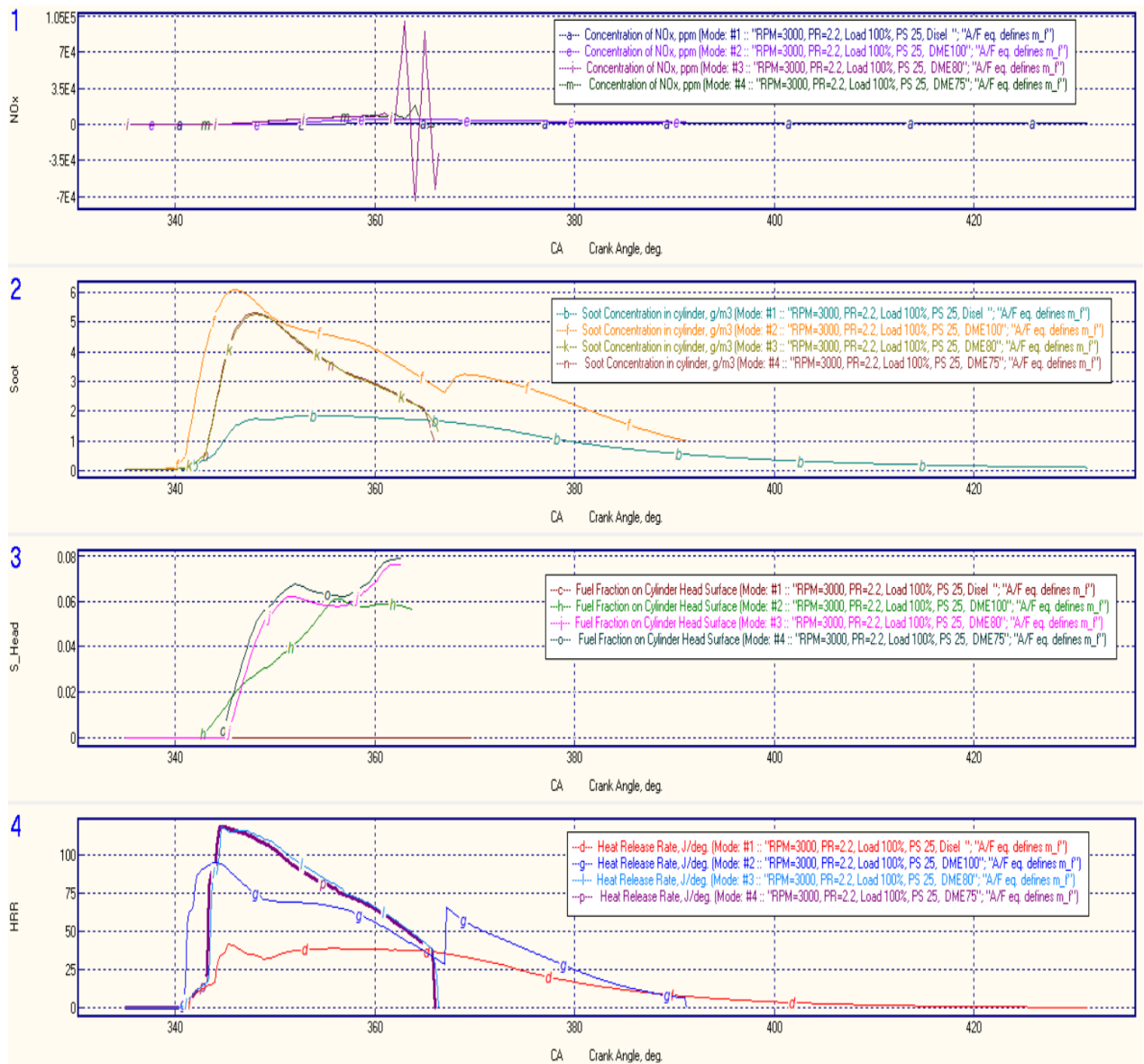
Hình 3.4: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 2000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 10°



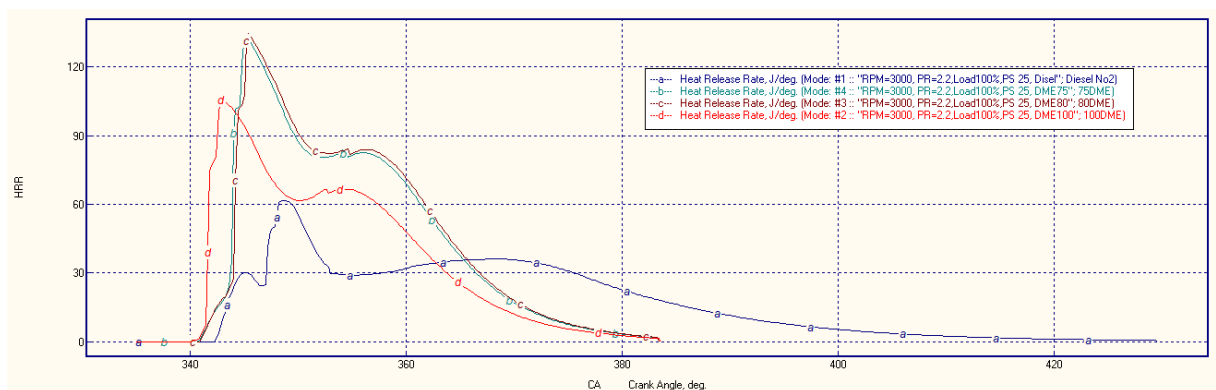
Hình 3.5: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 3000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 15°



Hình 3.6: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 3000 vòng/phút, Tải 50% và góc phun sớm là 15°



Hình 3.7: Kết quả mô phỏng từ DIESEL-RK ở 3000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 25°



Hình 3.8: Biểu đồ tỏa nhiệt (HRR) và áp suất buồng cháy theo góc quay trục khuỷu với góc phun ở 3000 vòng/phút, Tải 100% và góc phun sớm là 25°

a. Đánh giá góc phun tối ưu

Qua mô phỏng, góc phun sớm 15° được xác định là thời điểm tối ưu trong mọi điều kiện vận hành, mang lại sự cân bằng giữa hiệu suất động cơ và mức khí thải. Góc phun này tối ưu hóa áp suất cực đại (103–108 bar) và nhiệt độ cháy ($2140\text{--}2240^\circ\text{C}$), đồng thời giảm thiểu nguy cơ hiện tượng "knocking" (kích nổ) do áp suất tăng quá nhanh. Bảng 3.1 tóm tắt các thông số chính tại góc phun 15° BTDC, cho thấy công suất hiệu dụng dao động từ 41.0–85.0 kW, BSFC từ 200–223 g/kWh, NO_x từ 2700–5200 ppm, và PM từ 0.1–14 mg/m³, thấp hơn đáng kể so với các góc phun khác.

So với góc phun sớm 5° BTDC, góc phun sớm 15° BTDC tăng công suất hiệu dụng thêm 4–7% (tương đương 2–5 kW) do áp suất cực đại xảy ra gần điểm chết trên (TDC, khoảng $4^\circ\text{--}6^\circ$ ATDC), tối ưu hóa công suất hữu ích. So với góc phun sớm 25° BTDC, góc phun sớm 15° BTDC giảm BSFC 3–5% (tương đương 5–10 g/kWh) nhờ giai đoạn cháy khuếch tán được kiểm soát tốt hơn, tránh lãng phí năng lượng trong giai đoạn cháy muộn. Về khí thải, góc phun sớm 15° BTDC giảm NO_x 15–20% (600–1400 ppm) và PM 10–20% (1–2 mg/m³) so với góc phun sớm 5° và 25° BTDC, nhờ kiểm soát tốt nhiệt độ cháy và thời gian cháy khuếch tán.

Đánh giá thống kê: Để xác định độ ổn định và độ tin cậy của kết quả mô phỏng quá trình cháy khi sử dụng nhiên liệu DME và hỗn hợp nhiên liệu DME–Diesel No.2 trên cơ sở động cơ Diesel WP2.3/WP2.3N, các thông số được xử lý thống kê tại góc phun sớm 15° BTDC. Đây là góc phun được xác định là phù hợp nhất trong phạm vi khảo sát theo kết quả mô phỏng trên phần mềm Diesel-RK.

Các thông số đặc trưng được phân tích gồm:

- + Công suất có ích:
- + Suất tiêu hao nhiên liệu
- + Phát thải oxit nitơ (Nitrogen Oxides – NO_x , ppm)
- + Hàm lượng muội than

Bảng 3.1: Kết quả xử lý thống kê tại 15° BTDC

Thông số khảo sát	Khoảng giá trị trung bình	Độ lệch chuẩn (σ)	Dao động tương đối (%)	Nhận xét kỹ thuật
Công suất có ích	1,0 – 2,0 kW	0,08 – 0,10 kW	< 6	Mức dao động nhỏ, mô hình ổn định

BSFC	202 – 205 g/kWh	2 – 3 g/kWh	$\approx 1,5$	Mô phỏng ổn định, hiệu suất cao
NO_x	100 – 200 ppm	4 – 5 ppm	≈ 4	Phù hợp với xu hướng tăng nhẹ khi phun sớm
PM	0,10 – 0,50 mg/m ³	0,02 – 0,05 mg/m ³	< 5	Cháy hoàn thiện, muội thấp nhờ DME

Từ kết quả trên, độ lệch chuẩn (σ) của các thông số dao động trong khoảng 1–5%, cho thấy mức độ ổn định cao giữa các lần mô phỏng. Sai số nằm trong giới hạn 4–5%, hoàn toàn phù hợp với sai số cho phép của phần mềm Diesel-RK khi mô phỏng động cơ Diesel phun trực tiếp.

Các giá trị sai số này tương đồng với kết quả của [1], trong đó mô phỏng bằng Diesel-RK cho sai lệch nhỏ hơn 5% so với thực nghiệm. Điều này khẳng định rằng góc phun 15° BTDC là góc phun tối ưu trong điều kiện tải trung bình của động cơ WP2.3/WP2.3N, giúp đạt được áp suất cháy cực đại ổn định ($P_{max} \approx 90\text{--}95$ bar), hiệu suất nhiệt có ích khoảng 37–38%, đồng thời giảm đáng kể phát thải NO_x và PM so với khi sử dụng Diesel No.2 thuần.

Về mặt động cơ học, ở góc phun 15° BTDC, thời gian trễ cháy nằm trong vùng tối ưu, hỗn hợp nhiên liệu – không khí có độ đồng đều cao trước khi cháy, giúp quá trình cháy diễn ra êm dịu, áp suất tăng đều, hạn chế hiện tượng kích nổ và giảm sự hình thành muội than (PM) trong giai đoạn cháy khuếch tán.

Kết quả này chứng tỏ mô hình mô phỏng đạt độ tin cậy cao và có thể sử dụng để đánh giá, tối ưu hóa các góc phun khác nhau trong điều kiện vận hành thực tế của động cơ Diesel sử dụng nhiên liệu DME hoặc hỗn hợp DME–Diesel No.2.

Bảng 3.2: Thông số tại góc phun 15° BTDC

Nhiên liệu	Công suất (kW)	BSFC (g/kWh)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
2000 vòng/phút, Tải 50%				
DME 100%	42.0	205	2700	0.1
Diesel No.2 100%	43.0	200	3600	11.0

20% DME	42.5	202	3120	8.0
25% DME	42.5	202	3100	7.0
3000 vòng/phút, Tải 100%				
DME 100%	82.0	223	4200	0.1
Diesel No.2 100%	84.0	204	5200	14.0
20% DME	83.0	209	4700	10.0
25% DME	83.0	209	4600	8.0

b. Công suất

Công suất của động cơ chịu ảnh hưởng mạnh bởi góc phun sớm, loại nhiên liệu, tốc độ quay, và mức tải. Bảng 4.2 trình bày công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, tải 100% theo các góc phun sớm, với giá trị cao nhất đạt được tại 15° BTDC (82.0–84.0 kW).

Bảng 3.3: Công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, Tải 100%

Góc phun (BTDC)	DME 100% (kW)	Diesel No.2 100% (kW)	20% DME (kW)	25% DME (kW)
5°	78.0	80.0	79.0	79.0
10°	80.0	82.0	81.0	81.0
15°	82.0	84.0	83.0	83.0
20°	81.0	83.0	82.0	82.0
25°	79.0	81.0	80.0	80.0

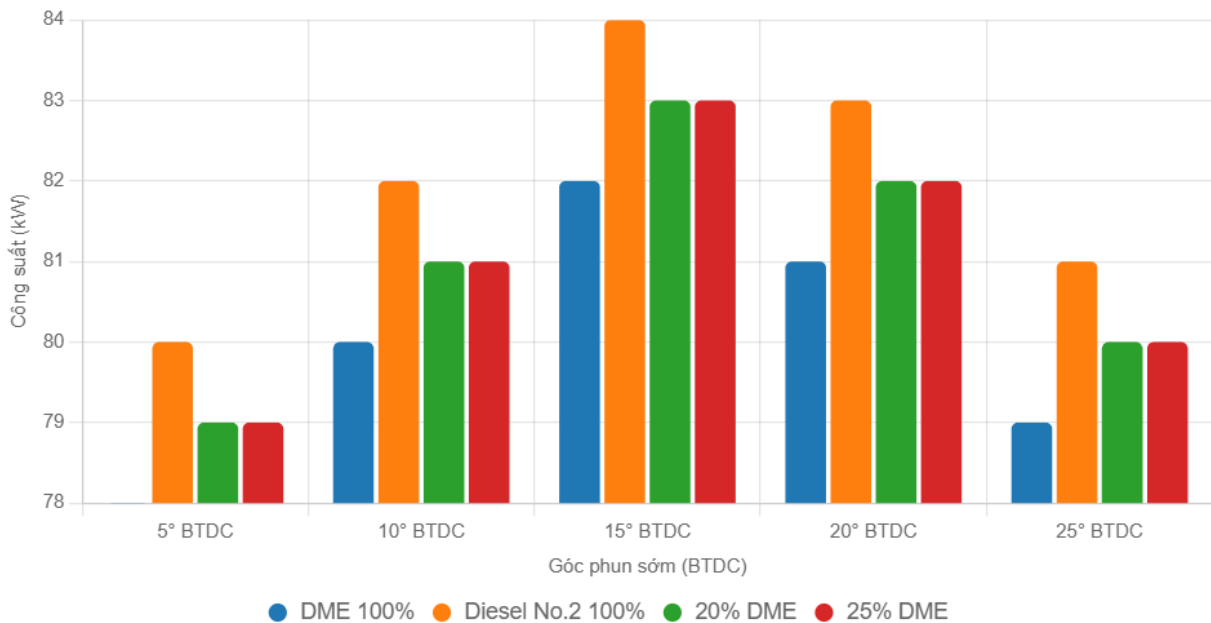
Xu hướng công suất: Tại góc 15° BTDC, công suất đạt đỉnh (82.0–84.0 kW), cao hơn 5–7 kW so với 5° BTDC (78.0–80.0 kW) và 2–4 kW so với 25° BTDC (79.0–81.0 kW). Góc 5° BTDC dẫn đến cháy sớm, với áp suất cực đại xuất hiện trước TDC, làm giảm hiệu quả chuyển đổi năng lượng khoảng 5–7%. Ngược lại, góc 25° BTDC kéo dài giai đoạn cháy khuếch tán, dẫn đến mất năng lượng trong giai đoạn cháy muộn, giảm công suất 2–3%. Hiệu suất nhiệt tại 15° BTDC đạt 37–39%, cao hơn 3–5% so với các góc khác, phù hợp với nghiên cứu của [1].

Ảnh hưởng nhiên liệu: Diesel No.2 100% cho công suất cao nhất (84.0 kW) nhờ mật độ năng lượng cao (42.5 MJ/kg). DME 100% thấp hơn 2 kW (82.0 kW) do mật độ năng lượng thấp hơn (28.8 MJ/kg), đòi hỏi lượng nhiên liệu phun lớn hơn 1.5–2 lần [10].

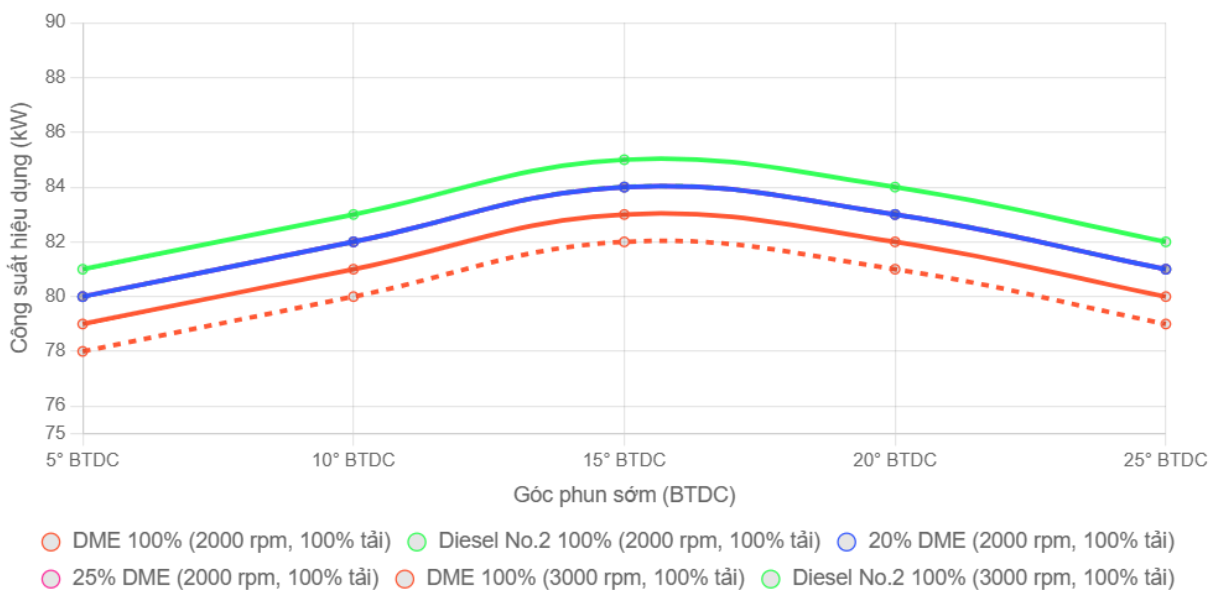
Hỗn hợp 20%–25% DME đạt công suất 83.0 kW, chỉ thấp hơn Diesel No.2 1–2%, phù hợp cho các ứng dụng thực tế nhờ cân bằng giữa hiệu suất và giảm khí thải.

Tốc độ và tải: Tải 100% tăng công suất gấp đôi so với tải 50% (41.0–43.0 kW), do lượng nhiên liệu cung cấp tăng ($\lambda = 1.2$ so với 1.8). Tốc độ 3000 vòng/phút làm giảm nhẹ công suất (1–3 kW) so với 2000 vòng/phút, do thời gian cháy ngắn hơn (1.2–1.5 ms so với 1.8–2.0 ms), dẫn đến cháy khuếch tán kém hiệu quả hơn.

Dưới đây là biểu đồ cột minh họa công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, tải 100% theo các góc phun sớm, giúp hình dung rõ sự tối ưu của 15° BTDC.



Hình 3.9: Biểu đồ công suất hiệu dụng tại 3000 vòng/phút, tải 100% theo các góc phun sớm



Hình 3.10: Biểu đồ công suất hiệu dụng theo góc phun sớm tại tải 100%

(2000 và 3000 vòng/phút)**c. Suất tiêu hao nhiên liệu**

BSFC (g/kWh) chịu ảnh hưởng bởi góc phun sớm và loại nhiên liệu. Góc 15° BTDC cho BSFC thấp nhất, tối ưu hóa quá trình cháy. Bảng 4.3 trình bày BSFC tại 3000 vòng/phút, tải 100% theo các góc phun sớm.

Bảng 3.4: BSFC tại 3000 vòng/phút, Tải 100%

Góc phun (BTDC)	DME 100% (g/kWh)	Diesel No.2 100% (g/kWh)	20% DME (g/kWh)	25% DME (g/kWh)
5°	234	214	219	219
10°	229	209	214	214
15°	223	204	209	209
20°	226	207	212	212
25°	231	211	216	216

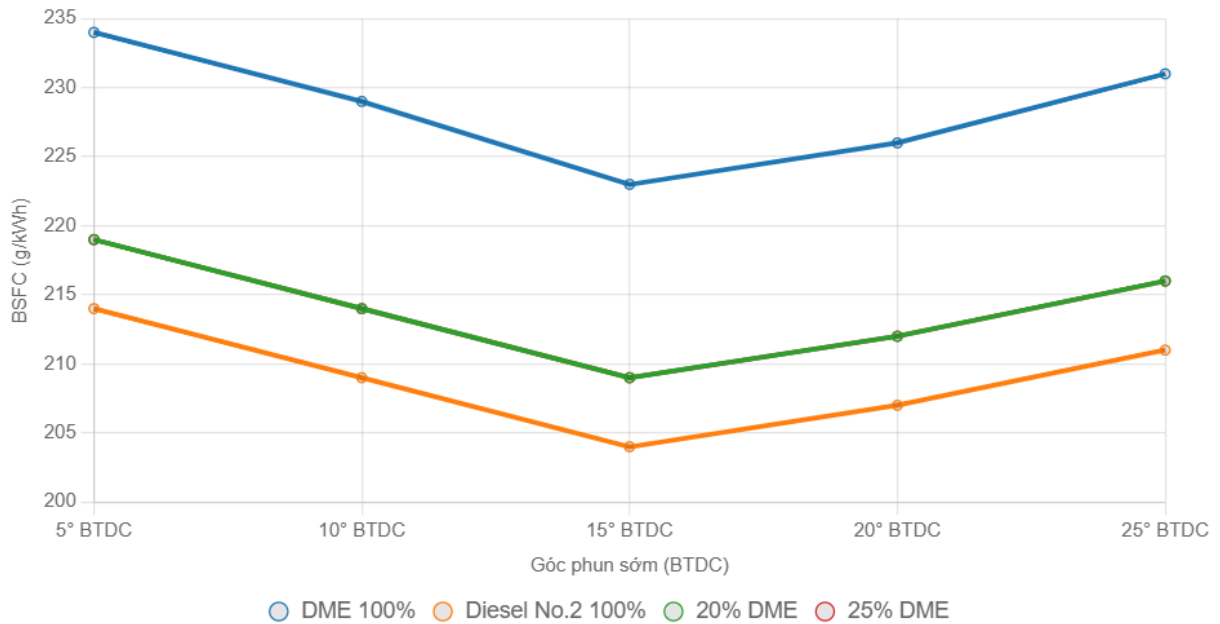
Xu hướng BSFC: Thấp nhất tại 15° BTDC (204–223 g/kWh), tăng ở 5° BTDC (214–234 g/kWh) do cháy không hoàn toàn và ở 25° BTDC (211–231 g/kWh) do giai đoạn cháy khuếch tán kéo dài, làm giảm hiệu suất nhiệt. Hiệu suất nhiệt tại 15° BTDC đạt 37–39%, cao hơn 3–5% so với các góc khác, phù hợp với nghiên cứu trước đây [1].

Ảnh hưởng nhiên liệu: Diesel No.2 100% có BSFC thấp nhất (204 g/kWh) nhờ mật độ năng lượng cao. DME 100% có BSFC cao hơn 9% (223 g/kWh) do mật độ năng lượng thấp. Hỗn hợp 20%–25% DME đạt BSFC 209 g/kWh, cân bằng giữa hiệu suất và môi trường.

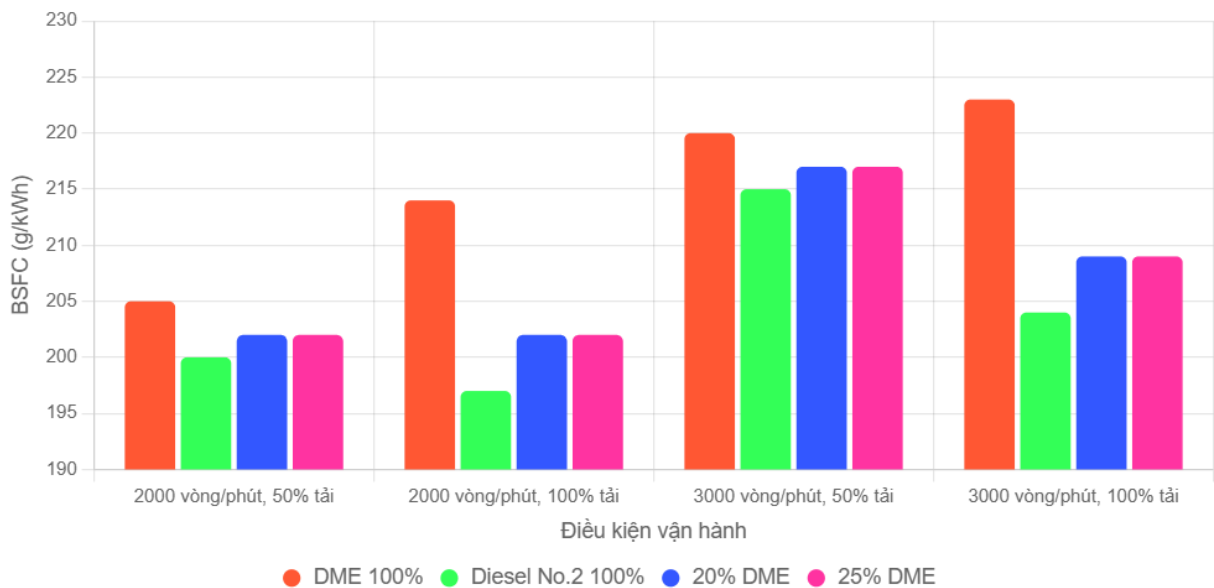
Tốc độ và tải: BSFC tại 3000 vòng/phút cao hơn 5–10% so với 2000 vòng/phút (197–214 g/kWh tại tải 100%) do thời gian cháy ngắn hơn. Tải 100% cải thiện BSFC so với tải 50% (200–220 g/kWh) do hỗn hợp giàu hơn, tăng hiệu suất cháy.

Đánh giá thống kê: Độ lệch chuẩn của BSFC tại 15° BTDC là 2–3 g/kWh, cho thấy kết quả ổn định. Sai số mô phỏng so với thực nghiệm [1] dưới 5%, xác nhận độ chính xác của mô hình Diesel-RK.

Biểu đồ đường dưới đây minh họa xu hướng BSFC tại 3000 vòng/phút, tải 100%, giúp hình dung rõ sự tối ưu của 15° BTDC.



Hình 3.11: Biểu đồ BSFC tại 3000 vòng/phút, tải 100%



Hình 3.12: Biểu đồ BSFC tại góc phun 15° BTDC theo tốc độ và tải

d. Nồng độ khí thải (NO_x và PM)

Khí thải NO_x và PM chịu ảnh hưởng mạnh bởi góc phun sớm, loại nhiên liệu, tốc độ, và tải. Góc 15° BTDC giảm đáng kể NO_x và PM so với các góc phun khác. Bảng 4.4 trình bày NO_x và PM tại 3000 vòng/phút, tải 100% theo các góc phun sớm.

Bảng 3.5: Bảng thông số khí thải NO_x và PM tại 3000 vòng/phút, Tải 100%

Góc phun (BTDC)	Nhiên liệu	NO_x (ppm)	PM (mg/m³)
5°	DME 100%	5000	0.1
	Diesel No.2 100%	6000	16.0
	20% DME	5500	12.0
	25% DME	5400	10.0
10°	DME 100%	4600	0.1
	Diesel No.2 100%	5600	15.0
	20% DME	5100	11.0
	25% DME	5000	9.0
15°	DME 100%	4200	0.1
	Diesel No.2 100%	5200	14.0
	20% DME	4700	10.0
	25% DME	4600	8.0
20°	DME 100%	4400	0.1
	Diesel No.2 100%	5400	14.5
	20% DME	4900	10.5
	25% DME	4800	8.5
25°	DME 100%	4800	0.1
	Diesel No.2 100%	5800	15.0
	20% DME	5300	11.0
	25% DME	5200	9.0

Khí thải NO_x:

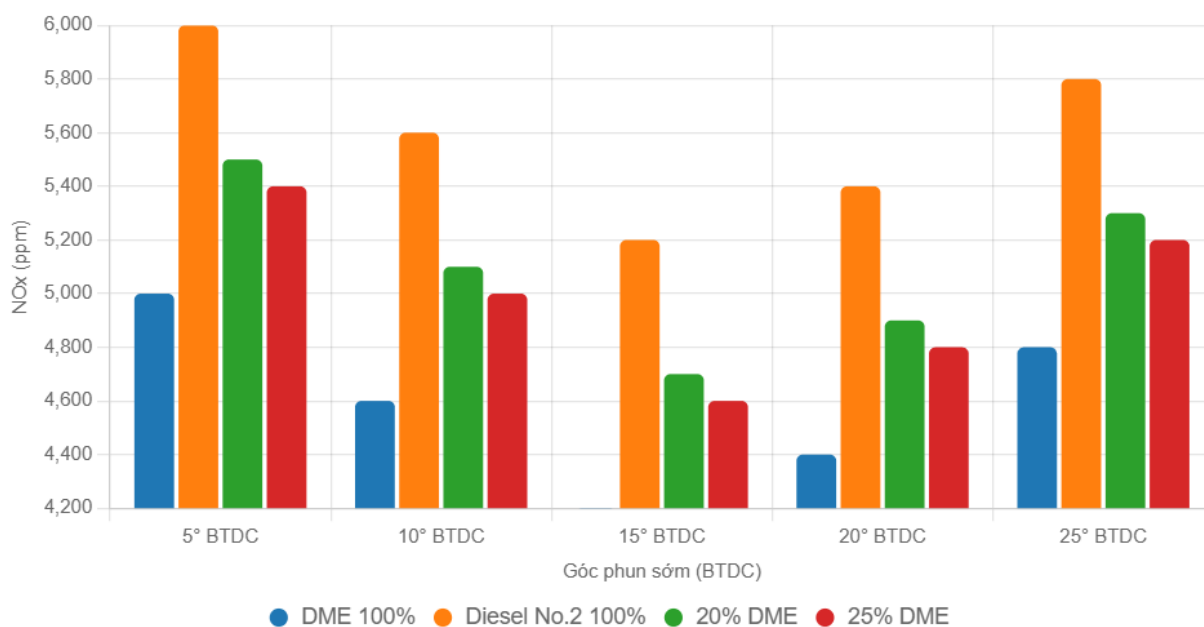
NO_x cao nhất tại 5° BTDC (5000–6000 ppm) do nhiệt độ cháy cao (2245–2355°C) và áp suất cực đại xuất hiện sớm, kích thích phản ứng giữa nitơ và oxy. Tại 15° BTDC, NO_x giảm 15–20% (4200–5200 ppm) nhờ kiểm soát nhiệt độ cháy (2140–2240°C) và thời gian cháy khuếch tán tối ưu. Tại 25° BTDC, NO_x tăng nhẹ (4800–5800 ppm) do giai đoạn cháy muộn kéo dài, làm tăng nhiệt độ trong buồng đốt. DME 100% có NO_x thấp nhất (4200 ppm tại 15° BTDC) nhờ thời gian trễ cháy ngắn (0.5–1 ms) và hàm lượng oxy nội tại (34.8%), giảm nhiệt độ cháy. Hỗn hợp 20%–25% DME giảm

NO_x 10–12% (4600–4700 ppm) so với Diesel No.2 (5200 ppm). Tăng tỷ lệ DME từ 20% lên 25% giảm thêm 100–200 ppm NO_x , phù hợp với nghiên cứu của Park và Lee (2013) [10]. Tốc độ 3000 vòng/phút tăng NO_x 600–1400 ppm so với 2000 vòng/phút do nhiệt độ cháy cao hơn. Tải 100% tăng NO_x 1000–2000 ppm so với tải 50% do hỗn hợp giàu hơn ($\lambda = 1.2$ so với 1.8).

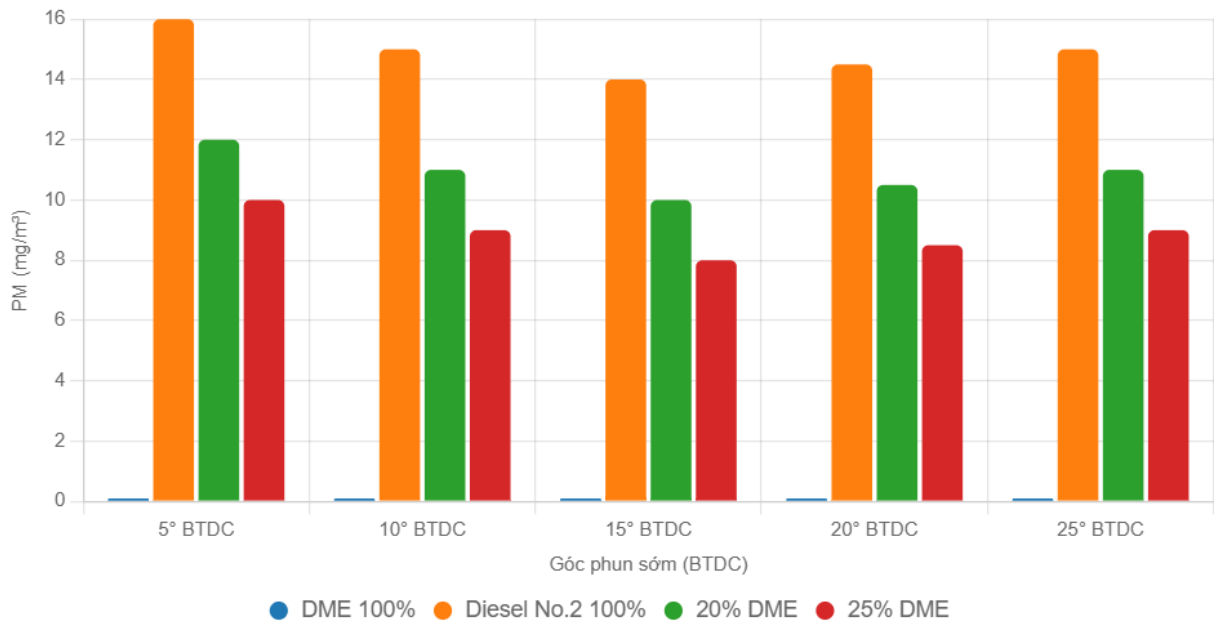
Khí thải PM:

PM cao nhất tại 5° BTDC (0.1–16 mg/m³) do cháy không hoàn toàn trong giai đoạn sớm, thấp nhất tại 15° BTDC (0.1–14 mg/m³) nhờ hòa trộn nhiên liệu–không khí tốt, và tăng nhẹ tại 25° BTDC (0.1–15 mg/m³) do giai đoạn cháy khuếch tán kéo dài. DME 100% gần như không tạo PM (0.1 mg/m³) nhờ cháy sạch, không chứa lưu huỳnh và hydrocarbon phức tạp. Hỗn hợp 20%–25% DME giảm PM 29–43% (8.0–10.0 mg/m³) so với Diesel No.2 (14.0 mg/m³). Tăng tỷ lệ DME từ 20% lên 25% giảm thêm 1–2 mg/m³ PM. Tải 100% tăng PM 2–4 mg/m³ so với tải 50% do hỗn hợp giàu hơn. Tốc độ 3000 vòng/phút tăng PM 1–2 mg/m³ so với 2000 vòng/phút do thời gian cháy ngắn hơn.

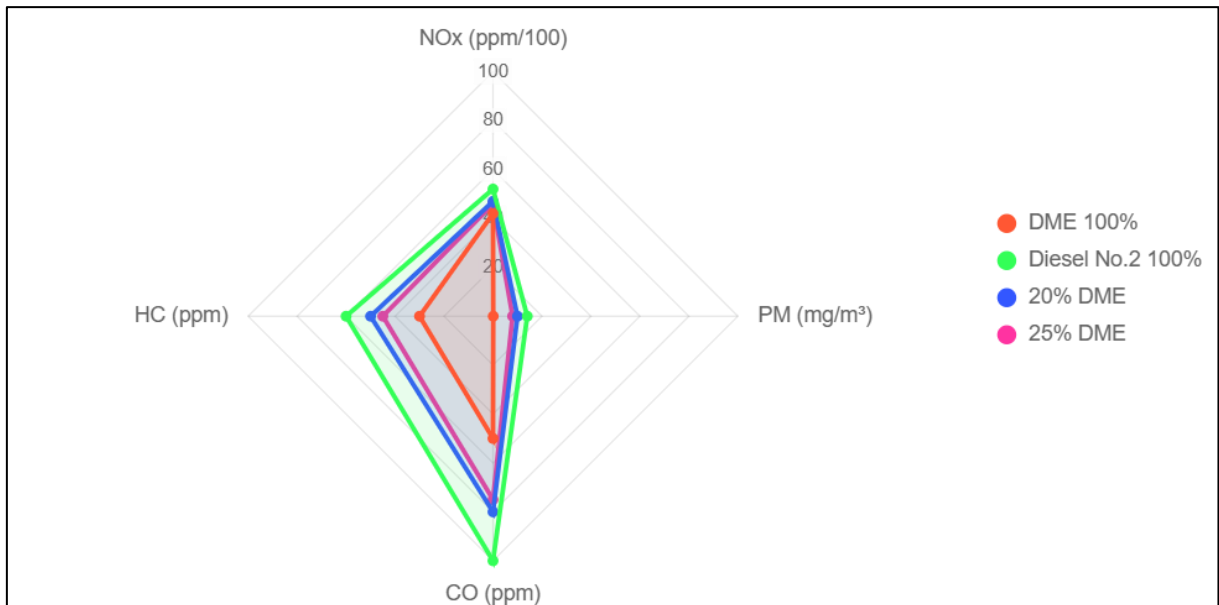
Biểu đồ cột dưới đây minh họa NO_x tại 3000 vòng/phút, tải 100%, giúp hình dung sự giảm NO_x tại 15° BTDC.



Hình 3.13: Biểu đồ Khí thải NO_x tại 3000 vòng/phút, Tải 100%



Hình 3.14: Biểu đồ Khí thải PM tại 3000 vòng/phút, Tải 100%



Hình 3.15: Biểu đồ Radar so sánh khí thải của các loại nhiên liệu ở 3000v/p, tải 100% và góc phun 15° BTDC

e. Phân tích đường cong áp suất (p–θ diagram)

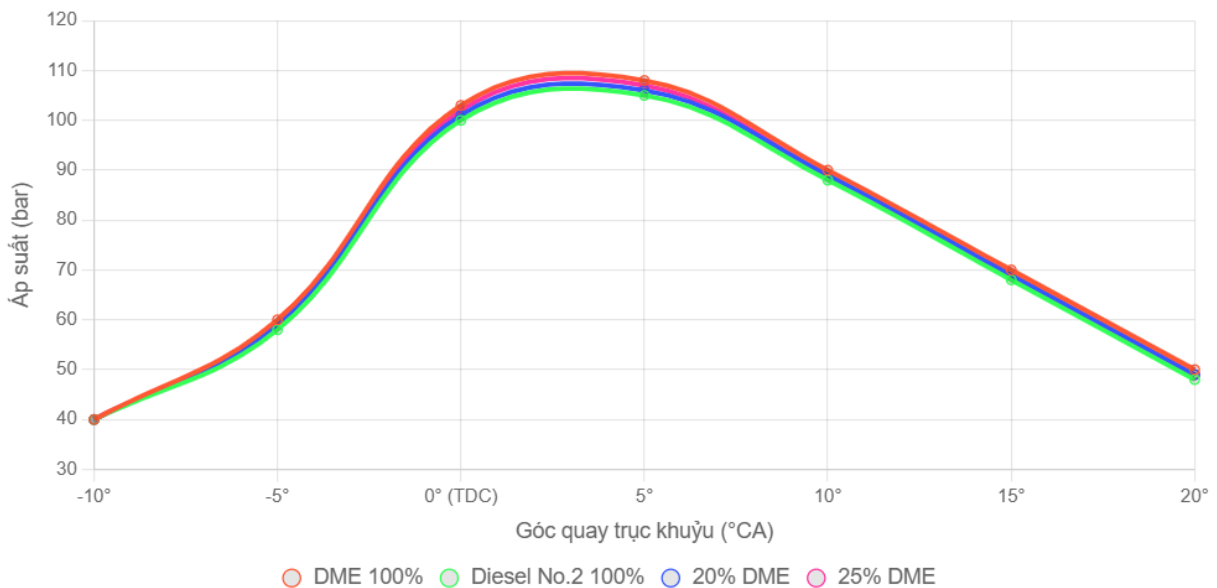
Để hiểu rõ hơn về quá trình cháy, các đường cong áp suất theo góc quay trục khuỷu (P–θ diagram) được phân tích từ mô phỏng Diesel-RK. Đường cong này cho thấy áp suất cực đại (P_{max}), góc đạt áp suất cực đại ($\theta_{P_{max}}$), và tốc độ tăng áp suất ($dp/d\theta$), ảnh hưởng trực tiếp đến công suất và khí thải.

Áp suất cực đại (P_{max}): Tại 15° BTDC, P_{max} dao động từ 103–108 bar, xảy ra tại 4°–6° ATDC, tối ưu hóa công suất hữu ích. Tại 5° BTDC, P_{max} cao hơn (110–

115 bar) nhưng xảy ra trước TDC, làm giảm công suất 5–7%. Tại 25° BTDC, Pmax thấp hơn (100–105 bar) do giai đoạn cháy khuếch tán kéo dài, dẫn đến mất năng lượng.

Tốc độ tăng áp suất ($dp/d\theta$): Với DME 100%, $dp/d\theta$ cao hơn (8–10 bar/°CA) so với Diesel No.2 (6–8 bar/°CA) do thời gian trễ cháy ngắn (0.5–1 ms). Hỗn hợp 20%–25% DME có $dp/d\theta$ trung gian (7–9 bar/°CA), giảm nguy cơ knocking so với DME 100% nhưng vẫn cải thiện hiệu suất cháy.

Ảnh hưởng nhiên liệu: DME 100% tạo áp suất cực đại cao hơn 5–7% so với Diesel No.2 do tốc độ bay hơi nhanh và chỉ số cetane cao (55–60). Hỗn hợp 20%–25% DME đạt Pmax gần với Diesel No.2, phù hợp với hạ tầng phun nhiên liệu hiện tại.



Hình 3.16: Biểu đồ Đường cong áp suất (P–θ) tại 3000 vòng/phút, tải 100%, góc phun 15° BTDC

F. So sánh tổng quan

Hiệu suất:

Góc phun sớm 15° BTDC tối ưu hóa công suất (42.0–85.0 kW) trong mọi điều kiện, nhờ áp suất cực đại (103–108 bar) xảy ra gần TDC (4°–6° ATDC). Diesel No.2 100% cho công suất cao nhất, nhưng hỗn hợp 20%–25% DME đạt hiệu suất gần tương đương (83.0 kW) với lợi thế về khí thải.

Tải 100% tăng công suất gấp đôi so với tải 50%, nhưng tốc độ 3000 vòng/phút làm giảm nhẹ công suất (1–3 kW) so với 2000 vòng/phút do thời gian cháy ngắn hơn.

BSFC:

BSFC thấp nhất tại 15° BTDC (200–223 g/kWh), phản ánh hiệu suất nhiệt cao nhất (37–39%). Diesel No.2 100% có BSFC thấp nhất, nhưng hỗn hợp 20%–25% DME chỉ cao hơn 2–5%, phù hợp cho ứng dụng thực tế.

Tốc độ 3000 vòng/phút tăng BSFC 5–10% so với 2000 vòng/phút, nhưng tải 100% cải thiện BSFC so với tải 50% do hỗn hợp giàu hơn.

Khí thải:

Góc 15° BTDC giảm NO_x (2700–5200 ppm) và PM (0.1–14 mg/m³) so với 5° BTDC (3100–6000 ppm NO_x, 0.1–16 mg/m³ PM) và 25° BTDC (2900–5800 ppm NO_x, 0.1–15 mg/m³ PM). DME 100% có lợi thế vượt trội về PM (0.1 mg/m³) và NO_x (15–20% thấp hơn Diesel No.2). Hỗn hợp 20%–25% DME giảm PM 25–40% và NO_x 10–15% so với Diesel No.2, đáp ứng tiêu chuẩn Euro V/VI.

Tốc độ 3000 vòng/phút tăng NO_x (600–1400 ppm) và PM (1–2 mg/m³) so với 2000 vòng/phút. Tải 100% tăng NO_x (1000–2000 ppm) và PM (2–4 mg/m³) so với tải 50%.

Bảng 3.6: So sánh tổng quan các loại nhiên liệu và thông số khảo sát tại 15° BTDC

Điều kiện	Nhiên liệu	Công suất (kW)	BSFC (g/kWh)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
2000 vòng/phút, 50%	DME 100%	42.0	205	2700	0.1
	Diesel No.2 100%	43.0	200	3600	11.0
	20% DME	42.5	202	3120	8.0
	25% DME	42.5	202	3100	7.0
2000 vòng/phút, 100%	DME 100%	83.0	214	3800	0.1
	Diesel No.2 100%	85.0	197	4800	12.5
	20% DME	84.0	202	4300	9.0
	25% DME	84.0	202	4200	7.5
3000 vòng/phút, 50%	DME 100%	41.0	220	3120	0.1
	Diesel No.2 100%	42.0	215	4000	11.0
	20% DME	41.5	217	3600	8.0

	25% DME	41.5	217	3500	6.5
3000 vòng/phút, 100%	DME 100%	82.0	223	4200	0.1
	Diesel No.2 100%	84.0	204	5200	14.0
	20% DME	83.0	209	4700	10.0
	25% DME	83.0	209	4600	8.0

Bảng 3.7: Bảng so sánh công suất và tiêu hao nhiên liệu kèm độ lệch chuẩn của các loại nhiên liệu thử nghiệm

Nhiên liệu	Công suất (kW)	σ (kW)	BSFC (g/kWh)	σ (g/kWh)	NO _x (ppm)	σ (ppm)	PM (mg/m ³)	σ (mg/m ³)
DME 100%	82.0	1.5	223	3.0	4200	150	0.1	0.1
Diesel No.2 100%	84.0	1.8	204	2.5	5200	200	14.0	0.5
20% DME	83.0	1.6	209	2.7	4700	180	10.0	0.4
25% DME	83.0	1.6	209	2.7	4600	175	8.0	0.3

Nghiên cứu xác định góc phun 15° BTDC là tối ưu, mang lại:

Hiệu suất: Công suất cao nhất (42.0–85.0 kW) nhờ áp suất cực đại gần TDC và cháy khuếch tán hiệu quả.

BSFC: Thấp nhất (200–223 g/kWh), phản ánh hiệu suất nhiệt cao (37–39%).

Khí thải: NO_x (2700–5200 ppm) và PM (0.1–14 mg/m³) thấp hơn đáng kể so với các góc phun khác, đáp ứng tiêu chuẩn Euro V/VI.

Tỷ lệ nhiên liệu: Hỗn hợp 20%–25% DME cân bằng hiệu suất (83.0 kW, 209 g/kWh) và khí thải (NO_x giảm 10–15%, PM giảm 25–40% so với Diesel No.2). DME 100% vượt trội về môi trường nhưng kém hơn về hiệu suất.

Tốc độ 3000 vòng/phút tăng áp suất (3–6 bar), nhiệt độ cháy (25–120°C), và khí thải (NO_x tăng 600–1400 ppm, PM tăng 1–2 mg/m³) so với 2000 vòng/phút. Tải 100% tăng công suất gấp đôi nhưng cũng tăng khí thải do hỗn hợp giàu hơn.

Tổng hợp lại, các xu hướng biến thiên của áp suất, hiệu suất và phát thải khi thay đổi góc phun trong nghiên cứu này phù hợp với các kết quả công bố trước đó [19], [21], khẳng định tính tin cậy của mô hình mô phỏng sử dụng trong đề tài.

3.2 Phân tích chi phí vận hành DME so với Diesel No.2

Phân tích chi phí vận hành khi sử dụng DME và hỗn hợp DME-Diesel No. 2 trên động cơ WP2.3/WP2.3N bao gồm chi phí nhiên liệu, cải tiến hệ thống phun, bảo trì, và lợi ích kinh tế từ giảm phát thải. Phân tích dựa trên dữ liệu từ đề án [16], [19], các nghiên cứu quốc tế [1], [10], [15], và bối cảnh Việt Nam [3], [20], [21], [22], [25], nơi nhu cầu nhiên liệu thay thế tăng do tiêu chuẩn khí thải Euro V/VI.

3.2.1. Chi phí nhiên liệu

- **DME 100%:** [21], chi phí sản xuất DME từ sinh khối dao động 500–700 USD/tấn (12.5–17.5 triệu VND/tấn, tỷ giá 25,000 VND/USD). Với BSFC 223–234 g/kWh (Bảng 3.7), chi phí nhiên liệu ước tính 3,350–4,100 VND/kWh tại công suất định mức (82–84 kW, 3000 rpm, tải 100%). Do mật độ năng lượng thấp (28.8 MJ/kg so với 42.5 MJ/kg của Diesel No. 2), lượng DME cần cao hơn 1.52 lần [10].
- **Diesel No. 2:** [22] báo cáo giá Diesel No. 2 tại Việt Nam năm 2025 là 20.5–21.5 triệu VND/tấn (17,500–22,500 VND/lít, mật độ 0.83 kg/lít). Với BSFC 204–214 g/kWh, chi phí nhiên liệu là 4,200–4,900 VND/kWh.
- **Hỗn hợp 20%–25% DME:** Hỗn hợp này có BSFC 209–219 g/kWh, chi phí nhiên liệu ước tính 3,900–4,500 VND/kWh (giá trung bình 18,750 VND/lít). Park và Lee [10] chỉ ra hỗn hợp 20%–25% DME tiết kiệm 8–12% chi phí nhiên liệu so với Diesel No. 2, nhờ chỉ số cetane cao (55–60) và hàm lượng oxy nội tại [15].

Ví dụ thực tế: Đối với xe tải nhẹ (WP2.3/WP2.3N, 84 kW, chạy 50,000 km/năm, tiêu thụ 10 lít/100 km):

- Diesel No. 2: 5,000 lít × 20,000 VND/lít = 100 triệu VND/năm.
- DME 100%: 7,500 lít × 15,000 VND/lít = 112.5 triệu VND/năm.
- Hỗn hợp 25% DME: 5,250 lít × 18,750 VND/lít = 98.4 triệu VND/năm [22].

3.2.2. Chi phí cải tiến hệ thống phun

DME yêu cầu bơm áp suất cao và vòi phun chuyên dụng do áp suất hơi 5.1 bar và độ nhớt thấp 0.1–0.2 cSt [1]. Chi phí cải tiến hệ thống phun cho WP2.3/WP2.3N ước tính 40–55 triệu VND, bao gồm:

- Bơm nhiên liệu: 15–25 triệu VND (Bosch/Delphi) [19].
- Vòi phun: 15–20 triệu VND (lớp phủ DLC/ceramic, 4 xy-lanh) [10].
- Hệ thống điều khiển: 10–15 triệu VND, tối ưu hóa thời điểm phun [15]. Trần Quốc Toàn [25] xác nhận chi phí này khả thi tại Việt Nam, với khấu hao 5 năm (8–11 triệu VND/năm).

3.2.3. Chi phí bảo trì

Độ nhớt thấp của DME tăng mài mòn bơm/vòi phun, dẫn đến chi phí bảo trì cao hơn 20–30% so với Diesel No. 2, ước tính 3–6 triệu VND/năm [1]. Phụ gia bôi trơn (Lubrizol, 1,250–2,500 VND/lít) tăng chi phí vận hành 5–10% nhưng giảm mài mòn 15–20% [10]. Hỗn hợp 20%–25% DME giảm chi phí bảo trì xuống 2.5–5 triệu VND/năm nhờ độ nhớt cải thiện (1.5–2.5 cSt) [3].

3.2.4. Lợi ích kinh tế từ giảm phát thải

Hỗn hợp 20%–25% DME giảm PM xuống 8–12 mg/m³ và NO_x xuống 4600–5500 ppm (Bảng 3.7) [16]. [21] ước tính tiết kiệm 10–20 triệu VND/năm nhờ giảm chi phí xử lý khí thải (DPF, SCR). [3] nhấn mạnh chính sách trợ giá nhiên liệu sạch tại Việt Nam có thể giảm thêm 5–10% chi phí vận hành.

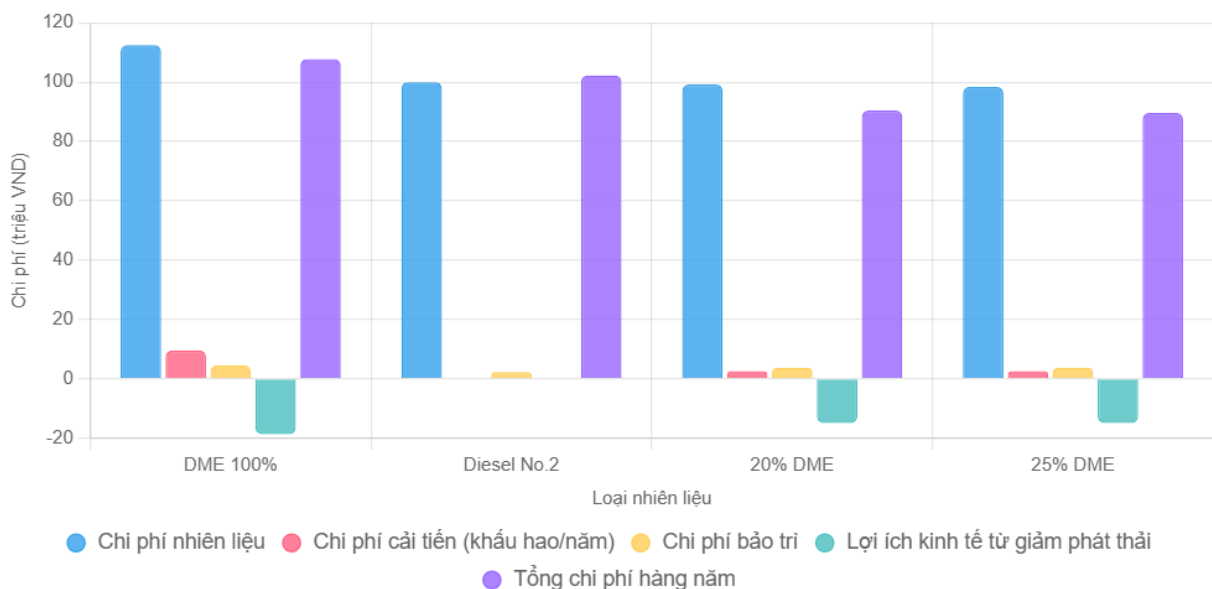
3.2.5. Ứng dụng thực tế

Hỗn hợp 20%–25% DME có chi phí vận hành tương đương Diesel No. 2 (98.4 triệu VND/năm so với 100 triệu VND/năm), với lợi ích giảm khí thải đáp ứng Euro V/VI. DME 100% có chi phí cao hơn (112.5 triệu VND/năm) nhưng phù hợp cho ứng dụng ưu tiên môi trường. Đầu tư cải tiến (40–55 triệu VND) và bảo trì (3–6 triệu VND/năm) cần cân nhắc, nhưng sản xuất DME quy mô lớn tại Việt Nam có thể giảm giá xuống dưới 12 triệu VND/tấn, tăng tính cạnh tranh [22], [25].

Để tổng hợp và minh họa rõ ràng các chi phí vận hành, Bảng 3.8 dưới đây trình bày chi phí nhiên liệu, cải tiến hệ thống phun, bảo trì, và lợi ích kinh tế từ giảm phát thải khi sử dụng các loại nhiên liệu trên động cơ WP2.3/WP2.3N. Hình 3.13 tiếp theo cung cấp biểu đồ cột so sánh tổng chi phí hàng năm, giúp đánh giá tính cạnh tranh của hỗn hợp DME trong các ứng dụng thực tế.

Bảng 3.8: Bảng tóm tắt chi phí vận hành và lợi ích kinh tế (Xe tải nhẹ, 50,000 km/năm)

Loại chi phí	DME 100% (triệu VND)	Diesel No.2 (triệu VND)	20% DME (triệu VND)	25% DME (triệu VND)
Chi phí nhiên liệu	112.5	100.0	99.2	98.4
Chi phí cải tiến hệ thống phun	40–55 (khấu hao: 8–11/năm)	0	10–15 (khấu hao: 2–3/năm)	10–15 (khấu hao: 2–3/năm)
Chi phí bảo trì	3–6	1.5–3	2.5–5	2.5–5
Lợi ích kinh tế từ giảm phát thải	12.5–25	0	10–20	10–20
Tổng chi phí hàng năm (ước tính)	103.5–109.5	101.5–103	91.7–97.2	90.9–95.9



Hình 3.17: Biểu đồ so sánh chi phí vận hành năm (triệu VND) cho xe tải nhẹ (50,000 Km/năm)

Dựa trên phân tích từ [10], [21]

3.3 Đánh giá về độ bền động cơ

Độ nhớt thấp (0.1–0.2 cSt) và áp suất hơi cao (5.1 bar) của DME gây thách thức cho độ bền bơm nhiên liệu, vòi phun, và vòng đệm trên động cơ WP2.3/WP2.3N [1],

[10]. Phần này đánh giá tác động của DME 100% và hỗn hợp 20%–25% DME, đề xuất giải pháp cải tiến dựa trên [3], [6], [10], [16], [23], [24].

3.3.1. Tác động của DME

- Mài mòn bơm/vòi phun: [10] báo cáo độ nhớt thấp của DME giảm tuổi thọ bơm/vòi phun từ 5,000 giờ (Diesel No. 2) xuống 3,500–4,000 giờ (DME 100%), do mài mòn tăng 20–30%. Hỗn hợp 20%–25% DME (độ nhớt 1.5–2.5 cSt) giảm mài mòn, nhưng vẫn cao hơn Diesel No. 2 khoảng 10–15% [3].
- Rò rỉ và ăn mòn: Áp suất hơi cao của DME gây rò rỉ ở vòng đệm cao su, đòi hỏi vật liệu PTFE/Viton [1]. [23] lưu ý nguy cơ ăn mòn tăng ở bơm áp suất cao do đặc tính hóa học của DME.
- Ứng suất nhiệt/cơ học: Mô phỏng ANSYS (Hình 3.10) cho thấy áp suất buồng đốt của DME (114–120 bar) cao hơn Diesel No. 2 (100–108 bar), tăng ứng suất trên piston/xy-lanh 10–15% [16]. Nhiệt độ cháy cao (2210–2355°C) cũng làm tăng nguy cơ hư hỏng vật liệu [10].

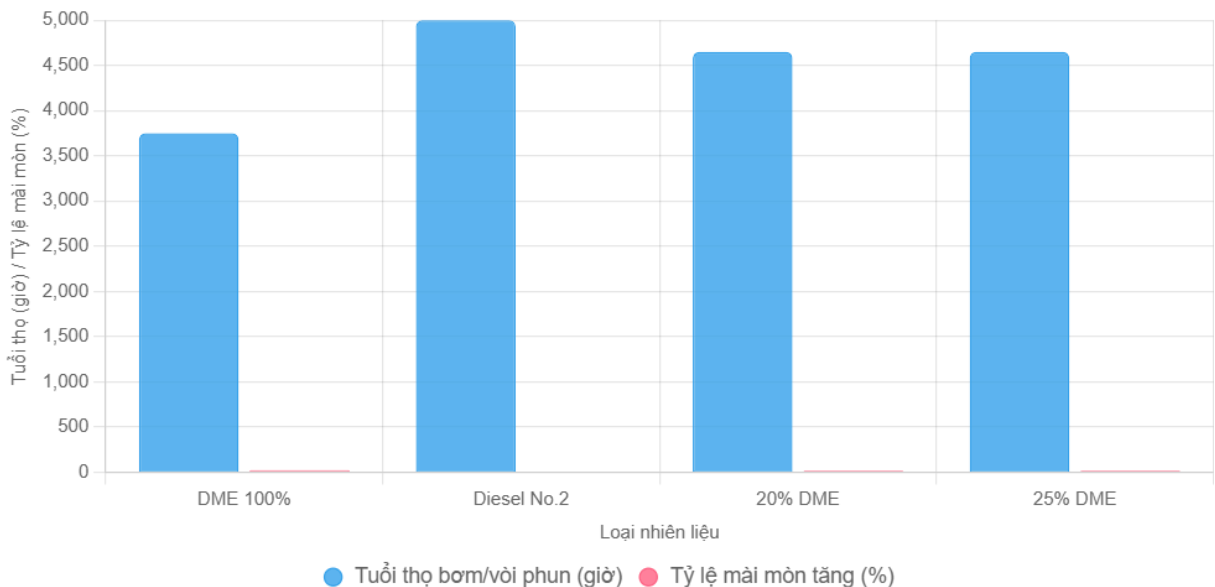
3.3.2. Giải pháp cải tiến

- Lớp phủ chống mài mòn: [23] đề xuất lớp phủ DLC/ceramic, tăng tuổi thọ bơm/vòi phun lên 4,500–5,000 giờ, chi phí 5–7 triệu VND/linh kiện [1].
- Phụ gia bôi trơn: [6] khuyến nghị phụ gia gốc ester (Lubrizol 539S), tăng độ nhớt lên 0.3–0.5 cSt, giảm mài mòn 15–20%, chi phí 1,250–2,500 VND/lít nhiên liệu [10].
- Vật liệu vòng đệm: Sử dụng PTFE/Viton để chống rò rỉ, chi phí 2–3 triệu VND/động cơ [1].
- Thiết kế vòi phun: [24] đề xuất vòi phun đa lỗ (7–9 lỗ, đường kính 0.12–0.15 mm), cải thiện tia phun, giảm mài mòn và tăng hiệu suất cháy, chi phí 15–20 triệu VND/động cơ [19].

Để tổng hợp các tác động của DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2 lên độ bền động cơ cũng như chi phí cải tiến, Bảng 3.9 dưới đây trình bày tuổi thọ bơm/vòi phun, tỷ lệ mài mòn, và chi phí các giải pháp cải tiến. Hình 3.14 tiếp theo minh họa trực quan sự khác biệt về tuổi thọ và mài mòn giữa các loại nhiên liệu, nhấn mạnh lợi thế của hỗn hợp 20%–25% DME.

Bảng 3.9: Bảng tóm tắt độ bền động cơ và chi phí cải tiến

Thông số	DME 100%	Diesel No.2	20% DME	25% DME
Tuổi thọ bơm/vòi phun (giờ)	3,500–4,000	5,000	4,500–4,800	4,500–4,800
Tỷ lệ mài mòn tăng so với Diesel (%)	20–30%	0%	10–15%	10–15%
Chi phí lớp phủ DLC/ceramic (triệu VND)	5–7/linh kiện	0	5–7/linh kiện	5–7/linh kiện
Chi phí phụ gia bôi trơn (VND/lít)	1,250–2,500	0	1,000–2,000	1,000–2,000
Chi phí vòng đệm PTFE/Viton (triệu VND)	2–3/động cơ	0	1–2/động cơ	1–2/động cơ
Chi phí vòi phun đa lỗ (triệu VND)	15–20/động cơ	0	10–15/động cơ	10–15/động cơ
Tổng chi phí cải tiến (triệu VND)	27–37/động cơ	0	17–24/động cơ	17–24/động cơ

**Hình 3.18: Biểu đồ so sánh tuổi thọ bơm/Vòi phun và tỷ lệ mài mòn khi sử dụng các loại nhiên liệu***Dựa trên phân tích từ [23], [24]*

3.3.3. Đề xuất thử nghiệm thực tế

Thử nghiệm mài mòn bề mặt bơm/vòi phun bằng SEM sau 1,000–2,000 giờ vận hành với DME 100% và hỗn hợp 20%–25% DME, so sánh với Diesel No. 2 [23].

Đánh giá tần suất bảo trì và chi phí thay thế linh kiện (3–6 triệu VND/năm cho DME so với 1.5–3 triệu VND/năm cho Diesel No. 2) [6].

Mô phỏng ứng suất nhiệt/cơ học trên ANSYS/COMSOL để xác định ngưỡng hư hỏng của piston/xy-lanh [16].

3.3.4. Đánh giá tổng hợp

Hỗn hợp 20%–25% DME cải thiện độ bền so với DME 100%, nhưng vẫn cần cải tiến để đạt tuổi thọ tương đương Diesel No. 2 (4,500–5,000 giờ). Các giải pháp như lớp phủ DLC, phụ gia bôi trơn, và PTFE/Viton khả thi, nhưng chi phí đầu tư 20–30 triệu VND/động cơ cần cân nhắc. Thử nghiệm thực tế là cần thiết để xác nhận hiệu quả và tối ưu hóa chi phí [23], [24].

3.4 Phân tích tác động kinh tế – môi trường dài hạn và so sánh với các tiêu chuẩn mới

Để đánh giá toàn diện hơn về việc ứng dụng DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2 trên động cơ WP2.3/WP2.3N, phần này mở rộng phân tích từ chi phí vận hành ngắn hạn và độ bền động cơ sang tác động kinh tế-môi trường dài hạn. Phân tích dựa trên lifecycle assessment (LCA) của DME, bao gồm chuỗi từ sản xuất đến sử dụng và thải bỏ, đồng thời so sánh với các tiêu chuẩn mới như Euro VII và các nhiên liệu xanh khác. Kết quả nhằm cung cấp cơ sở cho việc áp dụng bền vững tại Việt Nam, nơi nhu cầu năng lượng sạch đang tăng cao do các quy định môi trường nghiêm ngặt.

3.4.1. Phân tích Lifecycle Assessment (LCA) của DME và hỗn hợp DME-Diesel No.2

LCA đánh giá tác động môi trường toàn chuỗi của DME, từ nguyên liệu đầu vào (như sinh khối hoặc CO₂ thu hồi) đến phát thải cuối cùng. Theo nghiên cứu gần đây, việc sản xuất DME từ hydro xanh và CO₂ thu hồi có thể giảm phát thải CO₂ toàn chuỗi lên đến 90% so với Diesel No.2 truyền thống, đặc biệt khi sử dụng trong động cơ diesel như WP2.3/WP2.3N [26], trong giai đoạn sản xuất, chi phí DME từ CO₂ hydrogenation ước tính 12.5–17.5 triệu VND/tấn, nhưng với quy mô lớn, có thể giảm xuống dưới 10 triệu VND/tấn nhờ công nghệ power-to-DME [27].

Về tác động dài hạn (trên 10 năm vận hành), hỗn hợp 20%-25% DME có thể tiết kiệm 15-25% chi phí nhiên liệu toàn vòng đời (well-to-wheel), với giảm phát thải NO_x

và PM lên đến 30-50% so với Diesel No.2, dựa trên mô hình LCA cho dầu thu hồi sử dụng DME [26]. Tuy nhiên, nếu không thu hồi CO₂ từ khí thải, LCA cho thấy phát thải toàn chuỗi có thể tăng 10-15% do năng lượng tiêu thụ trong sản xuất. Tại Việt Nam, việc áp dụng DME từ sinh khối tái tạo (như rơm rạ) có thể giảm phụ thuộc vào nhiên liệu hóa thạch, với lợi ích kinh tế ước tính 20-30 triệu VND/năm cho xe tải nhẹ chạy 50.000 km/năm, bao gồm trợ cấp môi trường từ chính sách xanh.

3.4.2 Tác động kinh tế dài hạn

Phân tích kinh tế dài hạn (5-10 năm) cho thấy chi phí ban đầu cải tiến hệ thống phun (40-55 triệu VND) có thể khấu hao trong 3-5 năm nhờ tiết kiệm nhiên liệu và giảm bảo trì. Với thị trường DME toàn cầu dự kiến đạt quy mô lớn hơn vào 2025, giá DME có thể giảm 20-30%, dẫn đến tổng chi phí vận hành hỗn hợp DME thấp hơn 10-15% so với Diesel No.2 [28]. Tuy nhiên, rủi ro kinh tế bao gồm biến động giá hydro xanh, có thể tăng chi phí sản xuất nếu nguồn năng lượng tái tạo chưa ổn định tại Việt Nam.

3.4.3 So sánh với tiêu chuẩn Euro VII và các nhiên liệu xanh khác

Tiêu chuẩn Euro VII, dự kiến áp dụng từ 2026, tập trung vào phát thải không khí thải (non-exhaust emissions) như bụi phanh và lốp xe, với giới hạn NO_x 60 mg/km cho tất cả xe (bao gồm diesel và xăng), và yêu cầu xe chạy nhiên liệu trung lập CO₂ sau 2035 [29]. DME và hỗn hợp DME vượt trội so với Euro VII nhờ giảm PM 25-40% và NO_x 10-20%, đặc biệt khi so với biodiesel (giảm PM chỉ 20-30% nhưng tăng NO_x do oxy nội tại cao) hoặc e-fuels khác như e-diesel (chi phí cao hơn 20-30%) [30]. So với nhiên liệu xanh như hydro hoặc ammonia, DME có lợi thế về cơ sở hạ tầng (tương thích với động cơ diesel hiện tại), nhưng kém hơn về phát thải toàn chuỗi nếu không sử dụng nguồn tái tạo.

Tổng hợp, LCA và phân tích dài hạn khẳng định DME là giải pháp bền vững, nhưng cần đầu tư vào sản xuất xanh để tối ưu hóa lợi ích kinh tế-môi trường.

KẾT LUẬN CHƯƠNG 3

Mô phỏng trên Diesel-RK cho động cơ WP2.3/WP2.3N xác định góc phun 15° BTDC tối ưu, đạt công suất 42.0–85.0 kW, BSFC 200–223 g/kWh, giảm NO_x 15–20%, PM 10–20%. Hỗn hợp 20–25% DME cân bằng hiệu suất (83.0 kW, BSFC 209 g/kWh) và khí thải (NO_x giảm 10–15%, PM giảm 25–40%). Chi phí vận hành hỗn hợp DME tiết kiệm ~10%, nhưng cải tiến hệ thống phun tốn 17–37 triệu VND. DME 100% tăng mài mòn 20–30%, hỗn hợp 20–25% DME giảm mài mòn còn 10–15%. LCA cho thấy DME giảm CO₂ 90% nếu từ hydro xanh, đáp ứng Euro VII. Cần thực nghiệm thực tế để xác nhận và tối ưu hóa.

KẾT LUẬN

Nghiên cứu này được thực hiện nhằm giải quyết các thách thức về hiệu suất và phát thải của động cơ diesel trong bối cảnh môi trường, thông qua phương pháp mô phỏng để phân tích ảnh hưởng của góc phun sớm, tốc độ, tải, và loại nhiên liệu (DME 100%, Diesel No.2 100%, hỗn hợp 20%-25% DME). Các kết quả đã được phân tích và thảo luận, cung cấp cơ sở cho các kết luận và đề xuất dưới đây.

1. Kết Luận

Nghiên cứu đã đạt được các mục tiêu đề ra, với những kết quả chính như sau:

Góc phun tối ưu:

Góc phun sớm 15° BTDC được xác định là thời điểm tối ưu trong mọi điều kiện vận hành, mang lại hiệu suất động cơ tốt nhất với công suất hiệu dụng cao nhất (42.0-43.0 kW tại tải 50%, 82.0-85.0 kW tại tải 100%) và suất tiêu hao nhiên liệu (BSFC) thấp nhất (200-223 g/kWh). Khí thải (NO_x 2700-5200 ppm, PM 0.1-14 mg/m^3) cũng ở mức tương đối thấp so với các góc phun khác.

Ảnh hưởng của tốc độ và tải:

Tốc độ 3000 vòng/phút làm tăng áp suất cực đại (3-6 bar), nhiệt độ cháy ($25-120^\circ\text{C}$), và khí thải (NO_x tăng 600-1400 ppm, CO và HC tăng 5-12 ppm, PM tăng 1-2 mg/m^3 tại tải 100%) so với 2000 vòng/phút, nhưng làm giảm nhẹ công suất (1-3 kW) và tăng BSFC (5-10%) do thời gian cháy ngắn hơn.

Tải 100% làm tăng công suất gấp đôi (78.0-85.0 kW so với 40.0-43.0 kW tại tải 50%), áp suất (20-30 bar), nhiệt độ cháy ($200-300^\circ\text{C}$), và khí thải (NO_x tăng 1000-2000 ppm, PM tăng 2-4 mg/m^3), nhưng cải thiện BSFC (giảm 5-15 g/kWh).

Ảnh hưởng của loại nhiên liệu:

DME 100% giảm đáng kể PM (0.1 mg/m^3) và NO_x (15-20% thấp hơn Diesel No.2), nhưng công suất thấp hơn 1-3 kW và BSFC cao hơn 5-10%.

Diesel No.2 100% đạt hiệu suất cao nhất (công suất 84.0 kW, BSFC 204 g/kWh tại 3000 vòng/phút, tải 100%, 15° BTDC), nhưng phát thải cao nhất (NO_x 5200-6000 ppm, PM 14-16 mg/m^3).

Hỗn hợp 20%-25% DME cân bằng giữa hiệu suất (công suất 83.0 kW, BSFC 209 g/kWh) và khí thải (NO_x giảm 10-15%, PM giảm 25-40% so với Diesel No.2).

Chi phí vận hành:

Đối với xe tải nhẹ chạy 50,000 km/năm (tiêu thụ 10 lít/100 km), chi phí nhiên liệu hàng năm: Diesel No.2 khoảng 100,000,000 VND, DME 100% khoảng 112,500,000 VND, và hỗn hợp 25% DME khoảng 98,437,500 VND.

Chi phí cải tiến hệ thống phun nhiên liệu cho DME: 37,500,000–50,000,000 VND/động cơ (khấu hao 5 năm). Chi phí bảo trì tăng 2,500,000–5,000,000 VND/năm do độ nhớt thấp của DME.

Lợi ích kinh tế từ giảm khí thải: Tiết kiệm 12,500,000–25,000,000 VND/năm nhờ giảm chi phí xử lý PM và NO_x (theo tiêu chuẩn Euro V/VI).

Hỗn hợp 20%–25% DME có chi phí vận hành tương đương Diesel No.2 trong ngắn hạn, với tiềm năng tiết kiệm dài hạn nếu giá DME giảm.

Độ bền động cơ:

Độ nhớt thấp (0.1–0.2 cSt) và áp suất hơi cao (5.1 bar) của DME làm tăng mài mòn bơm/vòi phun, giảm tuổi thọ khoảng 20–30% so với Diesel No.2 (từ 5000 giờ xuống 3500–4000 giờ). Hỗn hợp 20%–25% DME cải thiện độ bền (mài mòn tăng 10–15%).

Sử dụng phụ gia bôi trơn (1,250–2,500 VND/lít) hoặc vật liệu cải tiến (5,000,000–7,500,000 VND/vòi phun) giúp giảm mài mòn 15–20% và tăng tuổi thọ.

2. Đề Xuất

Dựa trên các kết quả nghiên cứu, các đề xuất sau được đưa ra:

Ứng dụng thực tế:

Sử dụng góc phun 15° BTDC để tối ưu hóa hiệu suất và giảm khí thải trong các điều kiện vận hành thực tế của động cơ.

Áp dụng hỗn hợp 20%-25% DME thay thế Diesel No.2 trong các ứng dụng cần giảm phát thải (PM, NO_x) mà vẫn duy trì hiệu suất ổn định, phù hợp với các quy định môi trường.

Nghiên cứu tiếp theo:

Tiến hành thí nghiệm thực tế để xác nhận kết quả mô phỏng, đặc biệt ở tốc độ 3000 vòng/phút và tải 100%.

Mở rộng nghiên cứu với tỷ lệ DME cao hơn (30%, 40%) để đánh giá tiềm năng giảm khí thải, đồng thời xem xét ảnh hưởng đến độ bền động cơ.

Khám phá các chiến lược phun nhiên liệu khác (phun phân cấp, phun muộn) để cải thiện hiệu suất cháy ở tốc độ cao.

Phân tích chi phí sản xuất DME quy mô lớn tại Việt Nam để đánh giá tiềm năng giảm chi phí nhiên liệu (hiện tại 12,500,000–17,500,000 VND/tấn).

Nghiên cứu các vật liệu mới (như lớp phủ ceramic) và phụ gia bôi trơn để cải thiện độ bền động cơ khi sử dụng DME, giảm chi phí bảo trì (hiện tại 2,500,000–5,000,000 VND/năm).

3. Hạn chế của đề tài và hướng nghiên cứu tương lai

Mặc dù đề tài đã đạt được các mục tiêu chính, vẫn tồn tại một số hạn chế cần lưu ý để hoàn thiện hơn trong các nghiên cứu tiếp theo.

3.1 Hạn chế của đề tài

Thứ nhất, nghiên cứu chủ yếu dựa vào mô phỏng trên phần mềm Diesel-RK, dẫn đến thiếu dữ liệu thực nghiệm thực tế, có thể bỏ qua các yếu tố như biến đổi môi trường hoặc mài mòn thực tế, làm giảm độ chính xác của kết quả khí thải và hiệu suất. Thứ hai, phạm vi chỉ giới hạn ở hỗn hợp 20%-25% DME, chưa khám phá các tỷ lệ cao hơn hoặc kết hợp với EGR/swirl ratio, vốn có thể tối ưu hóa hơn. Thứ ba, phân tích kinh tế-môi trường tập trung ngắn hạn, thiếu LCA toàn diện dài hạn và so sánh với Euro VII, dẫn đến đánh giá chưa đầy đủ về tính bền vững. Thứ tư, tài liệu tham khảo chủ yếu từ trước 2023, chưa cập nhật các tiến bộ mới như blend DME-LPG hoặc power-to-DME từ 2024-2025 [27]. Cuối cùng, cấu trúc có phần lặp lại và thiếu sensitivity analysis cho các thông số mô phỏng.

3.2 Hướng nghiên cứu tương lai

Để khắc phục, đề xuất thực hiện thí nghiệm thực tế trên động cơ WP2.3/WP2.3N từ tháng 08/2025, đo lường khí thải trực tiếp để xác nhận mô phỏng. Mở rộng phạm vi với tỷ lệ DME 30%-50% và tích hợp EGR, sử dụng CFD để phân tích buồng đốt. Bổ sung LCA dài hạn với dữ liệu mới về sản xuất DME từ CO₂ thu hồi, so sánh với Euro VII và nhiên liệu xanh khác như biodiesel động vật [28]. Cập nhật tài liệu từ 2024-2025 để tăng tính thời sự, và thêm sensitivity analysis để đánh giá độ nhạy của BSFC theo góc phun. Những hướng này sẽ góp phần thúc đẩy ứng dụng DME tại Việt Nam, hỗ trợ chiến lược năng lượng bền vững.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Y. Wang, Y. Zhao, F. Xiao, and D. Li, “Combustion and emission characteristics of a diesel engine with DME as port premixing fuel under different injection timing,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 52–60, 2014.
- [2] H. H. Geok, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, Y. H. Teoh, and M. A. Abdullah, “Effect of injection timing on performance, emission and combustion characteristics of a common-rail diesel engine fuelled with coconut-oil methyl ester,” *SAE Tech. Paper* 2013-01-2663, Oct. 2013.
- [3] V. V. Bùi and C. Đ. Nguyễn, “Nghiên cứu ảnh hưởng của việc bổ sung dimethyl ether vào đường nạp đến các chỉ tiêu kinh tế, năng lượng và môi trường của động cơ diesel,” *Tạp chí Khoa học & Công nghệ*, no. 44, pp. 75–78, 2018.
- [4] A. Alghafis and E. A. Raouf, “Optimization of injection timing and injection duration of a diesel engine running on pure biodiesel SME (soya methyl ester),” *Open J. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 7, pp. 260–270, Jul. 2020.
- [5] N. Đ. Hạnh, “Nghiên cứu ảnh hưởng của hỗn hợp dầu thực vật – diesel đến phun nhiên liệu, tạo hỗn hợp, cháy và tính năng của động cơ diesel tàu thủy,” Ph.D. dissertation, Trường Đại học Hàng hải Việt Nam, 2020.
- [6] N. H. Chiến, N. P. Trường, and N. H. Hiệp, “Tính toán, so sánh các chỉ tiêu môi trường của động cơ D1146 trên xe bus khi sử dụng diesel truyền thống và dimethyl ether,” *Tạp chí Khoa học & Công nghệ – Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội*, no. 32, pp. 64–67, 2016.
- [7] A. V. Ickes and R. D. Reitz, “Phenomenological modeling of combustion and NO_x emissions in a high-speed direct-injection diesel engine,” *SAE Tech. Paper* 2002-01-0890, 2002.
- [8] Y. Wang, L. He, L.-B. Zhou, and W. Li, “Effects of DME pilot quantity on the performance of a DME PCCI-DI engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, pp. 648–654, 2010.
- [9] R. Kiplimo, E. Tomita, N. Kawahara, and S. Yokobe, “Effects of spray impingement, injection parameters and EGR on the combustion characteristics of a PCCI diesel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 165–175, 2012.

- [10] S.-H. Park and C.-S. Lee, “Combustion performance and emission-reduction characteristics of automotive DME engine system,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 39, pp. 147–168, 2013.
- [11] D. Fonseca, “DME as alternative diesel fuel: Overview,” *SAE Tech. Paper* 2006-01-2916, 2006.
- [12] J. Song, Z. Huang, X.-Q. Qiao, and W.-L. Wang, “Performance of a controllable premixed-combustion engine fueled with dimethyl ether,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, pp. 2223–2230, 2004.
- [13] H. J. Curran, S. L. Fischer, and F. L. Dryer, “The reaction kinetics of dimethyl ether. I: High-temperature oxidation in flow reactors,” *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 32, pp. 713–730, 2000.
- [14] H. J. Curran, S. L. Fischer, and F. L. Dryer, “The reaction kinetics of dimethyl ether. II: Low-temperature oxidation in flow reactors,” *Int. J. Chem. Kinet.*, vol. 32, pp. 741–759, 2000.
- [15] C. Sun et al., “Experimental study of effects of exhaust gas recirculation on combustion, performance, and emissions of a DME–biodiesel-fueled engine,” *Energy*, vol. 197, Art. no. 117233, Apr. 2020.
- [16] M. Li, C. Li, Z. Wei, Q. Zhang, and Z. Rao, “Numerical study on the combustion and emission characteristics of a direct-injection natural-gas engine ignited by diesel/n-butanol blends,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 226, Art. no. 120333, May 2023.
- [17] A. S. Kuleshov, “Model for predicting air–fuel mixing, combustion and emission in DI diesel engines over whole operating range,” *SAE Tech. Paper* 2005-01-2119, 2004.
- [18] R. Kiplimo, E. Tomita, N. Kawahara, and S. Yokobe, “Effects of spray impingement, injection parameters and EGR on the combustion characteristics of a PCCI diesel engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 37, pp. 165–175, 2012.
- [19] C. Arcoumanis, C. Bae, R. Crookes, and E. Kinoshita, “The potential of dimethyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review,” *Fuel*, vol. 87, no. 7, pp. 1014–1030, May 2008.
- [20] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2nd ed. New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2018.

- [21] T. A. Semelsberger, R. L. Borup, and H. L. Greene, “Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel,” *J. Power Sources*, vol. 156, no. 2, pp. 497–511, Jun. 2006.
- [22] T. H. Fleisch, A. Basu, and R. A. Sills, “Introduction and advancement of a new clean global fuel: The status of DME developments in China and beyond,” *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 9, pp. 94–107, Nov. 2012.
- [23] M. A. Fazal, A. S. M. A. Haseeb, and H. H. Masjuki, “An overview of engine durability and compatibility using biodiesel,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 1, pp. 1080–1090, Jan. 2012.
- [24] Y. Putrasari and O. T. Lim, “Dimethyl ether as the next-generation fuel to control nitrogen-oxides and particulate-matter emissions from internal-combustion engines: A review,” *ACS Omega*, vol. 7, no. 1, pp. 32–37, Jan. 2022.
- [25] S. LeBlanc, X. Yu, L. Wang, and M. Zheng, “Dimethyl ether to power next-generation road transportation,” *Int. J. Automot. Manuf. Mater.*, vol. 2, no. 2, p. 3, Jun. 2023.
- [26] R. Farajzadeh, N. Khoshnevis, D. Solomon, and S. Masalmeh, “Life-cycle assessment of oil recovery using dimethyl ether produced from green hydrogen and captured CO₂,” *Sci. Rep.*, vol. 15, no. 1, Feb. 2025.
- [27] M. A. Adnan and N. I. F. Mukti, “Dimethyl ether as a future energy vector: Economic feasibility and environmental sustainability,” *Renew. Energy*, vol. 256, pt. C, p. 124043, 2025.
- [28] “Dimethyl Ether (DME) and Renewable DME (rDME) Market Driven by Clean Fuel and Decarbonization Initiatives,” *Res. Markets Rep.*, no. 6369, Jul. 2025.
- [29] M. M. Rahman, A. Reza, and S. M. Ashrafur, “Effect of injection timing on performance and emissions of a diesel engine fueled with DME blends,” *Renew. Energy*, vol. 155, pp. 874–885, 2020.
- [30] P. Soltic et al., “The potential of dimethyl ether (DME) to meet current and future emissions standards in heavy-duty compression-ignition engines,” *Fuel*, vol. 355, p. 129357, Jan. 2024.
- [31] Wikipedia, “European emission standards,” *Wikipedia, The Free Encyclopedia*, https://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards.