

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG**

**NGUYỄN QUANG TRUNG**

**NGHIÊN CỨU TÍNH NĂNG  
ĐỘNG CƠ ĐÁNH LỬA CUỐNG BỨC  
SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU XĂNG - ETHANOL**

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

**ĐÀ NẴNG - 2019**

BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO  
**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG**

**NGUYỄN QUANG TRUNG**

**NGHIÊN CỨU TÍNH NĂNG  
ĐỘNG CƠ ĐÁNH LỬA CƯỜNG BỨC  
SỬ DỤNG NHIÊN LIỆU XĂNG - ETHANOL**

**Chuyên ngành : Kỹ thuật cơ khí động lực**  
**Mã số : 62.52.01.16**

**LUẬN ÁN TIẾN SĨ KỸ THUẬT**

**NGƯỜI HƯỚNG DẪN KHOA HỌC:**

1. GS.TSKH. BÙI VĂN GA
2. PGS.TS. DƯƠNG VIỆT DŨNG

**ĐÀ NẴNG - 2019**

## LỜI CAM ĐOAN

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

*Dà Nẵng, tháng 09 năm 2019*

**Nghiên cứu sinh**

**Nguyễn Quang Trung**

## MỤC LỤC

|                                                                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>LỜI CAM ĐOAN .....</b>                                                                                                                                 | i  |
| <b>MỤC LỤC.....</b>                                                                                                                                       | ii |
| <b>DANH MỤC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ.....</b>                                                                                                                      | v  |
| <b>DANH MỤC BẢNG.....</b>                                                                                                                                 | x  |
| <b>DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ VIẾT TẮT .....</b>                                                                                                                 | xi |
| <b>MỞ ĐẦU .....</b>                                                                                                                                       | 1  |
| 1. Tính cấp thiết .....                                                                                                                                   | 1  |
| 2. Mục tiêu nghiên cứu .....                                                                                                                              | 2  |
| 3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....                                                                                                                   | 2  |
| 4. Nội dung nghiên cứu .....                                                                                                                              | 2  |
| 5. Phương pháp nghiên cứu.....                                                                                                                            | 2  |
| 6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn.....                                                                                                                     | 3  |
| 7. Cấu trúc của luận án .....                                                                                                                             | 3  |
| 8. Đóng góp mới của luận án.....                                                                                                                          | 3  |
| <b>Chương 1. TỔNG QUAN .....</b>                                                                                                                          | 4  |
| 1.1. Sử dụng nhiên liệu sinh học trên động cơ ôtô .....                                                                                                   | 4  |
| 1.1.1. Những yêu cầu thực tiễn hướng đến sử dụng nhiên liệu sinh học .....                                                                                | 4  |
| 1.1.2. Công nghệ cháy sử dụng hai nhiên liệu là giải pháp phù hợp hướng đến sử dụng nhiên liệu sinh học trên động cơ đốt trong .....                      | 8  |
| 1.1.3. Tình hình sản xuất nhiên liệu sinh học trên thế giới và ở Việt Nam.....                                                                            | 9  |
| 1.2. Tình hình nghiên cứu sử dụng xăng sinh học trên động cơ đánh lửa cưỡng bức... ..                                                                     | 10 |
| 1.2.1. Nghiên cứu sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol trên động cơ xăng trong điều kiện không thay đổi hệ thống cung cấp nhiên liệu và hệ thống điều khiển ..... | 12 |
| 1.2.2. Nghiên cứu sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol trong điều kiện can thiệp hệ thống điều khiển động cơ xăng.....                                            | 17 |
| 1.2.3. Nghiên cứu điều khiển linh hoạt tỷ lệ ethanol bằng cách cải tiến hệ thống                                                                          |    |

|                                                                           |           |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------|
| cung cấp và điều khiển động cơ xăng sang phun riêng rẽ xăng/ethanol ..... | 18        |
| <b>Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT.....</b>                                     | <b>23</b> |
| 2.1. Lý thuyết dòng chảy rối.....                                         | 23        |
| 2.1.1. Mô hình dòng chảy rối .....                                        | 23        |
| 2.1.2. Mô hình dòng chảy rối có phản ứng hóa học .....                    | 25        |
| 2.2. Mô hình kiểm soát phản ứng và lan truyền ngọn lửa rối.....           | 28        |
| 2..2.1. Mô hình kiểm soát phản ứng .....                                  | 28        |
| 2.2.2. Mô hình tốc độ ngọn lửa rối Zimont .....                           | 29        |
| 2.3. Mô hình tia phun.....                                                | 30        |
| 2.4. Mô hình tính NOx.....                                                | 34        |
| <b>Chương 3. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM .....</b>                             | <b>37</b> |
| 3.1. Mục tiêu và đối tượng thực nghiệm .....                              | 37        |
| 3.1.1. Mục tiêu thực nghiệm.....                                          | 37        |
| 3.1.2. Đối tượng thực nghiệm.....                                         | 37        |
| 3.2. Giới thiệu hệ thống thực nghiệm.....                                 | 38        |
| 3.2.1. Hệ thống phòng thí nghiệm động cơ và thiết bị hỗ trợ .....         | 38        |
| 3.2.2. Trang thiết bị thí nghiệm .....                                    | 39        |
| 3.3. Chế độ thí nghiệm.....                                               | 43        |
| 3.4. Kết quả thực nghiệm.....                                             | 45        |
| 3.4.1. Tính năng kỹ thuật.....                                            | 47        |
| 3.4.2. Tính năng kinh tế.....                                             | 53        |
| 3.4.3. Tính năng phát thải ô nhiễm.....                                   | 55        |
| <b>Chương 4. NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG.....</b>                                 | <b>62</b> |
| 4.1. Mục tiêu, đối tượng và phạm vi mô phỏng.....                         | 62        |
| 4.1.1. Mục tiêu và đối tượng mô phỏng .....                               | 62        |
| 4.1.2. Phạm vi mô phỏng.....                                              | 62        |
| 4.2. Xây dựng mô hình .....                                               | 63        |

|                                                                                             |            |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.2.1. Xác lập thành phần lưu chất ban đầu.....                                             | 65         |
| 4.2.2. Xác lập quá trình phun nhiên liệu .....                                              | 65         |
| 4.2.3. Xác lập mô hình cháy .....                                                           | 67         |
| 4.3. Xác lập điều kiện mô phỏng và so sánh mô phỏng với thực nghiệm .....                   | 69         |
| 4.3.1. Xác định nhiệt độ thành.....                                                         | 69         |
| 4.3.2. So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng với thực nghiệm .....                       | 71         |
| 4.4. Phân tích kết quả mô phỏng .....                                                       | 75         |
| 4.4.1. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol đến hình thành hòa khí và quá trình cháy .....           | 75         |
| 4.4.2. So sánh phun hỗn hợp ethanol-xăng và phun riêng rẽ ethanol/xăng trên đường nạp ..... | 81         |
| 4.4.3. So sánh phun trực tiếp và phun trên đường nạp.....                                   | 92         |
| <b>KẾT LUẬN .....</b>                                                                       | <b>102</b> |
| <b>DANH MỤC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC .....</b>                                                   | <b>104</b> |
| <b>TÀI LIỆU THAM KHẢO .....</b>                                                             | <b>105</b> |
| <b>PHỤ LỤC .....</b>                                                                        | <b>i</b>   |

## **DANH MỤC HÌNH VẼ, ĐỒ THỊ**

|                                                                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Hình 1.1: Mức độ dự trữ nhiên liệu trên thế giới (Nguồn: BP)[44].....                                                          | 4  |
| Hình 1.2: Trữ lượng dầu mỏ các nước trong khối OPEC (Nguồn: BP)[44].....                                                       | 5  |
| Hình 1.3: Kịch bản nhiệt độ Trái đất theo mức cacbon sử dụng từ nhiên liệu hóa thạch đến năm 2100 (Nguồn: IPCC 2013) [33]..... | 6  |
| Hình 1.4: Phát thải ô nhiễm từ phương tiện giao thông [116] .....                                                              | 7  |
| Hình 1.5: Công nghệ ôtô sạch sử dụng động cơ đốt trong truyền thống .....                                                      | 7  |
| Hình 1.6: Mức phát thải NOx và phát thải hạt (PM) theo tiêu chuẩn khí thải châu Âu [91] .....                                  | 7  |
| Hình 1.7: Sơ đồ quá trình cháy kết hợp động cơ xăng và động cơ diesel truyền thống [91] .....                                  | 8  |
| Hình 1.8: Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol đến hòa khí và quá trình cháy theo tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol [22].....    | 13 |
| Hình 1.9: Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol đến tính năng động cơ TERCEL-3A [10].....                     | 14 |
| Hình 1.10: Ảnh hưởng tỷ số nén đến tỷ lệ ethanol tối ưu về áp suất và công suất chỉ thị [8] .....                              | 15 |
| Hình 1.11: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng - ethanol đến mô men có ích theo tỷ số nén [65].                                         | 15 |
| Hình 1.12: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng -ethanol đến suất tiêu hao nhiên liệu có ích theo tỷ số nén [65] .....                   | 15 |
| Hình 1.13: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng-ethanol đến phát thải CO theo tỷ số nén [65] .....                                       | 16 |
| Hình 1.14: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng-ethanol đến phát thải HC theo tỷ số nén [65] .....                                       | 16 |
| Hình 1.15: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng - ethanol đến phát thải NOx theo tỷ số nén [65] .....                                    | 16 |
| Hình 1.16: Thời gian phun và lượng nhiên liệu cung cấp theo tỷ lệ ethanol [34]. ...                                            | 17 |
| Hình 3.1: Bố trí hệ thống các trang thiết bị phòng thử nghiệm động cơ đốt trong...38                                           |    |
| Hình 3.2: Bố trí hệ thống cảm biến trên động cơ thực nghiệm.....                                                               | 39 |

|                                                                                                                                                 |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Hình 3.3: Đường đặc tính của băng thử công suất động cơ APA204/E/0943 .....                                                                     | 40 |
| Hình 3.4: Đặc tính tốc độ động cơ xăng [5] (a) và phạm vi làm việc trong thực tế của động cơ phun xăng điện tử sử dụng trên ôtô [115] (b) ..... | 43 |
| Hình 3.5: Giao diện Stationary Step cho phép xác lập tốc độ đo theo bước tĩnh ....                                                              | 44 |
| Hình 3.6: Lượng nhiên liệu tiêu thụ của động cơ theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga .....                                             | 45 |
| Hình 3.7: Mô men có ích theo tốc độ động cơ ứng với các góc mở bướm ga.....                                                                     | 49 |
| Hình 3.8: Đường cong bậc 2 xấp xỉ công suất có ích theo tỷ lệ ethanol .....                                                                     | 51 |
| Hình 3.9: Tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích theo tải và tốc độ động cơ.....                                                                 | 52 |
| Hình 3.10: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích theo tốc độ động cơ .....                                                                            | 53 |
| Hình 3.11: Hiệu suất có ích của động cơ theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga .....                                                     | 54 |
| Hình 3.12: Diễn biến phát thải CO theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga .....                                                           | 56 |
| Hình 3.13: Diễn biến phát thải HC theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga .....                                                           | 57 |
| Hình 3.14: Diễn biến phát thải CO <sub>2</sub> theo tỷ lệ ethanol ở 10% và 30%THA.....                                                          | 58 |
| Hình 3.15: Diễn biến phát thải CO <sub>2</sub> theo tỷ lệ ethanol ở 50% và 70%THA.....                                                          | 58 |
| Hình 3.16: Diễn biến phát thải NOx theo tỷ lệ ethanol ứng ở góc mở bướm ga 10 và 30%THA .....                                                   | 58 |
| Hình 3.17: Diễn biến phát thải NOx theo tỷ lệ ethanol ứng ở góc mở bướm ga 50 và 70%THA .....                                                   | 59 |
| Hình 4.1: Mô hình hình học động cơ đường nạp 1 phía (a); Điều kiện biên và thông số ban đầu (b) .....                                           | 63 |
| Hình 4.2: Mô hình hình học động cơ có đường nạp 2 phía .....                                                                                    | 63 |
| Hình 4.3: Trình tự thực hiện mô phỏng băng phần mềm Ansys - Fluent [7] .....                                                                    | 64 |
| Hình 4.4: Khai báo mô hình tính NOx .....                                                                                                       | 68 |
| Hình 4.5: Khai báo thông số đánh lửa.....                                                                                                       | 69 |
| Hình 4.6: Sơ đồ tính truyền nhiệt trong động cơ .....                                                                                           | 69 |
| Hình 4.7: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E0                                                                 |    |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 71 |
| Hình 4.8: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E10<br>ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                         | 72 |
| Hình 4.9: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E15<br>ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                         | 72 |
| Hình 4.10: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E20<br>ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 73 |
| Hình 4.11: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E30<br>ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 73 |
| Hình 4.12: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E40<br>ở 3250rpm-50%THA .....                                                                                                                                                                                                                                                                        | 74 |
| Hình 4.13: So sánh đặc tính bay hơi của ethanol và xăng: Tốc độ bay hơi, nhiệt độ<br>khí nạp và nồng độ hơi khi PI ethanol (E100) và xăng (E0) (a) và PI hỗn hợp E50 (b)<br>sử dụng đường nạp 2 phía ( $n = 4000\text{rpm}$ , $T_i=320\text{K}$ ); So sánh PI sử dụng đường nạp<br>1 phía, DI xăng (E0) (c) và ethanol (E100) (d) ( $n=2000\text{rpm}$ , $T_i=345\text{K}$ ). .... | 76 |
| Hình 4.14: Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu của môi chất đến bay hơi của ethanol (a)<br>và xăng (b) ở tốc độ động cơ 2000 rpm .....                                                                                                                                                                                                                                                  | 78 |
| Hình 4.15: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi năng lượng cung<br>cấp .....                                                                                                                                                                                                                                                                                     | 79 |
| Hình 4.16: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi lượng nhiên liệu<br>cung cấp.....                                                                                                                                                                                                                                                                                | 80 |
| Hình 4.17: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi hệ số tương<br>đương.....                                                                                                                                                                                                                                                                                        | 80 |
| Hình 4.18: Áp suất buồng cực đại (a); Hệ số $\phi$ (b); Nồng độ phát thải NOx (c) theo<br>tỷ lệ ethanol cung cấp.....                                                                                                                                                                                                                                                              | 81 |
| Hình 4.19: So sánh giữa phun riêng rẽ và phun hỗn hợp trên đường nạp .....                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 82 |
| Hình 4.20: Diễn biến áp suất buồng cháy theo cấu hình phun nhiên liệu.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 84 |
| Hình 4.21: Diễn biến tỷ lệ cháy (MFB) theo cấu hình phun nhiên liệu.....                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 84 |
| Hình 4.22: Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu đến bay hơi khi phun hỗn hợp trên đường<br>nạp 2 phía (a); biến thiên hệ số tương đương $\phi_x$ tại mặt cắt ngang $y=0$ khi phun riêng                                                                                                                                                                                                  |    |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| rẽ (b) và khi phun hỗn hợp (c); Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu đến phân bố nồng độ hơi nhiên liệu trên mặt cắt ngang $y = 0$ ở $330^\circ\text{CA}$ (d) ( $n = 3000 \text{ rpm}$ , E50) .....                                                                                                                                               | 85 |
| Hình 4.23: Diễn biến áp suất cháy theo nhiệt độ khí nạp ứng với nhiên liệu E10 phun trên đường nạp từ 1 phía .....                                                                                                                                                                                                                          | 87 |
| Hình 4.24: Diễn biến áp suất cháy theo nhiệt độ khí nạp ứng với nhiên liệu E40 phun trên đường nạp từ 1 phía .....                                                                                                                                                                                                                          | 87 |
| Hình 4.25: Diễn biến áp suất cực đại $p_{\max}$ và nồng độ NOx theo nhiệt độ khí nạp ứng với PI 1 phía hỗn hợp E10 và E40 ở $3250 \text{ rpm}$ .....                                                                                                                                                                                        | 88 |
| Hình 4.26: Ảnh hưởng của thời điểm phun đến quá trình bay hơi trong trường hợp phun riêng rẽ (a) và phun hỗn hợp (b); phân bố nồng độ hơi ứng với thời điểm phun 10, 30 và $60^\circ\text{CA}$ (c) ( $n = 2000\text{rpm}$ , E25).....                                                                                                       | 89 |
| Hình 4.27: Ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến quá trình bay hơi và hình thành hòa khí (E25, phun riêng rẽ trên đường nạp 2 phía) .....                                                                                                                                                                                                        | 91 |
| Hình 4.28: Diễn biến áp suất buồng cháy theo thời điểm phun ethanol và tốc độ động cơ .....                                                                                                                                                                                                                                                 | 92 |
| Hình 4.29: Giá trị áp suất cực đại ( $p_{\max}$ ), phát thải NOx (a); hệ số tương đương $\phi$ và nhiệt độ cuối quá trình nén $T_c$ (b) theo thời điểm phun ở tốc độ 1250, 3250 và 4250 rpm .....                                                                                                                                           | 92 |
| Hình 4.30: Tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu ở vị trí vòi $X_j=-10\text{mm}$ (a), $X_j=0$ (b) và $X_j=10\text{mm}$ (c) khi DI_Brand và DI_Dual (E25, $n=2000\text{rpm}$ , $\varphi_i = 30^\circ\text{CA}$ ); ảnh hưởng của thời điểm phun đến phân bố nồng độ hơi DI hỗn hợp vị trí vòi $X_j=0$ (d) (E35, $n=2000\text{rpm}$ ) ..... | 93 |
| Hình 4.31: So sánh bay hơi và hòa khí trong trường hợp EDI-GPI, GDI-EPI và DI_Brand tại $X_j=0$ ( $n = 2000\text{rpm}$ , E50, $T_{kn}=320\text{K}$ , $T_i=345\text{K}$ ): phân bố giọt (a), tốc độ bay hơi và nồng độ hơi (b) và phân bố nồng độ hơi trên mặt cắt ngang $y=0$ tại $330^\circ\text{CA}$ (c) .....                            | 94 |
| Hình 4.32: So sánh bay hơi và hòa khí trường hợp EDI-GPI, GDI-EPI và DI_Brand, vị trí vòi phun tại $X_j = -10\text{mm}$ ( $n = 2000\text{rpm}$ , E50, $T_{kn}=320\text{K}$ , $T_i=345\text{K}$ ): phân bố giọt (a), tốc độ bay hơi và nồng độ hơi (b) và nồng độ hơi trên mặt cắt ngang $y=0$ tại $330^\circ\text{CA}$ (c).....             | 95 |

|                                                                                                                                                         |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Hình 4.33: Diễn biến áp suất buồng cháy theo cấu hình phun nhiên liệu.....                                                                              | 97 |
| Hình 4.34: Tỷ lệ cháy (MFB) của nhiên liệu theo cấu hình phun nhiên liệu.....                                                                           | 97 |
| Hình 4.35: Diễn biến áp suất cháy cực đại ( $p_{max}$ ) và NOx theo hệ số $\phi$ khi phun nhiên liệu E50 ứng với PI_2side_Brand (a) và GPI-EDI (b)..... | 98 |
| Hình 4.36: Diễn biến áp suất cháy theo hệ số tương đương $\phi$ vững với phun nhiên liệu E50 trường hợp PI 2side blend.....                             | 99 |
| Hình 4.37: Diễn biến áp suất cháy theo hệ số tương đương $\phi$ ứng với phun nhiên liệu E50 trường hợp GPI-EDI .....                                    | 99 |

## **DANH MỤC BẢNG**

|                                                                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Bảng 1-1: Các dự án xây dựng nhà máy ethanol nhiên liệu tại Việt Nam.....                                                       | 10 |
| Bảng 1-2: Tính chất lý hóa của ethanol và xăng [106] .....                                                                      | 11 |
| Bảng 2-1: Các hệ số khuếch tán và các thuật ngữ nguồn cho các phương trình vô hướng khác nhau .....                             | 30 |
| Bảng 3-1: Thông số kỹ thuật thiết bị phân tích khí thải KEG-500 .....                                                           | 41 |
| Bảng 3-2: Tiến trình đo và lưu trữ dữ liệu đo .....                                                                             | 45 |
| Bảng 3-3: Hệ số tương đương $\phi_{bl}$ ở mức tải ứng với 10 và 30%THA .....                                                    | 46 |
| Bảng 3-4: Hệ số tương đương $\phi_{bl}$ ở mức tải ứng với 50 và 70%THA .....                                                    | 47 |
| Bảng 3-5: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 10% THA .....                                                        | 48 |
| Bảng 3-6: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 30%THA .....                                                         | 48 |
| Bảng 3-7: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 50%THA .....                                                         | 48 |
| Bảng 3-8: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol trong cung cấp ở 70%THA .....                                                   | 48 |
| Bảng 3-9: Bảng tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích theo tải và tốc độ động cơ.....                                            | 52 |
| Bảng 3-10: Bảng tỷ lệ ethanol tối ưu hiệu suất có ích theo tải và tốc độ động cơ....                                            | 55 |
| Bảng 4-1: Thông số hình học động cơ Daewoo A16DMS .....                                                                         | 64 |
| Bảng 4-2: Điều kiện ban đầu của lưu chất trong xilanh.....                                                                      | 65 |
| Bảng 4-3: Đặc tính nhiệt động học của xăng và ethanol lỏng .....                                                                | 67 |
| Bảng 4-4: Điều kiện ban đầu và điều kiện biên mô phỏng .....                                                                    | 70 |
| Bảng 4-5: Thông số ban đầu và điều kiện biên mô phỏng ở 50%THA .....                                                            | 70 |
| Bảng 4-6: Thời gian phun theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 50%THA-3250 rpm.....                                                     | 71 |
| Bảng 4-7: So sánh giá trị và thời điểm áp suất buồng cháy đạt cực đại giữa mô phỏng với thực nghiệm ứng với 3250rpm-50%THA..... | 74 |
| Bảng 4-8: Hệ số $\phi$ , áp suất cực đại và NOx theo cấu hình phun nhiên liệu .....                                             | 83 |
| Bảng 4-9: Hệ số $\phi$ , áp suất cháy cực đại và NOx theo cấu hình phun nhiên liệu.....                                         | 97 |

## **DANH MỤC KÝ HIỆU VÀ VIẾT TẮT**

### **1. Các ký hiệu mẫu tự La-tinh:**

|                 |          |                                       |
|-----------------|----------|---------------------------------------|
| p               | [bar]    | Áp suất                               |
| T               | [K]      | Nhiệt độ                              |
| M <sub>e</sub>  | [N.m]    | Mô men có ích                         |
| N <sub>e</sub>  | [kW]     | Công suất có ích                      |
| O <sub>2</sub>  | [%]      | Oxygen                                |
| CO <sub>2</sub> | [%]      | Carbon dioxide                        |
| CO              | [%]      | Carbon monoxide                       |
| HC              | [ppm]    | Hydrocarbon chưa cháy                 |
| NOx             | [ppm]    | Nitrogen oxides                       |
| Gnl             | [kg/h]   | Lượng tiêu thụ nhiên liệu của động cơ |
| g <sub>e</sub>  | [g/kW-h] | Suất tiêu hao nhiên liệu có ích       |
| n               | [rpm]    | Tốc độ động cơ                        |
| E               | [%]      | Tỷ lệ ethanol trong nhiên liệu        |
| E0              | [-]      | Xăng RON92                            |
| E10             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 10% thể tích ethanol |
| E15             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 15% thể tích ethanol |
| E20             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 20% thể tích ethanol |
| E25             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 25% thể tích ethanol |
| E30             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 30% thể tích ethanol |
| E40             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 40% thể tích ethanol |
| E50             | [-]      | Hỗn hợp xăng pha 50% thể tích ethanol |
| E100            | [-]      | Ethanol tinh khiết                    |
| Er              | [kg/s]   | Tốc độ bay hơi                        |
| Ev              | [kg/kg]  | Nồng độ hơi ethanol                   |
| Gv              | [kg/kg]  | Nồng độ hơi xăng                      |

## 2. Các ký hiệu mău tự Hy Lạp:

|               |                      |                                        |
|---------------|----------------------|----------------------------------------|
| $\theta_s$    | [°]                  | Góc đánh lửa sóm                       |
| $\varphi$     | [°]                  | Góc quay trực khuỷu                    |
| $\lambda$     | [-]                  | Hệ số dư lượng không khí/nhiên liệu    |
| $\phi$        | [-]                  | Hệ số tương đương nhiên liệu/không khí |
| $\rho$        | [kg/m <sup>3</sup> ] | Khối lượng riêng                       |
| $\varepsilon$ | [-]                  | Tỷ số nén                              |
| $\eta_e$      | [%]                  | Hiệu suất có ích                       |

## 3. Các chữ viết tắt:

|                |                                                      |
|----------------|------------------------------------------------------|
| CA             | Góc quay trực khuỷu (Crankshaft Angle)               |
| ĐCT            | Điểm chét trên                                       |
| DI             | Phun trực tiếp trong buồng cháy (Direct Injection)   |
| EDI            | Phun ethanol trực tiếp (Ethanol Direct Injection)    |
| EOC            | Thời điểm kết thúc cháy (End Of Combustion)          |
| EPI            | Phun ethanol trên đường nạp (Ethanol Port Injection) |
| GDI            | Phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection)      |
| GPI            | Phun xăng trên đường nạp (Gasoline Port Injection)   |
| MFB            | Tỷ lệ hòa khí cháy (Mass Fraction Burn)              |
| PI             | Phun trên đường nạp (Port Injection)                 |
| SOC            | Thời điểm bắt đầu cháy (Start Of Combustion)         |
| THA            | Góc mở bướm ga (Throttle Angle)                      |
| X <sub>j</sub> | Tọa độ theo phương x vị trí đầu vòi phun (mm)        |

# MỞ ĐẦU

## 1. Tính cấp thiết

An ninh năng lượng và sự nóng lên toàn cầu do sử dụng nhiên liệu hóa thạch cho động cơ đốt trong là hai vấn đề chính mà ngành công nghiệp ôtô đang phải đối mặt. Mặc dù đã có nhiều nỗ lực trong việc sử dụng xe điện-nhiệt, nhưng nguồn động lực vẫn dựa vào động cơ đốt trong cho đến năm 2040 [16, 30]. Nghiên cứu cải thiện hiệu suất động cơ và giảm khí thải đã trở thành một trong những chủ đề nóng nhất trong những năm gần đây [16, 51]. Sử dụng năng lượng tái tạo như hydro, nhiên liệu sinh học,... trên các động cơ đốt trong truyền thống được coi là giải pháp hiệu quả để giải quyết những vấn đề này [99, 100].

Nhiên liệu sinh học dùng cho động cơ đốt trong nói chung và phương tiện giao thông nói riêng đang nhận được sự quan tâm lớn của thế giới. Một mặt nhiên liệu sinh học góp phần giải quyết vấn đề thiếu hụt năng lượng và ô nhiễm môi trường. Mặt khác nhiên liệu sinh học góp phần phát triển kinh tế nông thôn, tăng thu nhập cho người nông dân ở vùng sâu, vùng xa. Một khi sự phát triển bền vững, phát triển kinh tế gắn liền với các yếu tố xã hội và môi trường có vai trò thiết yếu đối với mỗi quốc gia, lãnh thổ thì các nguồn năng lượng xanh, năng lượng có phát thải cacbonic thấp nhận được sự ưu tiên phát triển.

Trong các loại nhiên liệu sinh học thì ethanol là loại nhiên liệu có tiềm năng lớn nhờ nguồn nguyên liệu phong phú và sự tham gia mạnh mẽ của nhiều thành phần kinh tế vào quá trình sản xuất. Nguyên liệu để sản xuất ethanol rất phong phú có thể kể đến như nguồn nguyên liệu từ các sản phẩm nông nghiệp là ngô, khoai, sắn, mía... Ngoài ra nguồn nguyên liệu sản xuất ethanol còn có thể được tận dụng từ rác thải, phế phẩm nông nghiệp như rơm, rạ, bã mía, cỏ khô hay phế phẩm lâm nghiệp như cùi, rễ, cành cây, lá khô... Chúng là những nguồn nguyên liệu dồi dào không liên quan đến lương thực, giúp cho việc tái sử dụng các nguồn phế liệu một cách hiệu quả nhất.

Việt Nam là một nước nông nghiệp, nơi có tiềm năng lớn về nguyên liệu phục vụ cho sản xuất nhiên liệu sinh học, đã có chủ trương đúng đắn thể hiện qua “Đề án Phát triển và sử dụng nhiên liệu sinh học đến năm 2015 và tầm nhìn đến năm 2025”. Chủ trương này thể hiện sự tham vọng của Chính phủ và cũng thể hiện sự quyết tâm

của toàn xã hội trong việc quy hoạch, tổ chức sản xuất và sử dụng nhiên liệu sinh học.

Đề tài “**Nghiên cứu tính năng động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng nhiên liệu xăng-ethanol**” hướng tới góp phần giải quyết các yêu cầu trên của thực tiễn.

## **2. Mục tiêu nghiên cứu**

- Đánh giá tác động cũng như hiệu quả của việc sử dụng xăng sinh học tới động cơ động cơ đánh lửa cưỡng bức đang lưu hành. Trên cơ sở đó đề xuất khoảng tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu xăng-ethanol đảm bảo tính năng kỹ thuật của động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng trên ôtô theo điều kiện vận hành.

- Đề xuất giải pháp cải tiến kết cấu đường nạp, phương thức phoi trộn xăng/ethanol cho động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ ethanol thay đổi linh hoạt theo điều kiện vận hành nhằm nâng cao tỷ lệ ethanol.

## **3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu**

- Đối tượng nghiên cứu là động cơ đánh lửa cưỡng bức 4 xilanh, 4 kỳ, phun xăng và đánh lửa điều khiển điện tử, một trong những loại động cơ sử dụng phổ biến trên ôtô du lịch hiện nay.

- Phạm vi nghiên cứu là xem xét, đánh giá quá trình phun nhiên liệu, hình thành hòa khí, quá trình cháy, tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng xăng sinh học với tỷ lệ ethanol khác nhau theo chế độ vận hành.

## **4. Nội dung nghiên cứu**

- Xây dựng mô hình 3D-CFD trên cơ sở lý thuyết tính toán cơ học chất lỏng (CFD) mô phỏng bằng phần mềm Ansys-Fluent.

- Xây dựng hệ thống thực nghiệm đo và đánh giá tính năng kinh tế, kỹ thuật và ô nhiễm của động cơ.

- Hiệu chỉnh mô hình mô phỏng theo kết quả thực nghiệm, phát triển mô hình mô phỏng để mở rộng phạm vi nghiên cứu.

## **5. Phương pháp nghiên cứu**

Luận án sử dụng phương pháp nghiên cứu kết hợp giữa mô phỏng và thực nghiệm. Trong đó nghiên cứu thực nghiệm chỉ tiến hành trong điều kiện nhất định để đánh giá một số mục tiêu của luận án và làm cơ sở kiểm chứng mô phỏng, tiếp đó mở rộng mô phỏng trong những điều kiện khó tiến hành thực nghiệm để đánh giá tổng

thể mục tiêu của luận án đã đề ra.

## 6. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn

Mô hình 3D-CFD được xây dựng trên cơ sở phần mềm Ansys-Fluent cho phép phân tích quá trình phun nhiên liệu, đặc điểm hòa khí và diễn biến quá trình cháy trong động cơ phun xăng. Kết quả mô phỏng từ mô hình là cơ sở khoa học để hiệu chỉnh động cơ phun xăng truyền thống thành động cơ sử dụng xăng sinh học với tỷ lệ ethanol có thể thay đổi theo điều kiện vận hành.

Kết quả thực nghiệm về tính năng động cơ sử dụng xăng sinh học chỉ ra phạm vi tỷ lệ ethanol cung cấp phù hợp với điều kiện vận hành thường xuyên của động cơ Daewoo A16DMS có thể lên đến E20. Điều này góp phần khẳng định tính khả thi của lộ trình sử dụng nhiên liệu sinh học theo quyết định 53/2012/QĐ-TTg của Thủ tướng Chính phủ.

Vì vậy, luận án góp phần đảm bảo an ninh năng lượng quốc gia, bảo vệ môi trường và thực hiện cam kết của Việt Nam tại hội nghị COP21 trong vấn đề chống lại sự nóng lên toàn cầu.

## 7. Cấu trúc của luận án

Ngoài phần mở đầu và kết luận, nội dung luận án được chia làm 04 chương trình bày các nội dung chính như sau:

- ❖ Chương 1. Tổng quan
- ❖ Chương 2. Cơ sở lý thuyết
- ❖ Chương 3. Nghiên cứu thực nghiệm
- ❖ Chương 4. Nghiên cứu mô phỏng

## 8. Điểm mới của luận án

- Xây dựng thành công mô hình 3D-CFD động cơ phun xăng, cho phép phân tích quá trình phun nhiên liệu, đặc điểm hòa khí và diễn biến quá trình cháy trong động cơ phun xăng cho cả trường hợp phun hỗn hợp xăng-ethanol và phun riêng rẽ xăng/ethanol.

- Chứng minh giải pháp phun riêng rẽ xăng/ethanol áp dụng đối với động cơ phun xăng trên đường nạp hoặc động cơ phun xăng trực tiếp không những đảm bảo khả năng bay hơi hoàn toàn của ethanol ở tỷ lệ cao mà còn giúp động cơ thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol theo điều kiện vận hành.

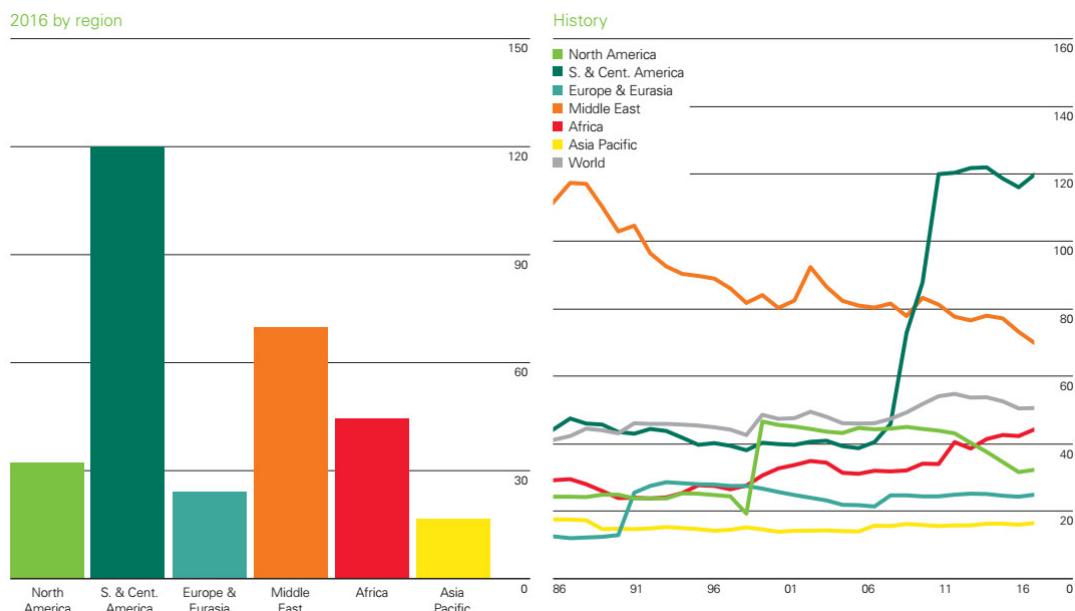
# Chương 1. TỔNG QUAN

## 1.1. Sử dụng nhiên liệu sinh học trên động cơ ôtô

### 1.1.1. Những yêu cầu thực tiễn hướng đến sử dụng nhiên liệu sinh học

#### 1.1.1.1. Sự cạn kiệt của nhiên liệu hóa thạch

Số liệu thống kê của hãng phân tích dữ liệu ôtô Jato Dynamics cho thấy, lượng ôtô tiêu thụ trên thế giới trong năm 2016 đạt 84.240.000 xe, tăng 5,6% so với năm 2015. Trung Quốc dẫn đầu lượng tiêu thụ ôtô trên thị trường với 25.530.000 xe hơi và xe thương mại, tăng 14% so với năm 2015 [117]. Theo Hiệp hội các nhà sản xuất ôtô Việt Nam (VAMA), trong tháng 9/2016, doanh số bán hàng của toàn thị trường Việt Nam đạt 26.551 xe, tăng 13% so với tháng 8/2016 [118].

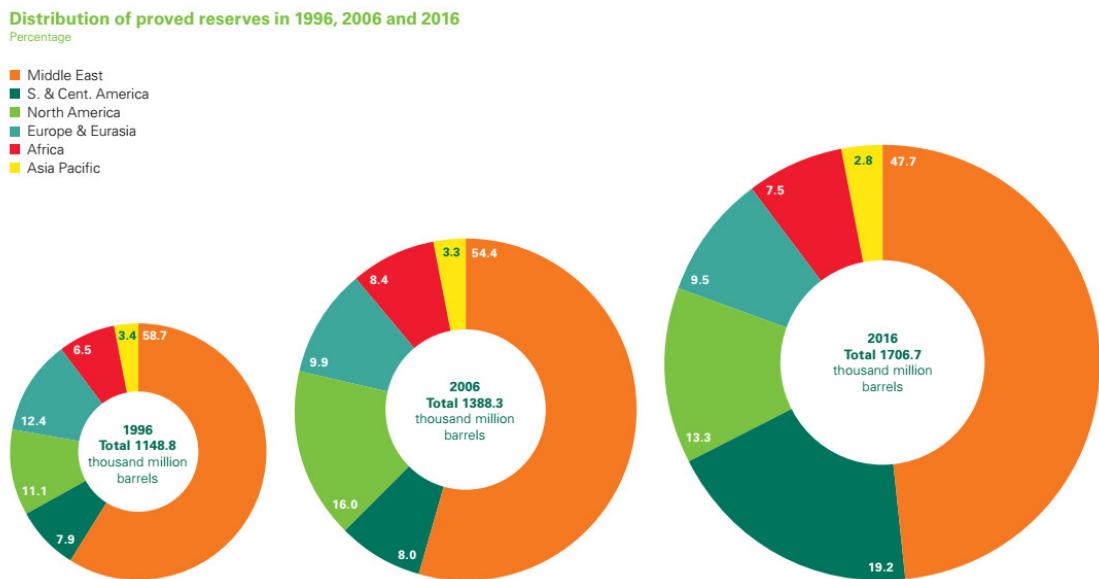


Hình 1.1: Mức độ dự trữ nhiên liệu trên thế giới (Nguồn: BP)[44]

Nếu không có những giải pháp tiết kiệm nhiên liệu và nguồn nhiên liệu thay thế thì lượng tiêu thụ xăng dầu sẽ tăng đồng cấp với tốc độ tăng lượng ôtô đưa vào sử dụng. Điều này sẽ gây ra nhiều biến động trong sản lượng khai thác của các nước xuất khẩu dầu mỏ cũng như lượng dự trữ dầu của các quốc gia trên thế giới.

BP (British Petroleum) [44] cho biết trong “Đánh giá thống kê năng lượng thế giới thứ tư năm 2016” lượng dầu dự trữ giảm 2,4 tỷ thùng (0,1%) trong năm 2015, đánh dấu lần thứ hai đã giảm trong 65 năm. Các nước OPEC tiếp tục nắm giữ

phần lớn nhất (71,5%) trữ lượng toàn cầu, trong đó khu vực Trung Đông chiếm 47,7% tổng trữ lượng dầu toàn cầu. Tỷ lệ dự trữ dầu của Bắc Mỹ đã tăng lên 13,3% trong năm 2016 từ 11,1% năm 1996, nhưng giảm 2,7% so với năm 2006 (Hình 1.2).



Hình 1.2: Trữ lượng dầu mỏ các nước trong khối OPEC (Nguồn: BP)[44]

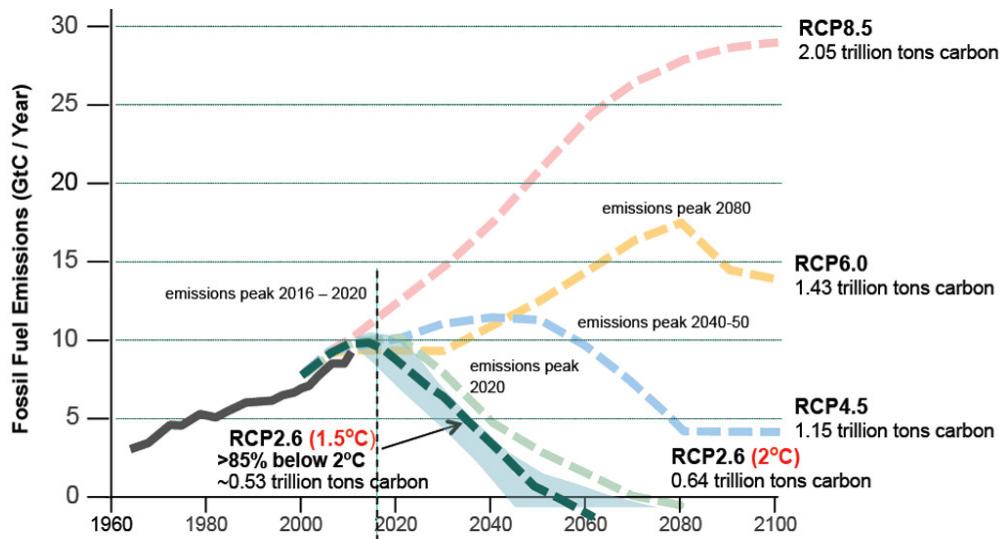
Phân tích của BP cho thấy trữ lượng khí thiên nhiên cũng giảm 0,1% trong năm 2015, giảm 0,1 nghìn tỷ mét khối xuống còn 186,9 Tcm. Lượng khí thiên nhiên này chỉ đủ để đáp ứng sản xuất cho toàn cầu trong vòng 52,8 năm. Khu vực Trung Đông có trữ lượng lớn nhất (chiếm 42,8% tổng trữ lượng toàn cầu) và có tỷ lệ dự trữ cao nhất ở mức cho 129,5 năm.

### 1.1.1.2. Cắt giảm phát thải CO<sub>2</sub>, chất khí gây hiệu ứng nhà kính

Biến đổi khí hậu có thể do những quá trình tự nhiên và do ảnh hưởng của con người. Phần lớn các nhà khoa học đều khẳng định rằng hoạt động của con người đã và đang làm biến đổi khí hậu toàn cầu. Nguyên nhân chủ yếu của sự biến đổi đó là sự gia tăng nồng độ khí CO<sub>2</sub> trong khí quyển, dẫn đến tăng cường hiệu ứng nhà kính và là nguyên nhân chính làm tăng nhiệt độ bầu khí quyển.

Báo cáo của Ủy ban Liên chính phủ về biến đổi khí hậu (IPCC) và nhiều trung tâm nghiên cứu có uy tín hàng đầu trên thế giới công bố trong thời gian gần đây đã cung cấp cho chúng ta nhiều thông tin và dự báo quan trọng. Theo đó, nhiệt độ trung bình trên bề mặt Trái đất tăng lên gần 1°C trong vòng 85 năm (từ 1920 đến 2005).

Báo cáo cho rằng nếu không thực hiện được chương trình hành động giảm khí thải gây hiệu ứng nhà kính theo Nghị định thư Kyoto, đến năm 2035 nhiệt độ bề mặt Trái đất sẽ tăng thêm  $2^{\circ}\text{C}$  và về dài hạn có hơn 50% khả năng nhiệt độ tăng thêm  $5^{\circ}\text{C}$  [4].



Hình 1.3: Kịch bản nhiệt độ Trái đất theo mức cacbon sử dụng từ nhiên liệu hóa thạch đến năm 2100 (Nguồn: IPCC 2013) [33]

Hội nghị Liên Hiệp Quốc về Biến đổi Khí hậu năm 2015 được tổ chức tại Paris, Pháp, từ ngày 30 tháng 11 đến 12 tháng 12 năm 2015 đã ban hành thỏa thuận chung Paris (COP 21) [33]. Thỏa thuận chung Paris là một thỏa thuận tại Hội nghị về Biến đổi khí hậu của Liên Hiệp Quốc 2015 trong khuôn khổ Công ước khung của Liên hợp quốc về biến đổi khí hậu (UNFCCC), chi phối các biện pháp giảm CO<sub>2</sub> từ năm 2020. Nội dung chính COP21 là đạt mức phát thải lớn nhất càng sớm càng tốt và hạ thấp mức phát thải vào nửa sau của thế kỷ này để giữ nhiệt độ toàn cầu không tăng quá  $2^{\circ}\text{C}$  và nỗ lực giới hạn mức tăng không quá  $1,5^{\circ}\text{C}$ .

Theo kịch bản nhiệt độ Trái đất đến năm 2100, để giữ nhiệt độ toàn cầu không tăng quá  $2^{\circ}\text{C}$  vào năm 2080 thì lượng cacbon sử dụng chỉ dừng ở mức 0,64 nghìn tỷ tấn/năm; để giữ nhiệt độ toàn cầu không tăng quá  $1,5^{\circ}\text{C}$  vào năm 2060 thì lượng cacbon sử dụng ở mức 0,53 nghìn tỷ tấn/năm (Hình 1.3).

1.1.1.3. Các giải pháp công nghệ truyền thống không làm giảm mức độ phát thải ô nhiễm theo yêu cầu tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt

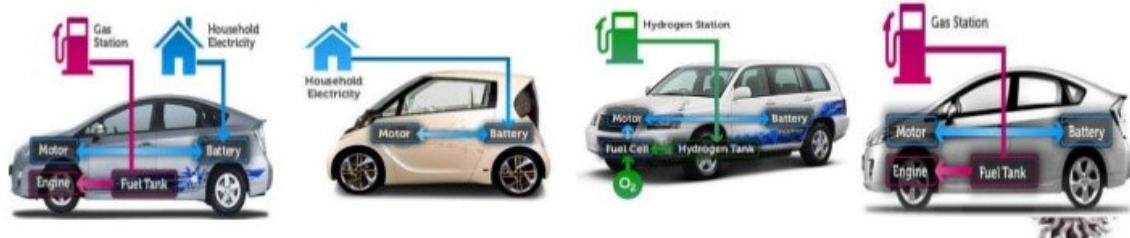
Ô nhiễm không khí do khí thải của phương tiện giao thông đã và đang gây tác

động xấu đến sức khoẻ con người và môi trường sinh thái (Hình 1.4). Mức độ ô nhiễm do khí thải từ động cơ đốt trong ngày càng nghiêm trọng và trở thành gánh nặng cho các nhà sản xuất ôtô. Sử dụng công nghệ hybrid chạy bằng động cơ xăng kết hợp điện, hoặc khí thiên nhiên kết hợp điện đã góp phần giảm phát thải ô nhiễm (Hình 1.5). Tuy nhiên, trên ôtô truyền thống hay ôtô hybrid, động cơ đốt trong vẫn là nguồn động lực chủ yếu, cùng với số lượng ôtô tăng đột biến khiến các quốc gia đã ban hành tiêu chuẩn khí thải ngày càng nghiêm ngặt.

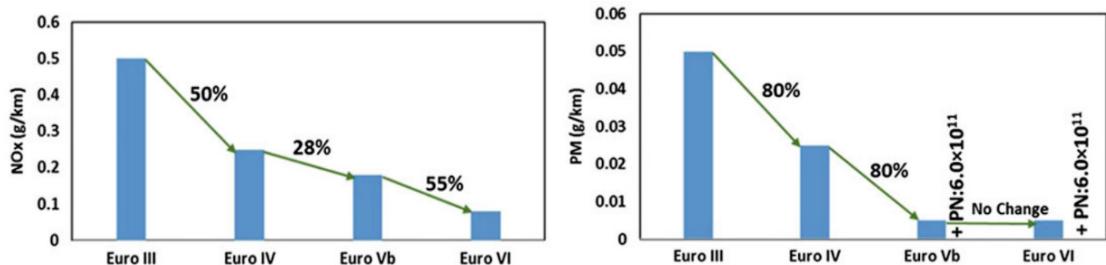
Ngoài giảm phát thải khí CO và HC thì cần chú trọng đến công nghệ để giảm phát thải CO<sub>2</sub>, NOx và phát thải hạt PM. Lượng phát thải NOx và phát thải hạt buộc phải giảm lần lượt 50% và 80% từ Euro III lên Euro IV, mức phát thải NOx và phát thải hạt là rất nhỏ ở Euro VI (Hình 1.6).



Hình 1.4: Phát thải ô nhiễm từ phương tiện giao thông [116]



Hình 1.5: Công nghệ ôtô sạch sử dụng động cơ đốt trong truyền thống  
(Nguồn: toyota.com.cn)



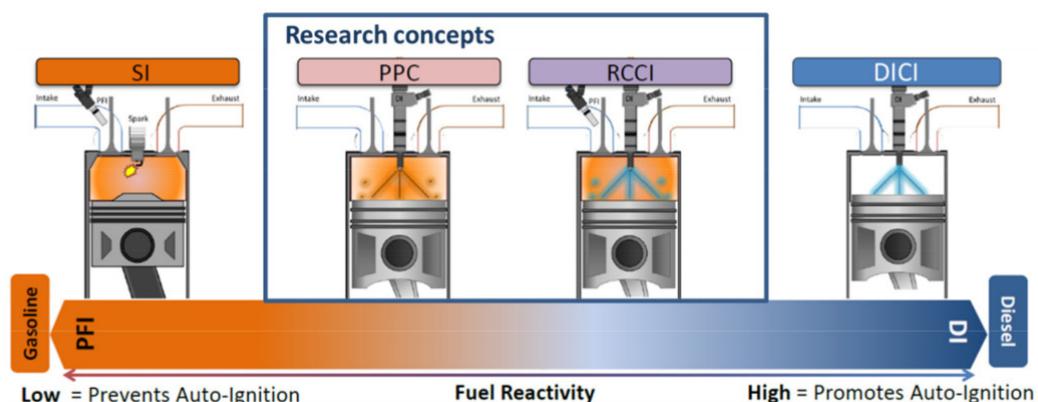
Hình 1.6: Mức phát thải NOx và phát thải hạt (PM) theo tiêu chuẩn khí thải châu Âu [91]

Như vậy, ngành công nghiệp ôtô ngoài phải đổi mới với nguy cơ thiếu hụt nguồn nhiên liệu, còn phải đổi mới với tiêu chuẩn khí thải ngày càng khắt khe. Điều này buộc thế giới phải tìm ra nguồn nhiên liệu thay thế cũng như giải pháp tổ chức quá

trình cháy để giảm sự phụ vào nhiên liệu hóa thạch và giảm phát thải ô nhiễm. Sử dụng nhiên liệu sinh học là giải pháp được nhiều nước trên thế giới lựa chọn.

### **1.1.2. Công nghệ cháy sử dụng hai nhiên liệu là giải pháp phù hợp hướng đến sử dụng nhiên liệu sinh học trên động cơ đốt trong**

Những nghiên cứu gần đây đã đề cập đến các khái niệm đốt cháy tiên tiến kết hợp với các nhiên liệu thay thế nhằm đạt hiệu suất cao hơn và phát thải thấp hơn so với các động cơ xăng và diesel truyền thống [97]. Cộng đồng khoa học đang hướng tới khái niệm đốt cháy tiên tiến, bao gồm nén cháy với hỗn hợp đồng nhất (HCCI) [40, 64, 90], nén cháy kiểm soát phản ứng (RCCI) [24, 36, 69, 74] và đốt cháy một phần (PPC) [26, 38, 88, 87]. Các nguyên lý cháy này chú trọng vai trò của nhiên liệu thay thế như ethanol, methanol, khí thiên nhiên, ... [25, 23, 89].



Hình 1.7: Sơ đồ quá trình cháy kết hợp động cơ xăng và động cơ diesel truyền thống [91]

Cháy theo nguyên lý HCCI [91]: HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) là nén cháy với hỗn hợp đồng nhất, là một khái niệm tương đối mới và đang nỗ lực tìm thấy thành công thương mại. Quá trình cháy của động cơ HCCI có nhiệt độ thấp nên giảm phát thải NOx nhưng lại gia tăng HC và CO so với động cơ đán lửa cưỡng bức thông thường. Bằng cách điều chỉnh hợp lý tỷ số nén và nhiệt độ khí nạp, hầu như bất kỳ nhiên liệu nào cũng có thể được sử dụng với HCCI. Nhiên liệu sinh học như ethanol có nhiều lợi thế khi sử dụng trên động cơ HCCI vì khả năng dễ cháy ở nhiệt độ thấp và có thể giảm phát thải CO và HC nhờ hòa khí nghèo.

Cháy theo nguyên lý RCCI [91]: RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) sử dụng hai loại nhiên liệu có khả năng tự cháy khác nhau theo các tỷ lệ

khác nhau để tối ưu hóa quá trình đốt cháy ở các điều kiện vận hành khác nhau. RCCI tương tự như khái niệm nhiên liệu kép bằng cách sử dụng nhiên liệu với khả năng tự cháy cao trộn sẵn với không khí và nhiên liệu với khả năng khó tự cháy được phun trực tiếp. Không giống như khái niệm nhiên liệu kép, RCCI sử dụng hòa khí nghèo và đốt cháy ở nhiệt độ thấp, theo cách tương tự như HCCI. Khả năng cháy tốt hơn so với HCCI nhưng mức phát thải ô nhiễm thì gần như HCCI.

Cháy theo nguyên lý PPC [91]: PPC (Partially Premixed Combustion) có thể được xem như một khái niệm kết hợp DICI (nén cháy phun trực tiếp) và HCCI. Bằng cách phun nhiên liệu dễ tự cháy vào cuối quá trình nén kết hợp với không khí pha loãng nhiên liệu có khả năng chống cháy tự động. Điều này dẫn đến lượng khí thải thấp cho cả NOx, HC và CO cùng với hiệu suất cháy cao.

### **1.1.3. Tình hình sản xuất nhiên liệu sinh học trên thế giới và ở Việt Nam**

Nhiên liệu sinh học (NLSH) là loại nhiên liệu được hình thành từ các hợp chất có nguồn gốc động thực vật. NLSH dùng cho giao thông vận tải chủ yếu gồm các loại cồn (metanol, ethanol, butanol), các loại diesel sinh học (sản xuất từ dầu thực vật, dầu thực vật phế thải, mỡ động vật). Đây là nguồn nhiên liệu thay thế tiềm năng trong tương lai mặc dù có những hạn chế nhất định. Ethanol là nhiên liệu sinh học có thể được sản xuất từ các nguồn nguyên liệu tái tạo như mía, ngô, sắn, thậm chí là sinh khối từ phế phẩm nông nghiệp [9, 10, 21, 49, 52, 78, 81, 96, 102].

Ethanol được sử dụng rộng rãi như một tác nhân pha trộn cho nhiên liệu xăng thương mại [98, 105]. Ethanol thống trị thị trường nhiên liệu sinh học ngày nay là do dễ sản xuất và thân thiện với môi trường so với các loại cồn khác [15]. Cung và cầu ethanol đã tăng gần gấp ba lần trong thập kỷ qua [16]. Hoa Kỳ hiện đứng đầu với 58%, xếp sau Brazil với 28%, EU đứng ở vị trí thứ ba với 5% và thứ tư là Trung Quốc với 3% sản lượng ethanol thế giới [71].

Nếu thử so sánh với các nước trên thế giới có nền công nghiệp sản xuất cồn phát triển như Brazil, Mỹ, Trung Quốc... thì sản lượng cồn của Việt Nam hiện nay rất nhỏ, công suất sản xuất của mỗi nhà máy cũng nhỏ. Tuy nhiên, Việt Nam là nước nông nghiệp, các loại phế phẩm thực vật khá dồi dào nhất là những nơi sản xuất sắn

khoai, ngô, mía đường... Trong thời gian qua, nước ta đã và đang xây dựng và đưa vào hoạt động 50 nhà máy đường trong nước tổng công suất gần 100.000 tấn mía/ngày, khả năng mỗi năm có thể sản xuất 100 triệu lít cồn [3].

*Bảng 1-1: Các dự án xây dựng nhà máy ethanol nhiên liệu tại Việt Nam*

*Nguồn: <http://orientbiofuels.com.vn>*

| Tên nhà máy                | Công suất thiết kế ( $m^3/năm$ ) | Nguyên liệu |
|----------------------------|----------------------------------|-------------|
| Nhà máy Ethanol Bình Phước | 100.000                          | Sắn         |
| Nhà máy Ethanol Dung Quất  | 100.000                          | Sắn         |
| Nhà máy Ethanol Phú Thọ    | 100.000                          | Sắn         |
| Nhà máy Ethanol Đồng Xanh  | 100.000                          | Sắn         |
| Nhà máy Ethanol Tùng Lâm   | 60.000                           | Sắn         |

Vì vậy, chính sách an ninh năng lượng luôn được đặt lên hàng đầu của mỗi quốc gia trong chiến lược phát triển kinh tế - xã hội bền vững. Ngày 22 tháng 11 năm 2012, Thủ tướng Chính phủ đã có quyết định Số: 53/2012/QĐ-TTg “Về việc ban hành lộ trình áp dụng tỷ lệ phô trộn nhiên liệu sinh học với nhiên liệu truyền thống”. Theo đó từ ngày 01 tháng 12 năm 2015 xăng được sản xuất, phô ché, kinh doanh để sử dụng cho phương tiện cơ giới đường bộ tiêu thụ trên toàn quốc là xăng E5 và từ ngày 01 tháng 12 năm 2017 là xăng E10. “Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015 và tầm nhìn đến năm 2025” của Chính phủ đã thúc đẩy lượng ethanol sản xuất trong nước đáp ứng nhiên liệu E5 thay thế cho xăng RON92 trên phạm vi toàn quốc trong thời gian qua [2]. Đây chính là tiền đề hướng tới sản lượng ethanol sản xuất trong nước đáp ứng E10, E15 và E20 trong thời gian không xa.

## **1.2. Tình hình nghiên cứu sử dụng xăng sinh học trên động cơ đánh lửa cưỡng bức**

Xăng thông thường (RON92, RON95, ...) là nhiên liệu sử dụng phổ biến cho động cơ đánh lửa cưỡng bức. Cồn đã được sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ kể từ thế kỷ 19. Trong số các loại cồn khác nhau, ethanol được biết đến như là nhiên liệu phù hợp nhất để thay thế cho xăng làm nhiên liệu cho động cơ đánh lửa cưỡng bức.

Xăng sinh học là hỗn hợp giữa xăng thông thường và cồn ethanol ( $C_2H_5OH$ ), là nhiên liệu phù hợp cho động cơ đánh lửa cưỡng bức. Tuy nhiên sự có mặt của ethanol

tạo ra nhiều thuận lợi và không ít khó khăn cho xăng sinh học khi sử dụng trên động cơ đánh lửa cưỡng bức. Sự khác biệt về tính chất lý hóa của ethanol so với xăng được trình bày trên Bảng 1-2.

Bảng 1-2: Tính chất lý hóa của ethanol và xăng [106]

| STT | Tính chất của nhiên liệu                                | Ethanol                          | Xăng                            |
|-----|---------------------------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| 1   | Công thức hóa học                                       | C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH | C <sub>4</sub> -C <sub>12</sub> |
| 2   | Khối lượng mol [g/mol]                                  | 46,07                            | 105                             |
| 3   | Carbon [%kl]                                            | 52,2                             | 88                              |
| 4   | Hydro [%kl]                                             | 13,1                             | 12-15                           |
| 5   | Oxy [%kl]                                               | 34,7                             | 2,7                             |
| 6   | Hàm lượng Hydrocacbon thơm [%thể tích]                  | -                                | 35                              |
| 7   | Khối lượng riêng ở 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]            | 790                              | 751                             |
| 8   | Điểm bay hơi [°C]                                       | 78                               | 27-225                          |
| 9   | Áp suất bay hơi ở 38°C [kPa]                            | 15,9                             | 48-103                          |
| 10  | Nhiệt dung riêng [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ] | 2,4                              | 2                               |
| 11  | Độ nhớt ở 20°C [mPa s]                                  | 1,19                             | 0,4                             |
| 12  | Nhiệt ẩn bay hơi [kJ/kg]                                | 305                              | 840                             |
| 13  | Nhiệt trị thấp [MJ/kg]                                  | 26                               | 43                              |
| 14  | Nhiệt độ tự cháy [°C]                                   | 423                              | 257                             |
| 15  | Trị số octane RON/MON                                   | 108,6/92                         | 92/81                           |
| 16  | Tỷ lệ không khí/ nhiên liệu                             | 9                                | 14,7                            |
| 17  | Tốc độ ngọn lửa tầng 100 kPa, 325 K (cm/s)              | 39                               | 33                              |

Về ưu điểm: ethanol có chỉ số octan và nhiệt ẩn bay hơi cao hơn, tốc độ ngọn lửa tầng nhanh hơn và có thêm một nguyên tố oxy trong phân tử so với xăng [50]. Trị số octane cao, nhiệt ẩn hóa hóa hơi cao và tốc độ ngọn lửa nhanh hơn giúp ngăn chặn kích nổ trong động cơ đánh lửa cưỡng bức. Những ưu điểm này góp phần làm giảm phát thải HC, CO và cho phép tăng tỉ số nén, đây là một trong những yếu tố chính góp phần nâng cao hiệu suất động cơ đánh lửa cưỡng bức khi sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol [18]. Mặt khác, nhiệt độ tự cháy, điểm cháy của ethanol cao và áp suất hơi Reid thấp hơn xăng làm cho việc vận chuyển và bảo quản an toàn hơn [47], ít tổn thất do bốc hơi hơn so với xăng [77]. Ngoài ra, đối với hầu hết các loại xăng không chỉ có chứa phụ gia MTBE (methyl tertiary butyl ether) là một vấn đề vì nó sẽ làm ô

nhiễm nước ngầm và gây hại cho sức khoẻ con người. Ethanol có thể được sử dụng để thay thế MTBE trong tương lai [53, 81, 103].

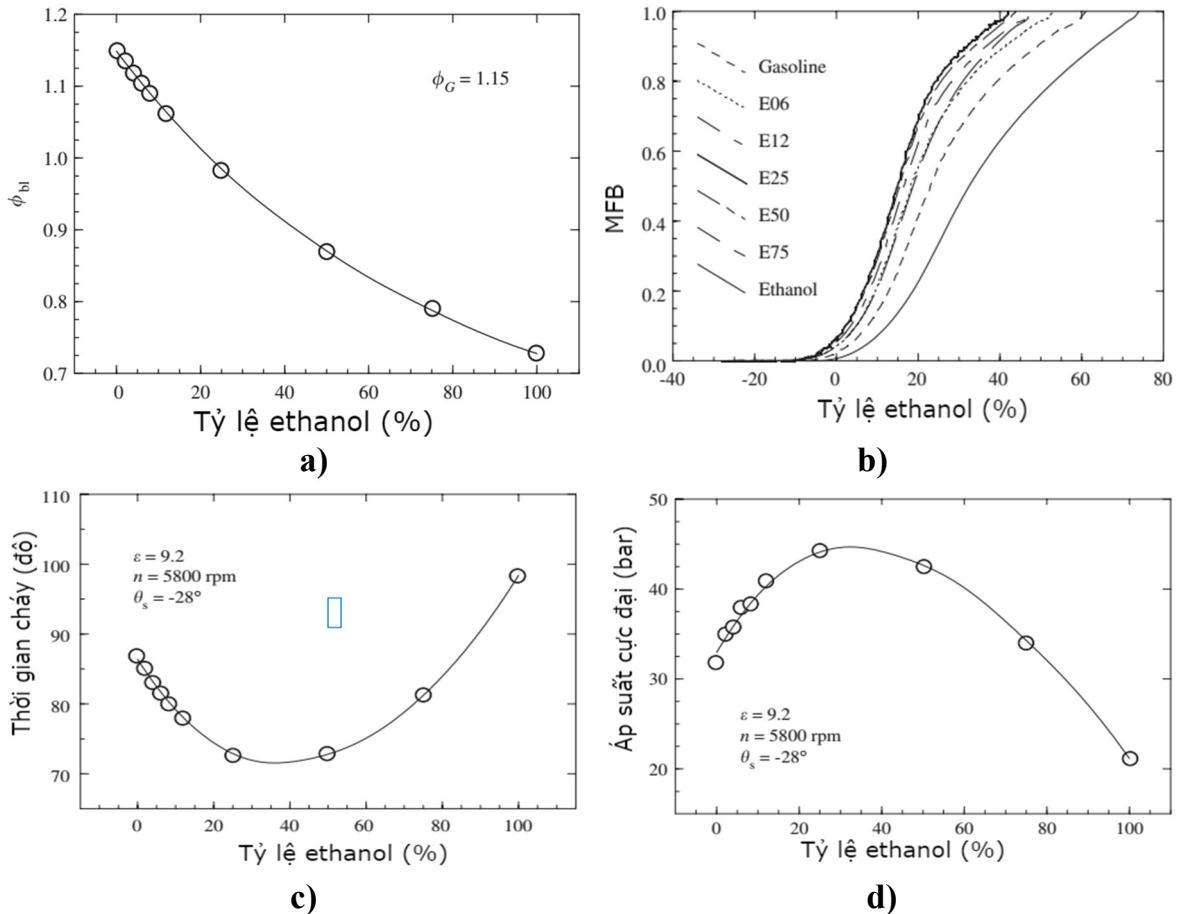
Về nhược điểm: nhiệt trị của ethanol thấp hơn so với xăng, nên cần tăng lượng nhiên liệu cung cấp khi sử dụng xăng pha ethanol để đạt được cùng công suất [81]. Ethanol có thể tan hoàn toàn với nước, trong khi xăng và nước không tan vào nhau. Điều này có thể gây ra nhiên liệu xăng pha ethanol dễ hút nước, dẫn đến các vấn đề ăn mòn trên các thành phần cơ khí. Để giảm thiểu vấn đề này đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu nên tránh các vật liệu đặc biệt như đồng và nhôm. Ethanol có thể làm sờ cứng các loại cao su và gây nứt cho đường ống nhiên liệu.

Trong thời gian qua, động cơ đánh lửa cường bức đã có những bước tiến vượt bậc trong hệ thống cung cấp nhiên liệu và điều khiển động cơ. Trên cơ sở những động cơ sử dụng bộ chế hòa khí, phun xăng đơn điểm từ năm 2000 trở về trước, những động cơ phun xăng điện tử đa điểm điều khiển điện tử đã ra đời sau đó và đến nay đã xuất hiện những động cơ phun xăng trực tiếp. Với những nền tảng về đối tượng thực nghiệm này, các nhà khoa học đã tiến hành rất nhiều công trình nghiên cứu về khả năng sử dụng nhiên liệu xăng/ethanol trên động cơ đánh lửa cường bức với mục tiêu nâng cao tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol.

### **1.2.1. Nghiên cứu sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol trên động cơ xăng trong điều kiện không thay đổi hệ thống cung cấp nhiên liệu và hệ thống điều khiển**

J. M. Mantilla cùng các cộng sự [22] đã báo cáo kết quả nghiên cứu về ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol đến hòa khí, tốc độ cháy, thời gian cháy, nhiệt độ và áp suất buồng cháy trên động cơ sử dụng bộ chế hòa khí (Hình 1.8). J. M. Mantilla kết luận rằng, tốc độ cháy của hòa khí xăng-ethanol nhanh hơn so với xăng thông thường khi tăng tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol từ 0 - 25%, sau đó nếu tiếp tục tăng tỷ lệ ethanol tốc độ cháy sẽ giảm đi. Nghiên cứu cũng chỉ ra rằng E25 là tỷ lệ phát huy tối đa tốc độ cháy, áp suất và nhiệt độ cháy (Hình 1.8c,d). Trong điều kiện giữ cố định lượng nhiên liệu cung cấp, hòa khí sẽ nhạt dần khi tăng tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng – ethanol vì ethanol có tác dụng làm tăng hệ số nạp và cung cấp thêm oxy cho hòa khí. Với xăng thông thường hệ số tương đương nhiên liệu/không khí  $\phi_{bl}=1,15$

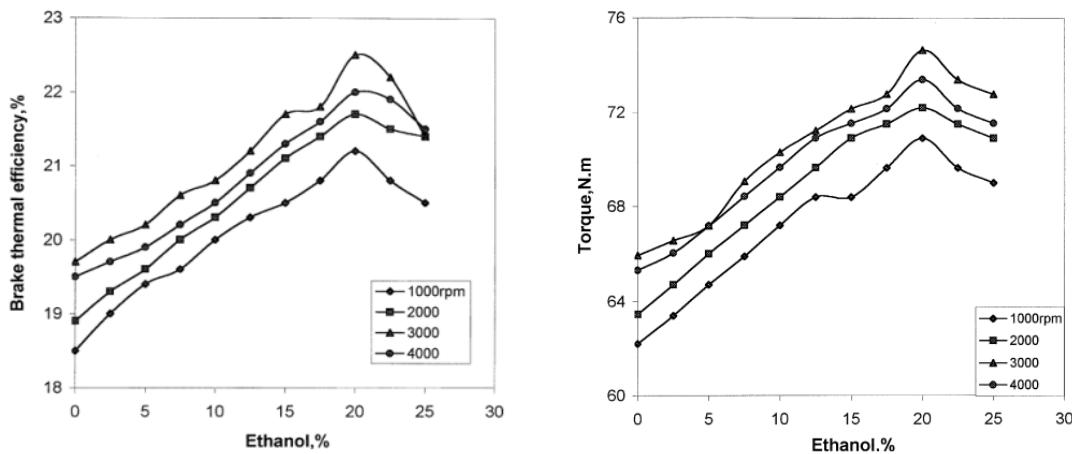
nhưng hệ số này sẽ xấp xỉ bằng 1 khi tăng tỷ lệ ethanol lên khoảng 25% (Hình 1.8a).



Hình 1.8: Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol đến hòa khí và quá trình cháy theo tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol [22]

M. Al-Hasan và công sự [10] đã khảo sát ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải động cơ đánh lửa cưỡng bức, bốn kỳ, bốn xylyanh sử dụng bộ chế hòa khí (TOYOTA, TERCEL-3A). Thực nghiệm đã tiến hành xác định hệ số tương đương nhiên liệu/không khí, hệ số nạp, hiệu suất có ích, công suất có ích, mô men có ích và suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ, phát thải carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) và hydrocacbon chưa cháy (HC) ở 4 vị trí góc mở bướm ga với tốc độ động cơ thay đổi từ 1000 đến 4000 rpm. Kết quả cho thấy trong điều kiện không có sự điều chỉnh về hệ thống cung cấp nhiên liệu, tính năng về hiệu suất có ích, mô men có ích của động cơ tăng theo tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol, tuy nhiên nếu tăng tỷ lệ ethanol lớn hơn E20 thì tính năng của động cơ về hiệu suất và mô men có ích bắt đầu giảm trở lại (Hình 1.9). Nguyên nhân của sự sụt giảm này là do hỗn hợp cháy nhạt dần do lượng nhiên

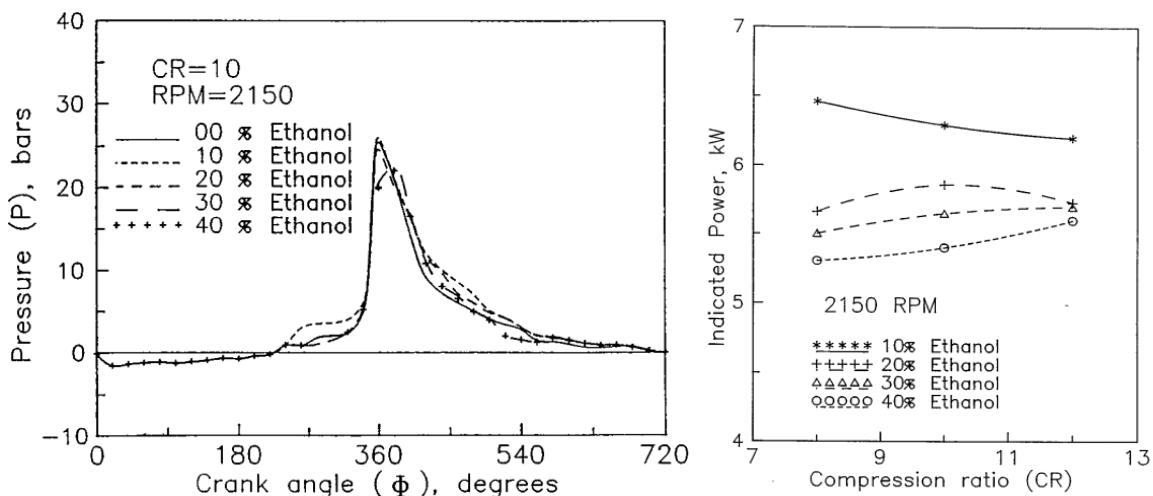
liệu cung cấp cho động cơ không thay đổi.



Hình 1.9: Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol đến tính năng động cơ TERCEL-3A [10]

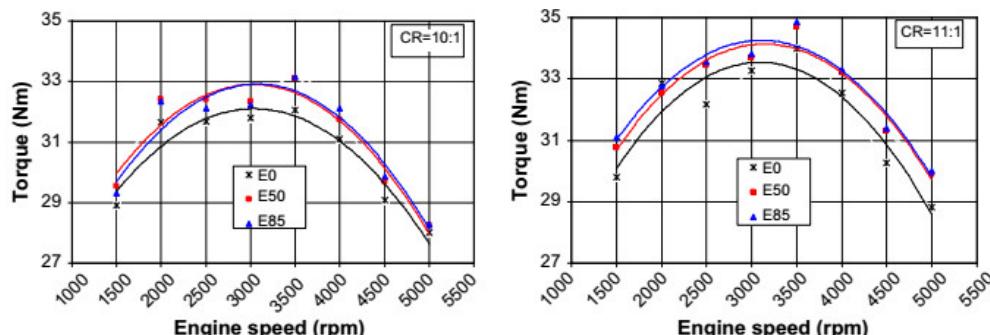
Hsieh và cộng sự [52] đã nghiên cứu thực nghiệm tính năng và phát thải ô nhiễm của một động cơ đánh lửa cưỡng bức thương mại sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol với các tỷ lệ ethanol theo thể tích: 0%, 5%, 10%, 20% và 30%. Các tính chất của nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol được phân tích theo tiêu chuẩn ASTM cho thấy khi tăng hàm lượng ethanol, nhiệt trị của nhiên liệu hỗn hợp giảm, trong khi trị số octane tăng lên. Ngoài ra, khi tăng hàm lượng ethanol, áp suất hơi Reid của nhiên liệu hỗn hợp tăng lên tối đa ở E10 và sau đó giảm. Kết quả thực nghiệm trên động cơ chỉ ra rằng sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol với tỷ lệ E10 - E20, mô men có ích và suất tiêu thụ nhiên liệu của động cơ tăng nhẹ, giảm phát thải CO và HC đáng kể như là kết quả của các hiệu ứng “cháy nghèo” nhờ bổ sung ethanol; phát thải CO<sub>2</sub> tăng lên do sự đốt cháy được cải thiện và sự phát thải NOx phụ thuộc vào điều kiện hoạt động của động cơ chứ không phải là hàm lượng ethanol.

A. Abdel-Rahman và cộng sự [8] đã nghiên cứu sử dụng hỗn hợp nhiên liệu xăng-ethanol trên động cơ VARICOMP để đánh giá ảnh hưởng tỷ lệ ethanol đến tính năng động cơ đánh lửa cưỡng bức theo tỷ số nén. Thực nghiệm được thực hiện bằng cách sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng – ethanol có tỷ lệ ethanol từ 0-40% ở các tỷ số nén 8, 10 và 12. Kết quả cho thấy, tỷ lệ ethanol tối ưu về công suất chỉ thị ứng với tỷ số nén 8, 10 và 12 lần lượt là 10%, 20% và 30% (Hình 1.10).

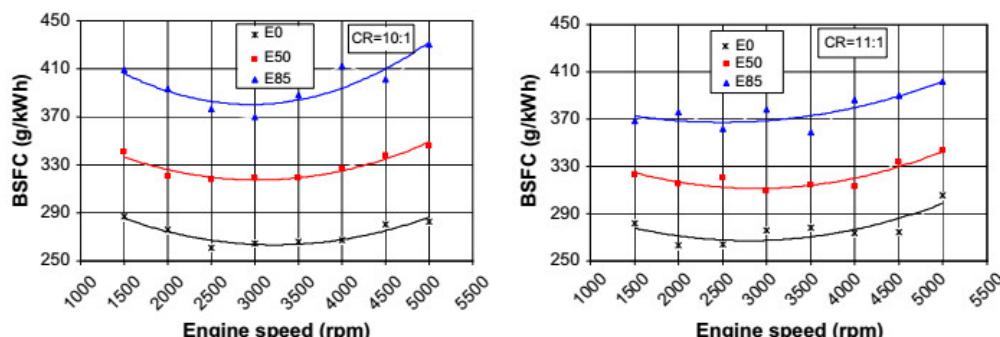


Hình 1.10: Ảnh hưởng tỷ số nén đến tỷ lệ ethanol tối ưu về áp suất và công suất chỉ thị [8]

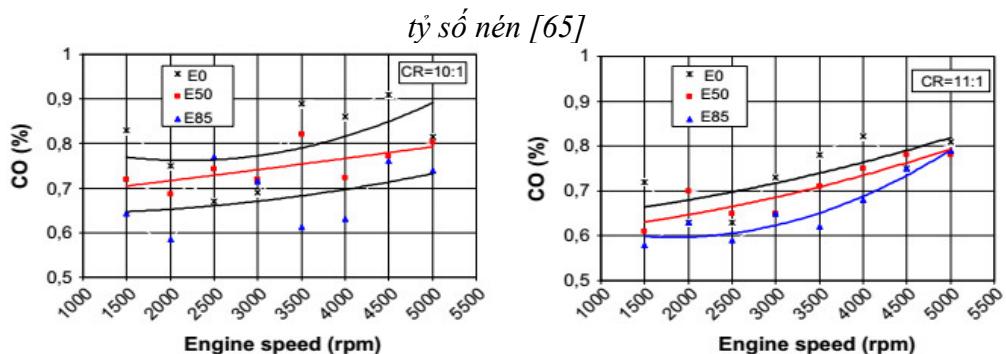
Mustafa Koç và các cộng sự [65] cho rằng các tác động của nhiên liệu hỗn hợp xăng - ethanol (E50 và E85) đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức 1 xylanh, bốn kỳ có tỉ số nén 10 và 11 làm tăng mô men có ích so với xăng (E0) ở tất cả các dải tốc độ do nhiệt ẩn hóa hơi của ethanol cao hơn (Hình 1.11). Đồng thời nhiệt trị thấp hơn của nhiên liệu xăng- ethanol làm gia tăng suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ (Hình 1.12) nhưng giảm đáng kể phát thải CO và HC nhờ hiệu ứng cháy nghèo từ oxy chứa trong ethanol (Hình 1.13, Hình 1.14). Ở tỷ lệ tham dự cao của ethanol (E50, E85) NOx cũng giảm so với E0 (Hình 1.15).



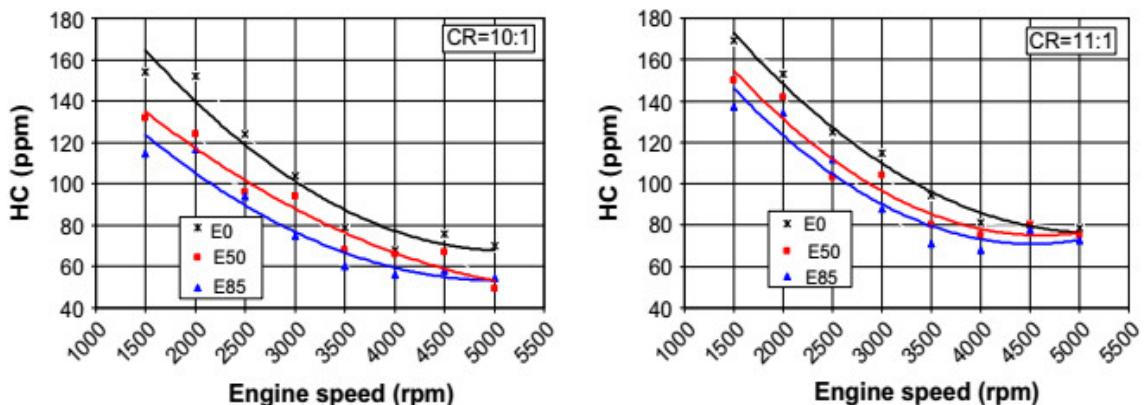
Hình 1.11: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng - ethanol đến mô men có ích theo tỷ số nén [65].



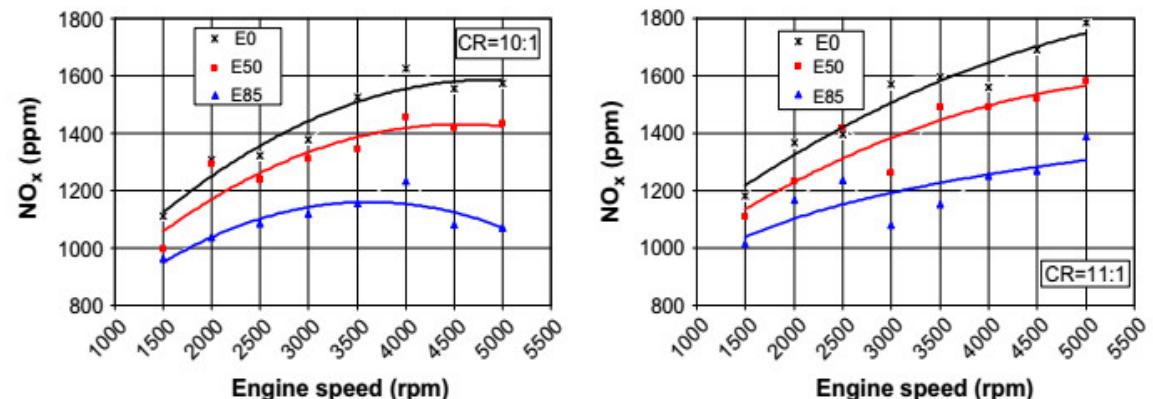
Hình 1.12: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng - ethanol đến suất tiêu hao nhiên liệu có ích theo



Hình 1.13: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng-ethanol đến phát thải CO theo tỷ số nén [65]



Hình 1.14: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng-ethanol đến phát thải HC theo tỷ số nén [65]



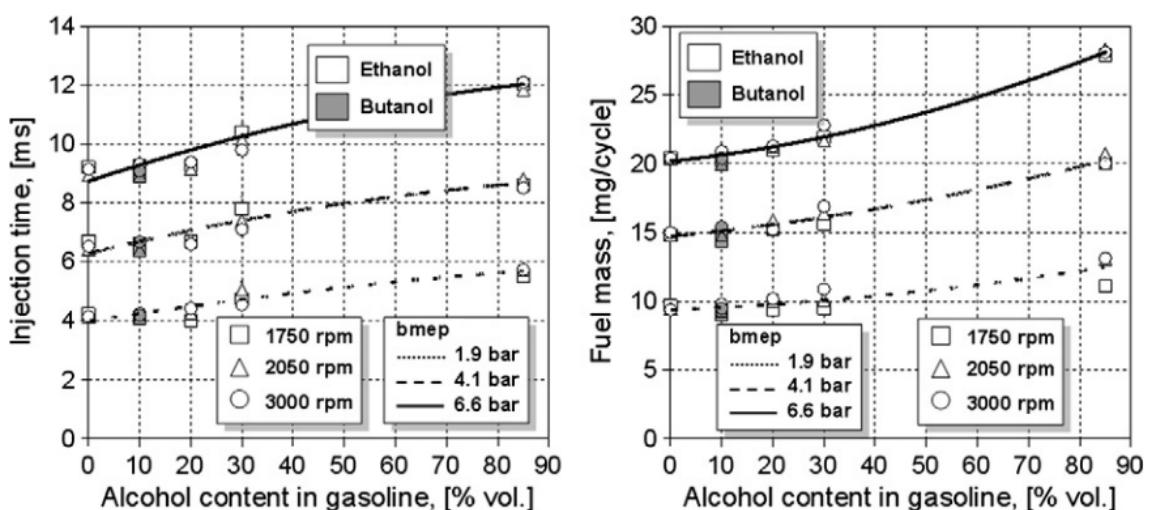
Hình 1.15: Ảnh hưởng của hỗn hợp xăng - ethanol đến phát thải NOx theo tỷ số nén [65]

Như vậy, trong trường hợp không thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp, hòa khí động cơ khi sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol sẽ nhạt dần theo tỷ lệ pha ethanol, với tỷ lệ ethanol không quá 20-25% sẽ giúp cải thiện công suất, giảm phát thải CO, HC so với trường hợp xăng. Ở tỷ lệ ethanol tham dự thấp dưới E20 trong nhiên liệu hỗn hợp, tính khởi động lạnh ít bị ảnh hưởng và hiệu quả chống kích nổ sẽ được cải thiện. Tuy nhiên các động cơ có tỷ số nén từ 10-11 có thể sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol có tỷ lệ trên E20-25 mà vẫn đảm bảo công suất động cơ không bị sụt giảm so

với xăng thông thường nhờ hiệu suất của động cơ được cải thiện ở tỷ số nén cao mà không bị cháy kích nổ.

### **1.2.2. Nghiên cứu sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol trong điều kiện can thiệp hệ thống điều khiển động cơ xăng**

Không giống như bộ chế hòa khí, với hệ thống phun xăng điều khiển điện tử nhiên liệu được phun với áp suất khoảng 3 bar vào đường nạp bằng vòi phun điện tử. Lượng nhiên liệu phun vào được ECU điều khiển trên cơ sở thu nhận và xử lý các tín hiệu về tốc độ, nhiệt độ động cơ, lượng ôxy trong khí thải... nhằm đảm bảo hệ số tương đương nhiên liệu/không khí  $\phi \sim 1$  trong điều kiện làm việc bình thường. Tuy nhiên, trên động cơ phun xăng điều khiển điện tử lượng nhiên liệu cung cấp cho một chu trình và thời điểm đánh lửa đã được nhà sản xuất lập trình và cài đặt trong ECU điều khiển nên không thể tác động thay đổi được bộ thông số này. M.A. Costagliola và cộng sự [34] cho rằng, động cơ phun xăng và đánh lửa điều khiển điện tử với tỷ lệ ethanol không quá E20 thời gian phun tăng lên để đảm bảo hệ số tương đương nhiên liệu/không khí không đổi so với trường hợp sử dụng xăng là rất dễ đáp ứng, ở các tỷ lệ lớn hơn E30 cần giảm chế độ tải và tốc độ của động cơ. Ở chế độ tải lớn và tốc độ cao (ứng với áp suất có ích trung bình  $b_{mep}=6.6\text{bar}$ , ở tốc độ 3000 rpm) thời gian phun kéo dài đến  $180^\circ\text{CA}$  khi sử dụng E85 (Hình 1.16).



Hình 1.16: Thời gian phun và lượng nhiên liệu cung cấp theo tỷ lệ ethanol [34].

Trên cơ sở kế thừa kết quả nghiên cứu của GS.TS Phạm Minh Tuấn và TS. Trần Anh Trung, NCS. Nguyễn Khánh Tùng đã thực hiện chế tạo bộ điều khiển ECU phụ

[6]. Bộ điều khiển này sẽ điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp đảm bảo hệ số dư lượng không khí  $\lambda=1$  và góc đánh lửa sớm hợp lý tương ứng với các tỷ lệ cồn ethanol khác nhau trong xăng sinh học. Hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  được điều chỉnh bằng 1 để bộ xử lý khí xả làm việc có hiệu quả nhất và góc đánh lửa sớm được điều chỉnh để mô men động cơ đạt giá trị lớn nhất. Kết quả cho thấy, động cơ Toyota 1NZ-FE lắp trên xe ô tô Toyota Vios sau khi được lắp ECU phụ có khả năng tự động nhận biết tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học, tự động điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp cho chương trình và góc đánh lửa sớm phù hợp với tỷ lệ ethanol, đảm bảo tính năng kỹ thuật của động cơ khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol có tỷ lệ ethanol lên đến E100.

Như vậy, hệ thống phun xăng điều khiển điện tử với chức năng kiểm soát tỷ lệ tương đương nhiên liệu/không khí  $\phi$  cho phép nâng cao tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol lên tỷ lệ cao hơn E30. Nhưng ở tỷ lệ ethanol cao hơn và tiếp cận E100 thì cần có thiết bị điều khiển bổ sung đóng vai trò như ECU phụ nhằm thay đổi thời điểm phun nhiên liệu và góc đánh lửa sớm hơn ở chế độ tải và tốc độ động cơ cao. Tuy nhiên với phương án hòa trộn trước ethanol vào xăng không những khó giải quyết được mục tiêu thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol mà còn có thể gây ra sự phân tầng ethanol trong bình chứa ở hỗn hợp xăng-ethanol có tỷ lệ ethanol cao.

#### **1.2.3. Nghiên cứu điều khiển linh hoạt tỷ lệ ethanol bằng cách cải tiến hệ thống cung cấp và điều khiển động cơ xăng sang phun riêng rẽ xăng/ethanol**

Về mặt lý thuyết cần phải đảm bảo năng lượng cung cấp cho động cơ không đổi khi chuyển đổi động cơ từ sử dụng xăng sang sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol. Nhiệt trị của E30 nhỏ hơn E0 đến 1,13 lần nên thời gian phun phải tăng lên tương ứng. Lúc này nếu không có thay đổi về hệ thống phun nhiên liệu sẽ khó đảm bảo về thời gian phun ở tỷ lệ ethanol trên E30. Điều này dẫn đến phải phun riêng rẽ xăng và ethanol nhằm rút ngắn thời gian phun và cải thiện khả năng bay hơi cho ethanol.

Việc điều chỉnh động cơ xăng thương mại sang sử dụng xăng sinh học với các tỷ lệ ethanol khác nhau đang được quan tâm và đã được các nhà nghiên cứu trên thế giới thực hiện [21, 70, 109]. Ứng dụng ethanol trên động cơ đốt trong với các công

nghệ phun trực tiếp, phun riêng rẽ được thực hiện không chỉ để tìm giải pháp đảm bảo an ninh năng lượng, mà còn tìm kiếm lợi ích từ nhiên liệu ethanol có thể đem lại trong việc cải thiện hiệu suất động cơ và giảm phát thải [16].

Theo quan điểm thay đổi phương thức cung cấp nhiên liệu để cải thiện hiệu suất động cơ và giảm phát thải khí có hại, công nghệ phun trực tiếp (DI) đã được áp dụng rộng rãi trong sản xuất động cơ đánh lửa cường bức. Điều này là do lợi ích của nó trong việc giảm tiêu thụ nhiên liệu ở tải cục bộ và tăng mô men có ích ở chế độ toàn tải [12]. Mặt khác, hệ thống DI có thể giúp giảm lượng khí thải có hại của động cơ ở mức tải thấp bằng cách phân tầng hòa khí trong xilanh. Bên cạnh việc phân tầng hòa khí theo hệ số tương đương, hệ thống DI có thể cung cấp hỗn hợp nhiên liệu theo yêu cầu trị số octan theo đó tỷ lệ ethanol pha trộn vào xăng có thể thay đổi theo các điều kiện vận hành động cơ. Với mục đích này, xăng và ethanol phải được phun riêng thông qua hệ thống phun riêng rẽ (dual injection) [104]. Bằng phương pháp phun riêng rẽ ethanol/xăng, tỷ lệ ethanol/xăng có thể được điều chỉnh theo điều kiện vận hành động cơ và khả năng chống kích nổ của động cơ [28]. Cấu hình phun nhiên liệu riêng rẽ thường được sử dụng cho động cơ đốt cháy do nén [100] nhưng cũng rất hiệu quả đối với động cơ đánh lửa cường bức do có thể tận dụng lợi thế của việc sử dụng đồng thời xăng và ethanol [37]. Gần đây, Ikoma và cộng sự [59] đã nghiên cứu sự kết hợp giữa PI và DI trong động cơ đánh lửa cường bức không tăng áp, kết quả đã chứng minh hiệu suất động cơ được cải thiện và giảm lượng khí thải có hại. Hơn nữa, việc kết hợp PI xăng và DI E85 trên động cơ tăng áp đã tăng hiệu suất của động cơ và tránh kích nổ khi tải cao [93]. Với nhiên liệu E85, Di Iorio và cộng sự [37] quan sát thấy áp suất buồng cháy trong trường hợp DI thấp hơn trường hợp PI, điều này là do thời gian bay hơi và hòa trộn nhiên liệu nhỏ hơn và hiệu quả làm mát mạnh hơn trong trường hợp DI đã làm giảm hiệu quả đốt cháy. Catapano và cộng sự [41] cũng cho rằng lượng khí thải CO lớn hơn ở cấu hình DI so với PI, lý do là hòa khí giàu cục bộ do sự bay hơi nhiên liệu không hoàn toàn.

Kết quả thí nghiệm của Zhuang và cộng sự [113] cho thấy so với GPI và GDI, động cơ phun riêng rẽ cho phép tăng góc đánh lửa sớm để tăng hiệu suất động cơ. Với tỷ lệ năng lượng ethanol trên tổng năng lượng cung cấp (EER) nằm trong khoảng

từ 15-35%, cứ khoảng 2- 3% mức tăng của EER cho phép tăng khoảng 2<sup>o</sup>CA góc đánh lửa sớm mà không bị kích nổ [113]. Để khai thác triệt để khả năng chống kích nổ của ethanol, một khái niệm mới về hòa khí phân tầng trị số octan thông qua phương án phun riêng rẽ đã được phát triển gần đây [28].

Một trong những yếu tố quan trọng nhất đối với động cơ đánh lửa cưỡng bức phun trực tiếp là sự hình thành hòa khí đồng nhất, vì liệu một hỗn hợp hơi nhiên liệu-không khí có tồn tại xung quanh khe bugi tại thời điểm đánh lửa và nhiên liệu lỏng được phun có thể được bay hơi trong một thời gian ngắn hay không sẽ tác động đến việc cải thiện quá trình cháy và mức độ phát thải [31]. Quá trình bay hơi nhiên liệu ảnh hưởng mạnh đến quá trình hình thành hòa khí, quá trình đốt cháy và phát thải do các giọt nhiên liệu phải bay hơi trước khi đốt cháy [63]. Các nghiên cứu mô phỏng cho thấy tốc độ bay hơi khi phun trực tiếp ethanol thấp hơn so với xăng trong động cơ đánh lửa cưỡng bức không tăng áp [54, 92]. Tuy nhiên, kết quả mô phỏng cũng cho thấy tốc độ bay hơi của ethanol xấp xỉ với xăng trong động cơ tăng áp [58]. Huang và cộng sự [54] cho rằng nhiệt độ không khí đóng một vai trò quan trọng trong quá trình bay hơi khi phun ethanol, ethanol bay hơi chậm hơn xăng trong điều kiện nhiệt độ thấp, nhưng nhanh hơn khi nhiệt độ cao hơn 375K.

Vì nhiên liệu ethanol có nhiệt trị thấp hơn xăng nên cần phun thêm ethanol vào xilanh để duy trì công suất và hệ số tương đương. Nhiên liệu được phun nhiều hơn dẫn đến lưu lượng phun lớn hơn và thời gian phun dài hơn sẽ phá hủy quy luật phun và phân phối hỗn hợp đã được thiết kế [11, 108]. Quá trình bay hơi trong các điều kiện phun khác nhau có ảnh hưởng quan trọng đến khí thải động cơ. Kết quả thí nghiệm cho thấy lượng phát thải NOx giảm và lượng khí thải CO và HC tăng ứng với EDI trong động cơ phun xăng [111]. Phát thải NOx giảm do hiệu ứng làm mát được tăng cường bởi EDI và khí thải CO và HC tăng do hòa trộn kém, làm mát cục bộ quá mức ở điều kiện tỷ lệ ethanol cao [56, 57].

Xăng sinh học có tỷ lệ ethanol thấp (khoảng E5) có thể được sử dụng trong động cơ đốt trong với rất ít hoặc không có sửa đổi. Nhưng các động cơ này phải được sửa đổi hoặc thiết kế đặc biệt để thích ứng với tỷ lệ ethanol cao. Sự phát triển của hệ thống điều khiển điện tử đã tạo ra phương tiện sử dụng nhiên liệu linh hoạt (FFV) trên thị

trường ôtô. FFV có thể được vận hành với hỗn hợp xăng- ethanol lên đến E85 và có thể được cải thiện bằng phương pháp phun riêng rẽ trong đó tỷ lệ ethanol/xăng thay đổi theo chế độ vận hành [35].

Bên cạnh đó, những phát triển mới của công nghệ đốt cháy tiên tiến như HCCI và RCCI cần nhiên liệu thay thế với các tính chất vật lý khác so với dầu mỏ. Chúng là những động cơ phù hợp sử dụng nhiên liệu sinh học có phát thải NOx thấp [43]. Ethanol có nhiệt hóa cao, trị số octan cao và trị số cetane thấp rất phù hợp khi sử dụng trên động cơ HCCI và RCCI. Những công nghệ đốt cháy này có thể được thực hiện bằng cách cung cấp hòa khí đồng nhất từ hỗn hợp xăng-ethanol và không khí cho xilanh động cơ. Việc đánh lửa sau đó có thể được bắt đầu bằng phương pháp phun nhiên liệu diesel trực tiếp vào cuối quá trình nén [84]. Quá trình cháy trong động cơ HCCI, RCCI có thể được kiểm soát thông qua việc điều chỉnh tỷ lệ pha trộn hoặc phân phối nồng độ hơi nhiên liệu trong buồng đốt. Vì trị số cetane của diesel, xăng và ethanol khá khác nhau, tỷ lệ nhiên liệu và phân phối hơi nhiên liệu trong buồng đốt có thể cung cấp một giải pháp tối ưu để kiểm soát quá trình đốt cháy của các động cơ này. Do đó, đặc tính cơ bản của quá trình phun và hòa khí là rất quan trọng đối với sự phát triển trong tương lai của động cơ đốt trong nhằm giảm tiêu hao nhiên liệu và giảm phát thải ô nhiễm.

Hơn nữa, áp suất hơi thấp ở nhiệt độ thấp của ethanol gây khó khăn khi khởi động lạnh với hàm lượng ethanol cao trong nhiên liệu. Việc phun riêng rẽ xăng/ethanol có thể giải quyết vấn đề này. Xăng được phun vào lúc khởi động lạnh và sau đó phun thêm ethanol khi động cơ đã nóng lên. Iodice và cộng sự [60] quan sát thấy mức giảm các yếu tố phát thải lạnh so với xăng thương mại có liên quan đến tỷ lệ của ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu.

Như vậy, việc phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp sẽ cho phép thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol theo điều kiện vận hành của động cơ, cho phép cải thiện khả năng khởi động lạnh, tính tăng tốc và phát thải ô nhiễm. Việc làm này có lợi về mặt tính năng kỹ thuật và ô nhiễm nhưng sẽ tạo ra sự cồng kềnh của hệ thống cung cấp nhiên liệu khi phải bố trí song song hai hệ thống cung cấp xăng và cung cấp ethanol. Trong trường hợp phun xăng trên đường nạp kết hợp phun trực tiếp ethanol trong

buồng cháy sẽ gây khó khăn thêm về kết cấu vòi phun ethanol và độ nhớt thấp của ethanol sẽ hạn chế độ xuyên thấu của tia phun.

### **Kết luận chương 1:**

Ethanol là nhiên liệu sinh học có khả năng tái tạo, phù hợp để thay thế cho nhiên liệu xăng trên các phương tiện giao thông vận tải hiện nay. Bên cạnh đó, quá trình sản xuất và sử dụng ethanol không làm phát thải CO<sub>2</sub> trong chu trình cacbon, góp phần chống lại sự nóng lên toàn cầu theo tuyên bố chung COP21.

Hiện nay, Việt Nam đã có các nhà máy sản xuất ethanol đáp ứng được lượng ethanol pha trộn xăng sinh học E5 thay thế cho xăng RON92 trên phạm vi toàn quốc. Bên cạnh đó, với cơ chế chính sách từ “Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2025” sẽ tạo điều kiện gia tăng sản lượng ethanol để đáp ứng pha trộn xăng E10, E15 và E20 thay thế cho E5 trong thời gian tới.

Để khai thác lợi thế cũng như khắc phục những bất lợi không nhỏ của ethanol khi sử dụng trên động cơ xăng cần nghiên cứu các giải pháp phun nhiên liệu khác nhau vì chúng là các yếu tố chính ảnh hưởng đến quá trình bay hơi, hình thành hòa khí và quá trình đốt cháy hình thành khí thải có hại. Luận án sẽ nghiên cứu hệ thống PI và DI cho hai phương án phun hỗn hợp xăng-ethanol và phun riêng rẽ xăng/ethanol để định hướng những thay đổi cần thiết về thời điểm phun, bố trí đường nạp nhằm nâng cao tỷ lệ ethanol sử dụng trong xăng sinh học.

## Chương 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

Trong động cơ đốt trong, dòng phản ứng rói chuyển động thông qua các đường nạp/xả, van nạp/xả, xilanh và piston. Quá trình nạp không khí, phun nhiên liệu, bay hơi lỏng, trộn rói, vận chuyển các chất, phản ứng hóa học và sự hình thành chất gây ô nhiễm đều chồng lên nhau, cần được xem xét đồng thời.

Computational Fluid Dynamics (CFD) cùng với các công cụ tối ưu hóa có thể giúp nhìn nhận một cách tổng thể nhằm định hướng mục tiêu và giới hạn phạm vi thực nghiệm. Mô hình 3D-CFD cho phép xem xét một cách chi tiết dòng chảy về trường vận tốc, áp suất, nhiệt độ và thành phần chất, những đại lượng này rất khó quan sát được trong động cơ thực tế.

### 2.1. Lý thuyết dòng chảy rói

Các tiên đề cơ bản của động lực học chất lưu là các định luật bảo toàn bao gồm: bảo toàn khối lượng, bảo toàn động lượng tuyến tính và bảo toàn năng lượng.

#### 2.1.1. Mô hình dòng chảy rói

Dòng chảy rói được mô tả thông qua việc sử dụng kết hợp hệ phương trình Navier-Stokes và mô hình k- $\epsilon$  tiêu chuẩn [29, 62, 61]. Phương pháp mô hình dòng chảy rói bằng hệ phương trình RANS là được sử dụng rộng rãi trong kỹ thuật hiện nay bằng cách tính toán trực tiếp các thông số trung bình của dòng chảy và các thành phần dao động của vận tốc và áp suất

##### 2.1.1.1. Hệ phương trình Navier-Stokes

Phương trình Navier-Stokes, được đặt tên theo Claude-Louis Navier và George Gabriel Stokes và được xây dựng từ định luật bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng dùng để mô tả dòng chảy của các chất lỏng và khí. Hệ phương trình trung bình Reynolds Navier-Stokes (RANS) được viết dưới dạng hệ tọa độ Descartes:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \bar{w}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \sigma_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Trong đó:  $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$ ,  $\bar{w}$  là các thành phần vận tốc lần lượt theo phương x, y, z;  $p$  là áp suất;  $\sigma_{ij}$  là thành phần ứng suất nhót;  $\overline{u'_i u'_j}$  là ten-sơ ứng suất Reynolds.

Hai phương trình (2.1) và (2.2) kết hợp thành hệ phương trình RANS mô phỏng chuyển động rối của phần tử chất lỏng không nén được phụ thuộc cả không gian và thời gian. RANS có cùng dạng chung như các phương trình Navier-Stokes tức thời, với vận tốc và các biến khác giờ đây đại diện cho các giá trị trung bình. Nhận thấy hệ phương trình này có 4 phương trình nhưng có 10 ẩn số, do vậy cần phải có thêm 6 phương trình nữa để có thể tìm được các đại lượng đặc trưng của dòng chảy là lưu tốc và áp suất.

Để có thể tính toán được hệ phương trình (2.1) và (2.2), mô hình dòng chảy rối được phát triển để mô tả được 6 thành phần ứng suất rối Reynolds. Mô hình hai phương trình thường được thêm vào để đóng kín hệ phương trình RANS.

Mô hình hai phương trình gồm một phương trình mô tả đại lượng  $\mu_t$  được thông qua đại lượng hệ số phân tán rối  $\epsilon$  (hay hệ số phân tán riêng  $\omega$ ) và một phương trình mô tả đại lượng động năng rối  $k$ . Những phương trình này có thể được suy ra từ thực nghiệm hoặc cũng có thể nhận được từ lý thuyết. Hai mô hình  $k - \epsilon$  và  $k - \omega$  là hai mô hình phổ biến trong mô hình rối với 2 phương trình.

### 2.1.1.2. Mô hình $k-\epsilon$ tiêu chuẩn

Mô hình  $k-\epsilon$  tiêu chuẩn đã trở thành công cụ chính của các tính toán kỹ thuật kể từ khi nó được đề xuất bởi Launder và Spalding [67]. Mô hình  $k-\epsilon$  tiêu chuẩn [67] là một mô hình dựa trên các phương trình vận chuyển chất cho động năng rối ( $k$ ) và tỷ lệ phân tán rối ( $\epsilon$ ). Động năng rối  $k$  và tỷ lệ phân tán rối  $\epsilon$  thu được từ các phương trình vận chuyển như sau:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.4)$$

Trong hai phương trình trên,  $G_k$  đại diện cho việc tạo ra động năng rói do các gradient tốc độ trung bình, được tính toán như mô tả trong mô hình hóa sản phẩm rói trong các mô hình k- $\varepsilon$ .  $G_b$  là thành phần của động năng rói do lực nén, được tính toán như được mô tả trong ảnh hưởng của lực nén trên sự biến động trong các mô hình k- $\varepsilon$ .  $Y_M$  đại diện cho sự đóng góp của sự giãn nở dao động trong rói do lực nén với tốc độ phân tán tổng thể, được tính toán như được mô tả trong ảnh hưởng của độ nén trên biến động trong mô hình k- $\varepsilon$ .  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  và  $C_{3\varepsilon}$  là các hằng số.  $\sigma_k$  và  $\sigma_\varepsilon$  là số Prandtl rói lần lượt cho  $k$  và  $\varepsilon$ .  $S_k$  và  $S_\varepsilon$  là các thuật ngữ nguồn do người dùng xác định.

Độ nhớt rói được tính bằng cách kết hợp  $k$  và  $\varepsilon$  như sau:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

Mô hình có các hằng số  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  và  $C_{3\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  và  $\sigma_\varepsilon$  với giá trị mặc định sau [67]:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,0 \text{ và } \sigma_\varepsilon = 1,3$$

### 2.1.2. Mô hình dòng chảy rói có phản ứng hóa học

CFD có thể mô hình hóa vận chuyển chất bằng cách giải các phương trình bảo toàn mô tả các nguồn đối lưu, khuếch tán và phản ứng cho từng chất thành phần.

Tỷ lệ thay đổi khối lượng cục bộ  $Y_i$  của chất thứ  $i$  trong dòng chảy rói có phản ứng hóa học được xác định như sau:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (2.6)$$

Trong đó:  $\rho$  là khối lượng riêng ở thể khí;  $\vec{v}$  là vectơ vận tốc;  $\vec{J}_i$  là vectơ khuếch tán khối lượng;  $R_i$  là tỷ lệ tạo ra sản phẩm từ phản ứng của chất thứ  $i$ ;  $S_i$  là tỷ lệ hình thành từ các nguồn bổ sung.

Đối với dòng chảy rói, Ansys-Fluent tính toán vectơ khuếch tán khói lượng như sau:

$$\vec{J}_i = - \left( \rho D_{m,i} + \frac{\mu_t}{S_{ct}} \right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (2.7)$$

Trong đó:  $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$  là số rói Schmidt (với  $\mu_t$  là độ nhớt rói và  $D_t$  là hệ số khuếch tán rói), mặc định  $Sc_t$  là 0,7;  $D_{m,i}$  là hệ số khuếch tán khói lượng của chất thứ i trong hỗn hợp;  $D_{T,i}$  là hệ số khuếch tán Soret nhiệt và T là nhiệt độ. Độ nhớt rói  $\mu_t$  được tính bởi (2.5).

Tỷ lệ phản ứng  $R_i$  trong công thức (2.6) có thể được tính toán bởi mô hình Laminar finite-rate bằng các biểu thức động học Arrhenius:

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_r} \dot{R}_{i,r} \quad (2.8)$$

Ở đây,  $M_{w,i}$  là khối lượng phân tử của các chất i và  $\dot{R}_{i,r}$  là tỷ lệ mol của Arrhenius tạo ra hoặc phá hủy chất thứ i trong phản ứng r. Phản ứng có thể xảy ra trong pha liên tục ngay ở cả bề mặt thành.

Phản ứng thứ r được viết dưới dạng tổng quát như sau:

$$\sum_{i=1}^N v'_{i,r} M_i \xrightarrow{k_{f,r}} \sum_{i=1}^N v''_{i,r} M_i \quad (2.9)$$

Trong đó:

$N$ : Số lượng các chất trong hệ thống

$v'_{i,r}$ : Hệ số cân bằng cho chất phản ứng thứ i trong phản ứng r

$v''_{i,r}$ : Hệ số cân bằng cho sản phẩm thứ i trong phản ứng r

$M_i$ : Tỷ lệ mol của chất thứ i có trong hỗn hợp

$k_{f,r}$ : Hằng số tốc độ phản ứng thuận của phản ứng r

$k_{b,r}$ : Hằng số tốc độ phản ứng nghịch của phản ứng r

Biểu thức (2.9) dành cho tất cả các chất trong hệ thống, nhưng chỉ những chất xuất hiện dưới dạng chất phản ứng hoặc sản phẩm mới có hệ số cân bằng khác không. Do đó, các chất không tham gia sẽ bị loại bỏ.

Đối với một phản ứng không thuận nghịch, tỷ lệ mol tạo hoặc phá hủy các chất  $i$  trong phản ứng  $r$  được cho bởi:

$$\dot{R}_{i,r} = \Gamma(v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left( k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{(\eta'_{j,r} + \eta''_{j,r})} \right) \quad (2.10)$$

Trong đó:

$C_{j,r}$  : Nồng độ mol của chất  $j$  trong phản ứng  $r$  (kmol/m<sup>3</sup>)

$\eta'_{j,r}$  : Tỷ lệ số mũ cho các chất phản ứng  $j$  trong phản ứng  $r$

$\eta''_{j,r}$  : Tỷ lệ số mũ cho các chất sản phẩm  $j$  trong phản ứng  $r$

Đối với một phản ứng thuận nghịch, tỷ lệ mol của việc tạo ra hoặc phá hủy các chất  $i$  trong phản ứng  $r$ :

$$\dot{R}_{i,r} = \Gamma(v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left( k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{v''_{j,r}} \right) \quad (2.11)$$

Lưu ý rằng số mũ cho phần phản ứng nghịch trong công thức (2.11) luôn là hệ số cân bằng của các sản phẩm ( $v'_{j,r}$ ).  $\Gamma$  đại diện cho tổng ảnh hưởng của các yếu tố thứ ba trên tốc độ phản ứng, được cho bởi:

$$\Gamma = \sum_j^N y_{j,r} C_j \quad (2.12)$$

Với:  $y_{j,r}$  là ảnh hưởng của yếu tố thứ ba lên chất thứ  $j$  trong phản ứng thứ  $r$ .

Hằng số tốc độ phản ứng  $k_{f,r}$  được tính bằng biểu thức Arrhenius:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT} \quad (2.13)$$

Trong đó:

$A_r$  : Hệ số tiền mũ

$\beta_r$  : Hệ số mũ của nhiệt độ

$E_r$  : Năng lượng kích hoạt để phản ứng xảy ra (j/kmol)

$R$  : Hằng số chất khí (j/kmol-K)

Nhiệt tỏa ra trong quá trình đốt cháy là nguồn  $\dot{Q}_c$  bổ sung trong phương trình cân bằng năng lượng bên trong:

$$\dot{Q}_{i,c} = \sum_{r=1}^{N_r} Q_{i,r} \dot{R}_{i,r} \quad (2.14)$$

Trong đó:  $Q_{i,r}$  là nhiệt phản ứng sinh ra ở điều kiện tiêu chuẩn và được xác định:

$$Q_{i,r} = \sum_i (v'_{i,r} - v''_{i,r}) (\Delta h_f^0)_i \quad (2.15)$$

Với:  $(\Delta h_f^0)_i$  là nhiệt lượng tạo ra khi hình thành chất thứ i ở điều kiện tiêu chuẩn.

## 2.2. Mô hình kiểm soát phản ứng và lan truyền ngọn lửa rôti

### 2.2.1. Mô hình kiểm soát phản ứng

Quá trình biến đổi các chất hóa học trong buồng đốt có liên quan đến tia lửa từ bugi và quyết định biến tiến trình phản ứng trung bình  $c$  như sau [46]:

$$\frac{\partial(\rho c)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c) = \nabla \cdot (D_t \nabla c) + \rho_u U_t |\nabla c| \quad (2.16)$$

Trong đó:  $D_t$  - Hệ số khuếch tán rôti,  $\rho_u$  - mật độ vùng hỗn hợp chưa cháy,  $U_t$  - tốc độ ngọn lửa rôti được xác định từ mô hình Zimont,  $\rho$  - mật độ trung bình của hỗn hợp,  $c$  - tỷ lệ khói lượng của các chất đã cháy trong hỗn hợp và  $\vec{v}$  - vectơ vận tốc.

Trong giai đoạn đầu, khi tia lửa rất nhỏ so với kích thước lỗ, phương trình vận chuyển (2.6) được sử dụng cho dòng chảy tầng và được viết dưới dạng sau:

$$\frac{\partial(\rho c)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c) = \nabla \cdot ((\kappa + D_u) \nabla c) + \rho_u U_t |\nabla c| \quad (2.17)$$

Trong đó:  $\kappa$  - Hệ số khuếch tán nhiệt chảy tầng ( $\kappa = k / (\rho c_p)$ , với  $k$  – hệ số dẫn nhiệt và  $c_p$  là nhiệt dung riêng đẳng áp).

Hệ số khuếch tán hiệu dụng  $D_u$  được cho bởi:

$$D_{tt} = \begin{cases} D_t \left( 1 - \exp\left(\frac{-t_{td}}{t'}\right) \right) & \text{khi } t_{td} \geq 0 \\ D_t & \text{khi } t_{td} < 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Trong đó:  $t_{td} = t - t_{ig}$  biểu thị thời gian hình thành tia lửa tính từ thời điểm đánh lửa  $t_{ig}$ ;  $t'$  là thời gian khuếch tán hiệu dụng được xác lập thường khoảng 0,00001 giây.

Tia lửa được phát ra bởi năng lượng được cung cấp cho bugi từ hệ thống điện. Thông thường, năng lượng được cung cấp cho bugi bởi hệ thống đánh lửa là 50 - 100 mj trong thời gian 11,5 ms.

### 2.2.2. Mô hình tốc độ ngọn lửa rời Zimont

Tốc độ ngọn lửa rời Zimont được tính toán bằng cách sử dụng một mô hình cho mặt trước ngọn lửa nhăn mỏng [114]:

$$U_t = A(u')^{3/4} U_l^{1/2} \alpha^{-1/4} l_t^{1/4} \quad (2.19)$$

$$U_t = A u' \left( \frac{\tau_t}{\tau_c} \right)^{1/4} \quad (2.20)$$

- Trong đó:
- A: Hằng số mô hình
  - $u'$ : Vận tốc RMS (trung bình phương) (m/s)
  - $U_l$ : Tốc độ ngọn lửa chảy tầng (m/s)
  - $\alpha = k / \rho c_p$ : Khuếch tán nhiệt không cháy ( $m^2/s$ )
  - $\ell_t$ : Đại lượng độ dài rời (m)
  - $\tau_t = \ell_t / u'$ : Thang thời gian rời
  - $\tau_c = \alpha / U_l^2$ : Thời gian phản ứng

Đại lượng chiều dài rời  $\ell_t$  được tính:

$$\ell_t = C_D \frac{(u')^3}{\varepsilon} \quad (2.21)$$

Với  $\varepsilon$  là tỷ lệ tiêu tán rói.

Mô hình này dựa trên giả thiết của sự biến động cân bằng quy mô nhỏ bên trong ngọn lửa, tạo ra một biểu thức tốc độ ngọn lửa rói hoàn toàn theo các tham số rói quy mô lớn. Giá trị mặc định là 0,52 cho  $A$  được khuyến nghị [114] và phù hợp với hầu hết các ngọn lửa của hòa khí hòa trộn trước. Giá trị mặc định là 0,37 cho  $C_D$  phù hợp với hầu hết các ngọn lửa của hòa khí hòa chuẩn bị trước.

### 2.3. Mô hình tia phun

Phương trình mô tả quá trình phát triển và phân rã của tia phun có dạng [13]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \rho \left( U_k - U_{bk} \right) \phi \right) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \Gamma_{\phi}^{kk} \frac{\partial \phi}{\partial x_k} \right) + S_{\phi} \quad (2.22)$$

Trong đó,  $\rho$  là mật độ của chất lỏng,  $\phi$  là biến chung và  $\Gamma$  là hệ số khuếch tán tương ứng,  $S_{\phi}$  đại diện cho đại lượng nguồn,  $U_k$  ( $k = 1, 2, 3$ ) đại diện cho các thành phần vận tốc và  $U_{bk}$  là các thành phần của vận tốc tại vùng biên. Các giá trị của các đại lượng được liệt kê trong Bảng 2-1. Mô hình rói có tiêu chuẩn Reynold cao được sử dụng để tính toán năng lượng rói.

Bảng 2-1: Các hệ số khuếch tán và các thuật ngữ nguồn cho các phương trình vô hướng khác nhau

| Phương trình                  | $\phi$        | Hệ số khuếch tán<br>$\Gamma^{kk}$                                                                                                                                                                                                           | Đại lượng nguồn<br>$S_{\phi}$                                                                                                                                                             |
|-------------------------------|---------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Liên tục                      | $I$           | 0                                                                                                                                                                                                                                           | 0                                                                                                                                                                                         |
| Động lượng                    | $U_i$         | $\mu_{eff} = \mu + \mu$                                                                                                                                                                                                                     | $\frac{\partial}{\partial x_k} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_i} - \delta_{ik} (2/3) \left( \mu_{eff} \nabla U + \vec{p} k \right) \right) + \rho g_i$                   |
| Động năng rói                 | $k$           | $\mu + \mu_t / \sigma_k$                                                                                                                                                                                                                    | $P + G - \varepsilon; \quad P = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} (\mu_t S_{kk} + k) S_{kk}; \quad G = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_{\rho}} \nabla_{\rho}$                                  |
| Sự phân tán của động năng rói | $\varepsilon$ | $\mu + \mu_t / \sigma_{\tau}$                                                                                                                                                                                                               | $\left( C_{\tau 1} P + C_{\tau 3} G - C_{\tau 4} k \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - C_{\tau 2} \varepsilon \right) \frac{\varepsilon}{k}$                                              |
| Năng lượng (tổng enthalpy)    | $H$           | $\lambda/C_p + \mu/\Pr$                                                                                                                                                                                                                     | $\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( U_i \left[ \tau_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ik} - \Gamma_H \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right] \right)$ |
| Thành phần chất               | $Y_i$         | $\rho D_i + \mu_t / \rho_{Yi}$                                                                                                                                                                                                              | $R$                                                                                                                                                                                       |
| Giá trị hằng số               |               | $\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}; C_{\mu} = 0,009; C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92;$<br>$C_{\varepsilon 3} = 0,8; C_{\varepsilon 4} = 0,33; \sigma_k = 1; \sigma_{\varepsilon} = 1,3; \sigma_{\rho} = 0,9.$ |                                                                                                                                                                                           |

Dòng hai pha được mô hình hóa bằng phương pháp Lagrangian Eulerian, với pha khí được mô hình hóa bằng phương pháp Euler, pha lỏng là pha rời rạc được xử lý bằng phương pháp Lagrange.

Phương trình động lượng cho pha lỏng được cho bởi [13]:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (2.23)$$

Trong đó,  $m_d$  là khối lượng giọt, và  $u_{id}$  là vector vận tốc của nó,  $F_{idr}$  là lực kéo (chỉ số 'i' biểu thị đại lượng vectơ),  $F_{ig}$  là trọng lực và lực nén,  $F_{ip}$  là áp lực và  $F_{ib}$  tính đến bất kỳ ảnh hưởng của các lực khác. Các biểu thức cho các lực này như sau:

$$F_{idr} = D_p \cdot u_{irel} \quad (2.24)$$

Trong đó:  $u_{irel}$  là vận tốc tương đối với độ lớn  $|u_{rel}|$  và  $D_p$  đại diện cho sức cản được cho bởi:

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |u_{rel}| \quad (2.25)$$

Với:  $C_D$  là hệ số cản,  $A_d$  là diện tích chiếu của giọt và  $\rho_g$  là mật độ với chỉ số  $g$  đề cập đến pha khí. Hệ số cản  $C_D$  thay đổi theo số giọt của Reynold như:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_d} (1 + 0,15 Re_d^{0,687}) & \text{khi } Re_d \leq 10^3 \\ 0,44 & \text{khi } Re_d > 10^3 \end{cases} \quad (2.26)$$

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (2.27)$$

Ở đây,  $\mu$  là độ nhớt và  $D_d$  là đường kính giọt. Trọng lực và áp lực được cho bởi ( $V_d$  là thể tích của giọt):

$$F_{igr} = V_d (\rho_d - \rho_g) g_i \quad (2.28)$$

$$F_{ip} = V_d \nabla p \quad (2.29)$$

Do đó, thay thế các giá trị của các lực khác nhau trong phương trình (2.24), phương trình cuối cùng cho gia tốc hạt được cho là:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_d} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}\right) g_i \quad (2.30)$$

Sự trao đổi nhiệt và chất trong quá trình bay hơi của giọt được mô hình hóa bởi mô hình Dukowicz (1979), giả thiết giọt có hình cầu đối xứng, sự hiện diện của một màng khí bán ổn định xung quanh giọt, nhiệt độ phân bố đều trong giọt và nhiệt hoi lồng cân bằng trên bề mặt giọt. Trong các điều kiện này, mức thay đổi nhiệt độ được xác định bằng cân bằng năng lượng. Nhiệt lượng truyền vào giọt sẽ làm tăng nhiệt độ của nó hoặc cung cấp nhiệt ẩn bay hơi cho giọt:

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (2.31)$$

Với:  $m_d$  là khối lượng,  $T_d$  là nhiệt độ của giọt,  $c_{pd}$  là nhiệt dung riêng, và  $L$  là nhiệt ẩn bay hơi.  $\dot{Q}$  là dòng nhiệt đối lưu từ không khí có nhiệt độ  $T_\infty$  tới bề mặt giọt, và được cho bởi:

$$\dot{Q} = D_d \pi \lambda Nu (T_\infty - T_d) \quad (2.32)$$

Ở đây,  $\lambda$  là hệ số truyền nhiệt đối lưu và  $Nu$  là số Nusselt được lấy từ sự tương quan của Ranz và Marshal như:

$$Nu = 2 + 0,6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.33)$$

Với:  $Pr$  là số Prandtl.

Nếu thông lượng nhiệt bề mặt cục bộ được biểu diễn bởi  $\dot{q}_s$  và lưu lượng khối lượng hơi là  $\dot{f}_{vs}$ , với giả định về tính đồng nhất của các điều kiện bề mặt giọt, phương trình năng lượng giọt được viết như sau:

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left( 1 + L \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \right) \quad (2.34)$$

Mô hình TAB do O'Rourke và Amsden [80] đề xuất được sử dụng để mô hình quá trình phân rã thứ cấp của các giọt. Trong mô hình TAB, các giọt được giả định là tương tự với hệ thống đàn hồi: lực khí động học tác động lên giọt là lực bên ngoài, sức căng bề mặt được biểu diễn bằng lực đàn hồi và độ nhớt có thể được mô hình hóa bởi lực giảm chấn. Các giọt được giả định dao động dưới tác dụng của các lực này, với gia tốc của nó được cho bởi:

$$\ddot{y} = \frac{C_F \rho_g u^2}{C_b \rho_l r^2} - \frac{C_k \sigma}{\rho_l r^3} y - \frac{C_d \mu}{\rho_l r^2} \dot{y} \quad (2.35)$$

Trong đó:  $y$  là khoảng dịch chuyển không giới hạn của đường xích đạo của giọt từ vị trí cân bằng của nó,  $u$  là vận tốc tương đối giữa không khí và giọt,  $\mu$  là sức căng bề mặt và  $\rho$  là mật độ. Các chỉ số  $l$  và  $g$  đại diện tương ứng cho pha lỏng và khí.  $C_F$ ,  $C_k$ ,  $C_d$  và  $C_b$  là các hằng số mô hình. Ban đầu các tia phun phát triển bình thường, khi  $y > 1,0$  các giọt vỡ thành những giọt nhỏ hơn có vận tốc giống như vận tốc của giọt mẹ. Đường kính trung bình của các giọt con được xác định từ bảo toàn năng lượng như sau:

$$\frac{r}{r_{32}} = 1 + \frac{8K}{20} + \frac{\rho_l r^3}{\sigma} \dot{y}^2 \left( \frac{6K - 5}{120} \right) \quad (2.36)$$

Với:  $r$  là bán kính của tương ứng,  $r_{32}$  là bán kính trung bình Sauter,  $\sigma$  là sức căng bề mặt và  $K$  là hằng số.

Sự tương tác giữa tia phun với thành được đề xuất bởi Weber [76] bằng mô hình hai chiều hữu hạn Film-Wall với các mối quan hệ bán thực nghiệm áp dụng cho màng mỏng ( $< 500 \mu\text{m}$ ). Sự tương tác giữa tia phun với thành được xác định bởi số Reynold và Ohnesorge, được đưa ra bởi các biểu thức:

$$\begin{aligned} \text{Re}_D &= \rho d_0 u_0 / \mu \\ Oh &= \frac{\mu}{\sqrt{\rho \sigma d_0}} \end{aligned} \quad (2.37)$$

Trong đó: chỉ số  $0$  đề cập đến các điều kiện trước tác động,  $d$  là đường kính giọt và  $u$  là vận tốc giọt. Giá trị  $K$  là dạng sửa đổi của số Weber bằng biểu thức:

$$K = Oh \cdot \text{Re}_D^{1,25} \quad (2.38)$$

Giá trị  $K$  này dùng để xác định chế độ va chạm. Đối với  $K < 57,7$ , các giọt được lồng hoàn toàn tại thành mà không bị vỡ hoặc phân rã. Trong chế độ phân rã ( $K > 57,7$ ), các giọt nhỏ bị phân tán một phần để tạo ra sự phân bố kích thước giọt cho các giọt phản xạ. Tỷ lệ phản xạ với khối lượng va đập được cho bởi:

$$m_1 / m_0 = 3,9869 \times 10^{-21} K^{9,2133} \quad (2.39)$$

và lượng sai khác  $m_0 - m_1$  được thêm vào màng. Kích thước giọt phản xạ thu được từ các mối tương quan thực nghiệm như sau:

$$d_1 / d_0 = 0,88 - 0,013K^{0,8} \quad (2.40)$$

Trong mô hình Film-Wall, các pha khí và lỏng được xử lý như các pha riêng biệt với một lớp nối giữa hai pha. Giả thiết rằng độ dày màng nhỏ so với đường kính dòng khí và màng song song với thành. Hơn nữa, các hiệu ứng quán tính được giả định là nhỏ so với ma sát thành và ứng suất cắt. Mô hình bao gồm tác dụng của lực cắt, trọng lực, gradient áp suất, bay hơi, truyền nhiệt, tương tác với các tia phun và màng bị cuốn vào dòng chảy do lực cắt cao.

## 2.4. Mô hình tính NOx

Trong quá trình đốt nhiên liệu không chứa các hợp chất nitơ, quá trình oxy hóa nitơ không khử bằng cơ chế “nhiệt” là nguồn phát thải NOx chính, chủ yếu là NO được hình thành sau vùng màng lửa [72]. Ngoài ra, NO còn được hình thành thông qua các cơ chế trung gian N<sub>2</sub>O ở áp suất cao.

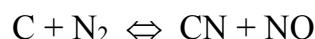
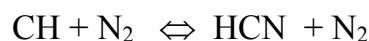
Sự hình thành NOx nhiệt được xác định bởi một tập hợp các phản ứng hóa học phụ thuộc nhiệt độ cao được gọi là cơ chế Zeldovich mở rộng. Các phản ứng chính hình thành NOx nhiệt từ phân tử nitơ như sau:



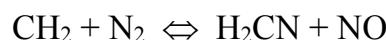
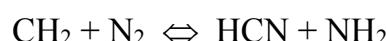
Hai phản ứng đầu tiên được xác định bởi Zeldovich [107] và phản ứng thứ ba được kết hợp bởi Lavoie và các cộng sự [68] trên cơ sở các phép đo phổ động cơ. Vì phản ứng thứ 3 liên quan đến các góc tự do O và OH nên là cần thiết để ghép chúng vào quá trình oxy hóa nhiên liệu. Tuy nhiên, do tỷ lệ NO hình thành bởi cơ chế nhiệt thường chậm so với quá trình oxy hóa nhiên liệu, nó được tách riêng khỏi động học oxy hóa nhiên liệu cho các mục đích mô hình hóa. Do đó, các giá trị cân bằng nhiệt độ và nồng độ của O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, O và OH được giả định, với một xấp xỉ trạng thái ổn định cho nồng độ N [72].

Trong phản ứng thứ hai, NO được hình thành nhanh chóng trong vùng ngọn lửa,

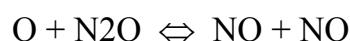
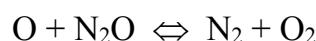
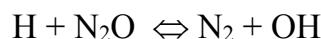
điều này đặc biệt quan trọng đối với quá trình đốt cháy giàu nhiên liệu. Miller & Bowman suy luận rằng NO được hình thành chủ yếu bởi một chuỗi phản ứng được khởi xướng bởi phản ứng nhanh của các gốc hydrocacbon với nitơ phân tử, dẫn đến sự hình thành các hợp chất amin hoặc cyano sau đó phản ứng với dạng NO. Các phản ứng quan trọng nhất là:



Hai phản ứng khác đã được đề xuất nhưng được coi là không đáng kể:



Lavoie [39] xác định cơ chế NO hình thành từ N<sub>2</sub>O như sau:



Drake và Blint [39] đã tính toán hình thành NO có và không có cơ chế N<sub>2</sub>O, nghiên cứu chỉ ra rằng cơ chế N<sub>2</sub>O có thể đóng góp tới 10% lượng NO sau khi cháy. Kết quả cũng được kiểm chứng bằng thí nghiệm cho ngọn lửa áp suất cao. Annand [14] cũng cho rằng các phản ứng liên quan đến N<sub>2</sub>O có thể là quan trọng. Annand đã sử dụng mô hình hai khu vực đoạn nhiệt để dự đoán hiệu suất của động cơ đánh lửa, trong đó ông đưa ra tối đa 16 phản ứng được kiểm soát động học. Ông đã chỉ ra rằng điều quan trọng đó là cơ chế hydroxyl của sơ đồ Zeldovich NO mở rộng với hỗn hợp nghèo, việc loại trừ các động học N<sub>2</sub>O dẫn đến những dự đoán cao hơn chút về NO. Tuy nhiên, không có dữ liệu thử nghiệm nào được sử dụng để xác nhận điều này. Nitơ có trong nhiên liệu có thể là nguồn tạo ra NO, nhưng đây không phải là trường hợp với hầu hết các loại nhiên liệu cho động cơ đánh lửa, vì vậy nguồn này không được xem xét.

Hàng số tốc độ cho các phản ứng này đã được đo lường trong nhiều nghiên cứu thực nghiệm [19, 27, 42, 48, 75], dữ liệu thu được từ các nghiên cứu này đã được Baulch và các cộng sự [19] và Hanson và Salimian [48] đánh giá rất nghiêm túc. Các biểu thức cho hệ số phản ứng trong các phương trình (2.82-2.84) như sau:

$$\begin{aligned}
 k_{f,1} &= 1,8 \times 10^8 e^{-38370/T} & k_{r,1} &= 3,8 \times 10^7 e^{-425/T} \\
 k_{f,2} &= 1,8 \times 10^4 T e^{-4680/T} & k_{r,2} &= 3,81 \times 10^3 T e^{-20820/T} \\
 k_{f,3} &= 7,1 \times 10^7 e^{-450/T} & k_{r,3} &= 1,7 \times 10^8 e^{-24560/T}
 \end{aligned}$$

Trong các biểu thức trên,  $k_{f,1}$ ,  $k_{f,2}$  và  $k_{f,3}$  là hằng số tốc độ cho các phản ứng thuận trong các phương trình (2.66- 2.68), còn  $k_{r,1}$ ,  $k_{r,2}$  và  $k_{r,3}$  là các hằng số tỷ lệ phản ứng nghịch tương ứng. Tất cả các hằng số tốc độ này có đơn vị  $\text{m}^3/\text{mol}\cdot\text{s}$ .

Tốc độ hình thành NO ( $\text{mol}/\text{m}^3\cdot\text{s}$ ) qua các phản ứng trong các phương trình (2.66- 2.68) được cho bởi:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{f,1}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{f,2}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{f,3}[\text{N}][\text{OH}] - k_{r,1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{r,2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{r,3}[\text{NO}][\text{H}] \quad (2.44)$$

## Kết luận chương 2:

Cơ sở lý thuyết các mô hình được trình bày đã được số hóa bởi phần mềm Ansys-Fluent. Vì vậy, việc mô phỏng quá trình phun nhiên liệu, hình thành hóa khí và quá trình cháy trên động cơ Daewoo A16DMS hoàn toàn thực hiện được bằng phần mềm Ansys-Fluent.

## **Chương 3. NGHIÊN CỨU THỰC NGHIỆM**

Các nội dung nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành để đánh giá tính năng động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol so với xăng thông thường RON92. Từ đó xác định chính xác điều kiện về nhiệt độ nước làm mát, góc đánh lửa sớm, mức tiêu thụ nhiên liệu của động cơ thực nghiệm, ... để xác lập điều kiện đầu vào và điều kiện biên cho nghiên cứu mô phỏng. Diễn biến áp suất buồng cháy từ thực nghiệm cho phép phân tích ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học đến chu trình công tác của động cơ đánh lửa cưỡng bức và là dữ liệu quan trọng để kiểm chứng mô hình mô phỏng động cơ thực nghiệm được xây dựng trên cơ sở lý thuyết ở chương 2.

### **3.1. Mục tiêu và đối tượng thực nghiệm**

#### **3.1.1. Mục tiêu thực nghiệm**

Mục tiêu nghiên cứu thực nghiệm của luận án là đánh giá ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol pha vào xăng đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và ô nhiễm của động cơ trong điều kiện vận hành thường xuyên của động cơ phun xăng điều khiển điện tử. Qua đó xác định tỷ lệ ethanol pha vào xăng phù hợp với điều kiện vận hành trong điều kiện không thay đổi về kết cấu động cơ, hệ thống nhiên liệu cũng như hệ thống điều khiển.

#### **3.1.2. Đối tượng thực nghiệm**

##### **3.1.2.1. Động cơ thực nghiệm**

Động cơ Daewoo A16DMS được trang bị trên ôtô Daewoo Nubira 1.6 (2001) là loại động cơ đánh lửa cưỡng bức phun xăng điều khiển điện tử. Động cơ thực nghiệm được lắp đặt lên băng thử APA 204/08 không trang bị bộ xử lý khí thải (Catalytic converter) nhằm đánh giá chuẩn xác về mức phát thải ô nhiễm. Thông số kỹ thuật của động cơ như sau:

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| - Nhiên liệu sử dụng:      | Xăng                     |
| - Kiểu động cơ:            | A16 DMS                  |
| - Số xi-lanh:              | 4 (bố trí thẳng hàng).   |
| - Dung tích:               | 1598 (cm <sup>3</sup> ). |
| - Momen cực đại/vòng phút: | 145 (Nm)/3800(rpm)       |

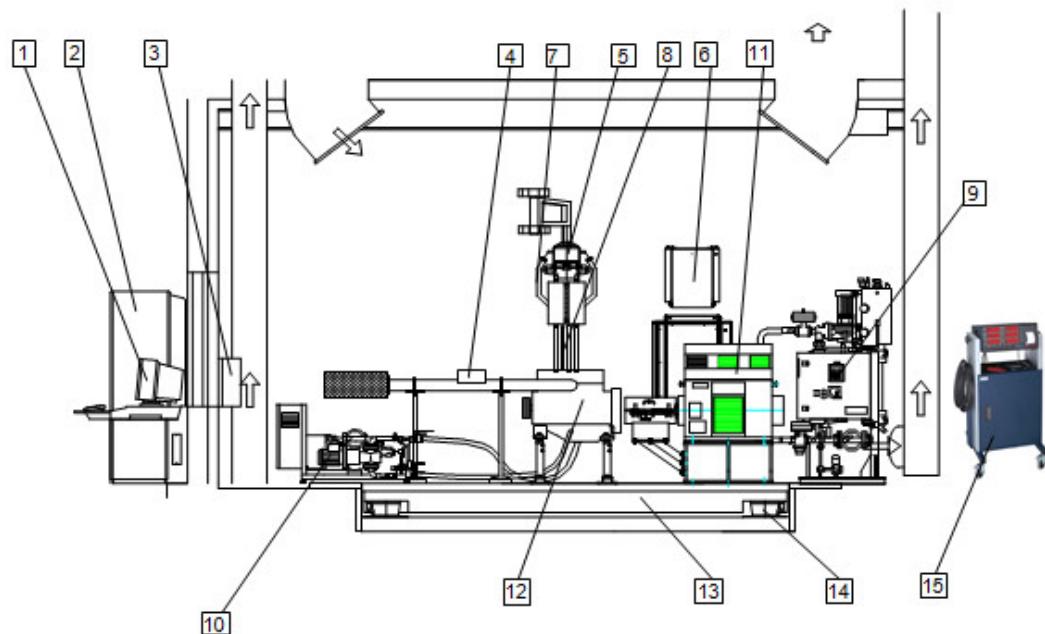
- Công suất cực đại/vòng phút: 77,8 (Kw)/ 5800(rpm)
- Tỉ số nén: 9,5 ±0,2:1

### 3.1.2.2. Nhiên liệu thực nghiệm

Luận án đã thử nghiệm xác định thành phần hóa học và tính chất vật lý cho 05 mẫu nhiên liệu bao gồm E0 (xăng RON92), E10 (10% thể tích ethanol trong hỗn hợp nhiên liệu với xăng RON92), E20 (20% ethanol), E30 (30% ethanol) và E40 (40% ethanol). Các mẫu nhiên E0, E10, E20, E30, E40 đã được phân tích theo Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về xăng, nhiên liệu điêzen và nhiên liệu sinh học số 22/2015-TT/BKHCN. Kết quả phân tích 05 mẫu được trình bày ở phụ lục (Bảng PL-5, PL-1) cho thấy không có sự phân tầng ethanol so với xăng khi lưu trữ trong thời gian ngắn.

## 3.2. Giới thiệu hệ thống thực nghiệm

### 3.2.1. Hệ thống phòng thí nghiệm động cơ và thiết bị hỗ trợ

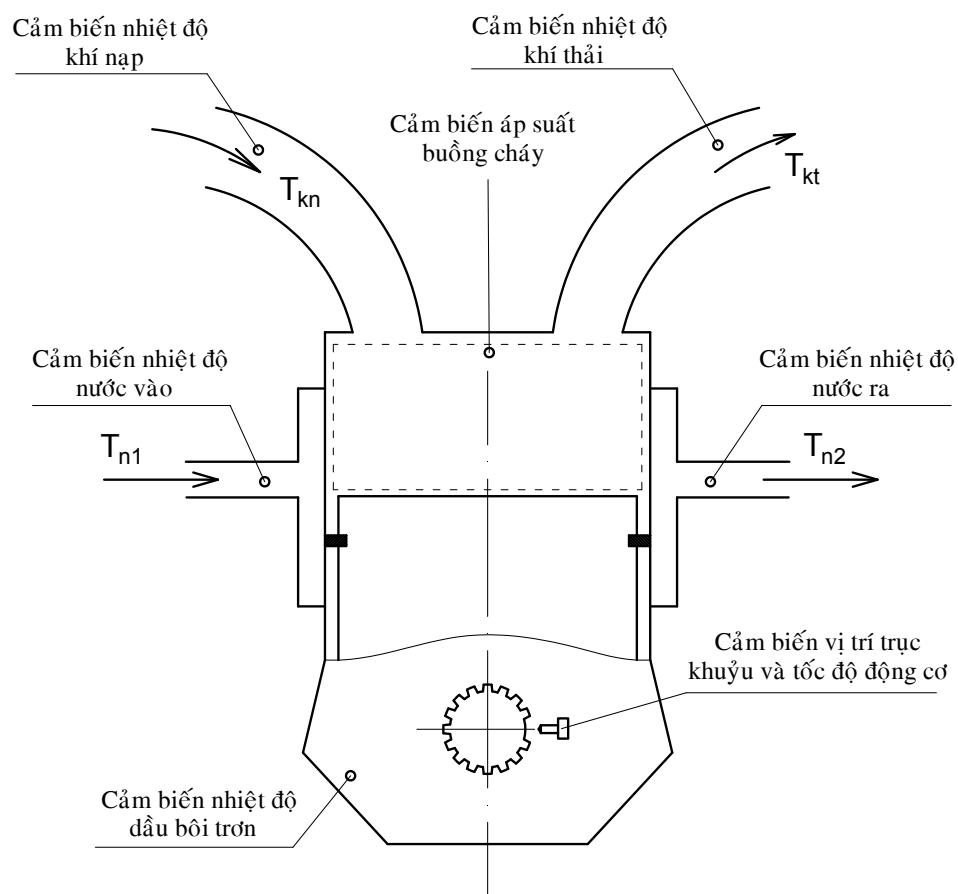


Hình 3.1: Bố trí hệ thống các trang thiết bị phòng thử nghiệm động cơ đốt trong

- 1- Máy tính điều khiển trung tâm; 2- Tủ điện điều khiển chính; 3-Thiết bị điều khiển tay ga (% góc mở của bướm ga); 4-Thiết bị đo lượng không khí nạp; 5- Thiết bị đo độ lọc khí cacte; 6- Thiết bị cấp và đo tiêu hao nhiên liệu 733-753AVL; 7-Bộ đọc tín hiệu từ các loại cảm biến nhiệt độ và áp suất; 8- Các loại cảm biến lắp trên động cơ thử nghiệm; 9- Thiết bị điều hòa nhiệt độ nước làm mát 553AVL; 10- thiết bị cấp và điều hòa nhiệt độ dầu bôi trơn 554AVL; 11- Bảng thử động lực học APA204/08; 12- Động cơ thử nghiệm Daewoo A16DMS; 13- Bệ thử; 14- Giảm chấn khí nén; 15-

### *Thiết bị đo khí thải động cơ xăng KEG-500.*

Thí nghiệm trên động cơ được tiến hành tại phòng thí nghiệm động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng. Phòng thí nghiệm được trang bị các thiết bị thử nghiệm hiện đại và có tính đồng bộ cao. Hệ thống bao gồm 01 băng thử công suất kiểu động cơ điện (APA 204/08) và các trang thiết bị kèm theo như ở Hình 3.1. Các cảm biến đo nhiệt độ khí nạp, khí thải, nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn, áp suất buồng cháy, cảm biến vị trí trực khuỷu và tốc độ động cơ được bố trí như Hình 3.2.



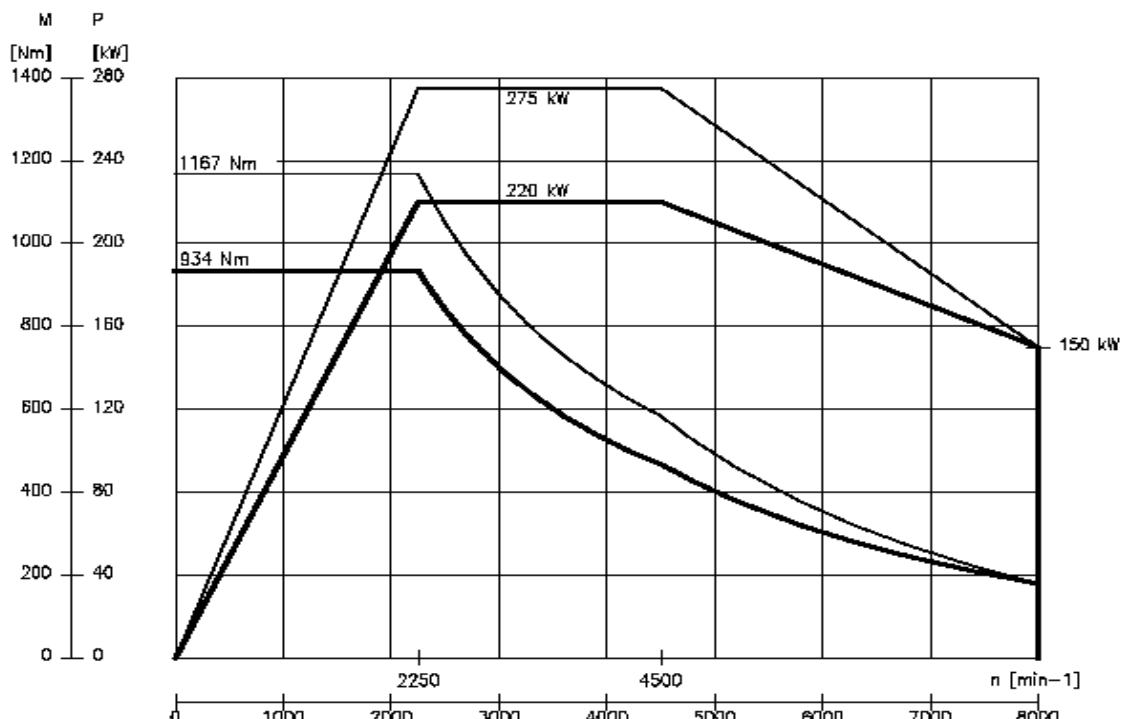
Hình 3.2: *Bố trí hệ thống cảm biến trên động cơ thực nghiệm*

#### **3.2.2. Trang thiết bị thí nghiệm**

##### **3.2.2.1. Băng thử công suất APA 204/08**

Mô men có ích của động cơ được đo bằng băng thử công suất APA 204/08 của hãng AVL, có công suất cực đại 220 kW, mômen quay cực đại 934 Nm và số vòng quay cực đại 8000 rpm. Đường đặc tính của băng thử công suất động cơ được trình

bày trên Hình 3.3.



Hình 3.3: Đường đặc tính của băng thử công suất động cơ APA204/E/0943

Mô men, công suất của động cơ được xác định thông qua lực và tốc độ. Lực được xác định nhờ cảm biến lực (load cell) gắn trên stator. Tủ điều khiển Puma đưa tín hiệu điện để điều khiển APA và thu nhận các tín hiệu để xử lý và tính toán ra các thông số về mômen, công suất của động cơ kéo APA.

### 3.2.2.2. Thiết bị đo áp suất buồng cháy

Áp suất chỉ thị trong buồng cháy động cơ được đo bằng cảm biến GU12P. Cảm biến này được lắp đặt bên trong thân bugie. Cảm biến được cấu tạo từ phần tử thạch anh, có khả năng chịu được nhiệt độ cao và áp suất cao bên trong buồng cháy của động cơ. Phạm vi đo từ 0 đến 200 bar với độ nhạy 15PC/bar và độ phân giải tín hiệu áp suất lên đến  $0,35^\circ\text{CA}$ .

Diễn biến áp suất buồng cháy, tín hiệu kích nổ, góc đánh lửa hay góc phun sörn, vị trí TDC được xác định nhờ thiết bị Indiset 620. Tốc độ động cơ được đo bằng cảm biến 364C-Angle Encoder. Cảm biến này hoạt động dựa trên nguyên lý phản xạ ánh sáng. Tín hiệu cảm biến có độ phân giải  $0,5^\circ\text{CA}$ , một vòng quay cảm biến cung cấp 720 xung tín hiệu và tốc độ quay tối đa mà cảm biến đo được lên đến 15000 rpm.

### 3.2.2.3. Thiết bị đo và phân tích thành phần khí thải KEG-500 động cơ xăng

KEG 500 là thiết bị phân tích khí thải động cơ xăng. Thiết bị này cho phép xác định đồng thời CO, HC, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, NOx, hệ số dư lượng không khí ( $\lambda$ ) và tỷ lệ không khí/nhiên liệu (A/F) với dải đo và sai số như thể hiện ở Bảng 3-1.

*Bảng 3-1: Thông số kỹ thuật thiết bị phân tích khí thải KEG-500*

| Sản phẩm            | KEG-500                                                                                                |              |                 |              |
|---------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------|--------------|
| Thành phần khí thải | CO, HC, CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> , $\lambda$ , A/F, NOx                                        |              |                 |              |
| Nguyên lý cảm biến  | CO, HC, CO <sub>2</sub> : Phân tích hồng ngoại không phân tán<br>O <sub>2</sub> , NOx: Tế bào điện hóa |              |                 |              |
|                     | CO                                                                                                     | HC           | CO <sub>2</sub> |              |
| Khoảng đo           | 0,00 ~ 10,0%                                                                                           | 0 ~ 9999 ppm | 0,0 ~ 20,0%     |              |
| Sai số              | 0,01%                                                                                                  | 1 ppm        | 0,10%           |              |
|                     | O <sub>2</sub>                                                                                         | $\lambda$    | A/F             | NOx          |
| Khoảng đo           | 0,00 ~ 25,00 %                                                                                         | 0 ~ 2,000    | 0,0~99,0        | 0 ~ 5000 ppm |
| Sai số              | 0,01%                                                                                                  | 0,001        | 0,1             | 1ppm         |

### 3.2.2.4. Thiết bị cấp và đo tiêu hao nhiên liệu AVL 733S

Hệ thống đo tiêu hao nhiên liệu AVL Fuel Balance 733S cho phép đo lượng tiêu thụ nhiên liệu với phạm vi đo 0-150 kg/h. Thông thường hệ thống AVL 733S có thể đo tiêu thụ nhiên liệu cho xăng pha ethanol với tỷ lệ pha lên đến 20%, nhưng với tùy chọn FlexFuel, có thể đo được tới 100% ethanol.

AVL 733S kết hợp với hệ thống AVL Fuel Temperature Control (Hệ thống điều khiển nhiệt độ nhiên liệu) và AVL Fuel Conditioning System (Hệ thống điều hòa nhiên liệu) sẽ giảm sai số đo không quá 0,12% ngay ở tốc độ dòng chảy thấp và thời gian đo ngắn.

### 3.2.2.5. Thiết bị làm mát động cơ AVL 553

Thiết bị AVL 553 có vai trò cấp và điều hòa nhiệt độ nước làm mát cho động cơ thí nghiệm. Tự động điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát động cơ trong quá trình thí nghiệm và được điều khiển nhờ hệ thống Puma.

AVL 553 có chức năng điều chỉnh nhiệt độ động cơ khi động cơ làm việc ở điều kiện tốc độ và tải lớn. Với hai vòng tuần hoàn sơ cấp và thứ cấp thì việc điều chỉnh nhiệt độ nước làm mát của động cơ thông qua bộ van hằng nhiệt của thiết bị được

điều khiển tự động qua hệ điều khiển PUMA. Nhiệt độ dung dịch làm mát được điều chỉnh ổn định trong phạm vi 50-120°C.

### 3.2.2.6. Thiết bị đo lưu lượng khí nạp

Thiết bị đo lưu lượng khí nạp sử dụng kiểu dây sây để đo lưu lượng khối lượng không khí nạp vào động cơ (AIR\_CON). Thiết bị đo lưu lượng khí nạp tại phòng thí nghiệm động cơ và ôtô được trang bị loại DN-80 có thang đo từ 0-720 kg/h.

### 3.2.2.7. Thiết bị điều chỉnh góc mở bướm ga

Góc mở bướm ga (THA) của động cơ thí nghiệm được tự động điều chỉnh nhờ môto bước AVL THA-100. Bướm ga đóng hoàn toàn ứng với 0%THA và bướm ga mở hoàn toàn ứng với 100%THA. Hai vị trí bướm ga này được cài đặt ban đầu sau khi nối bướm ga động cơ Daewoo A16DMS với AVL THA-100. Mức tải động cơ từ không tải đến 100% tải được thay thế bởi vị trí bướm ga đóng hoàn toàn đến mở hoàn toàn tương ứng với các vị trí môto bước THA-100 trong khoảng 0-100%THA.

### 3.2.2.8. Các thiết bị phụ trợ

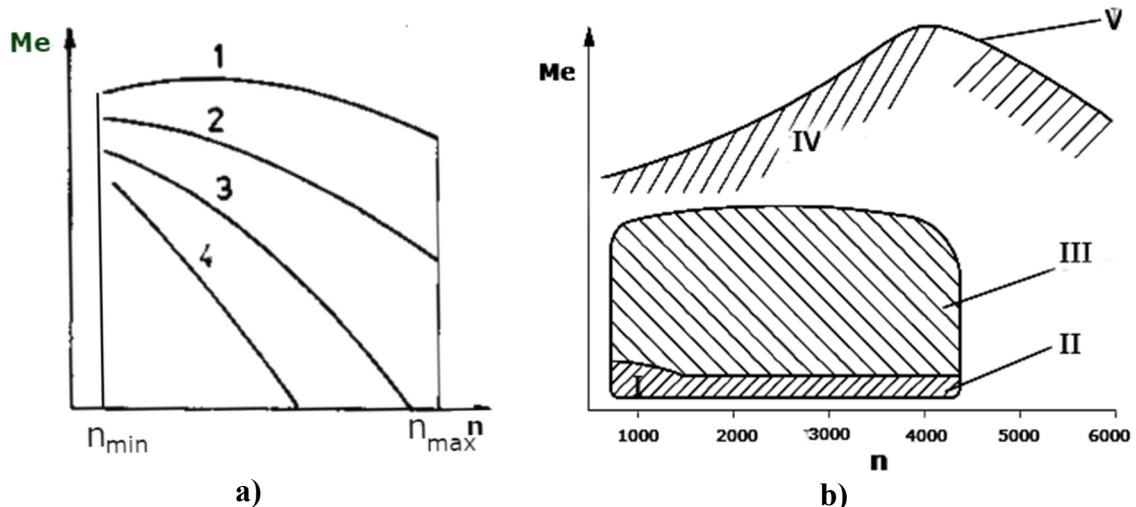
Tín hiệu áp suất được khuếch đại nhờ Bộ khuếch đại Piezo Amplifier trước khi truyền về thiết bị Indiset 620 để xử lý và hiển thị. Bộ khuếch đại Piezo Amplifier gồm 08 kênh đo, các kênh độc lập nên có thể cùng một lúc đo được nhiều tín hiệu áp suất. Phạm vi điện áp hoạt động của bộ khuếch đại từ -10V đến +10V nên hoàn toàn phù hợp với các chế độ thử nghiệm.

Thiết bị ghi và kết xuất dữ liệu Indiset 620 gồm: máy tính ghi nhận tín hiệu và cài đặt các loại cảm biến bằng phần mềm IndiWin620. Trong giao diện này, từng loại cảm biến được khai báo cụ thể các thông số kỹ thuật nhằm ghi nhận được rõ ràng tín hiệu và phạm vi hoạt động trong thử nghiệm. Quá trình ghi dữ liệu được thực hiện liên tục nhằm kiểm tra tín hiệu của từng loại cảm biến sử dụng, nhất là tín hiệu từ cảm biến áp suất.

Kết quả đo được xử lý và phân tích nhờ vào phần mềm Concerto. Bên cạnh nguồn dữ liệu đã đo được, phần mềm cho phép tính toán các giá trị trung bình và các

giá trị ngưỡng trên dưới của giá trị đo được bằng thuật toán phân tích số liệu thử nghiệm. Vận hành trang thiết bị và quy trình đo được trình bày ở Phụ lục.

### 3.3. Chế độ thí nghiệm

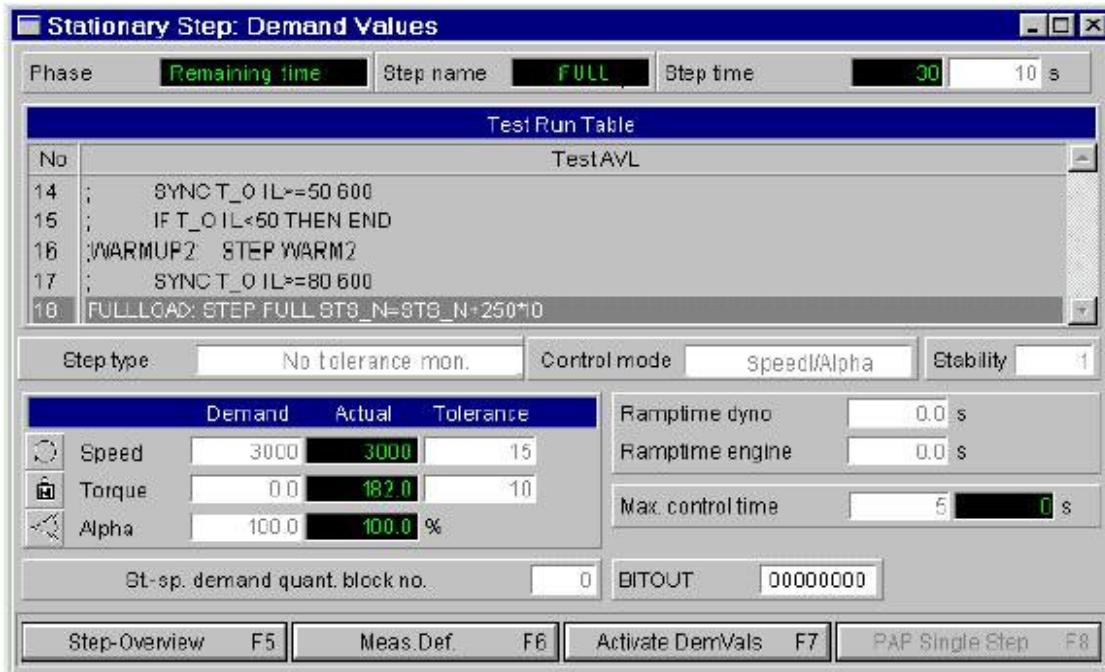


Hình 3.4: Đặc tính tốc độ động cơ xăng [5] (a) và phạm vi làm việc trong thực tế của động cơ phun xăng điện tử sử dụng trên ôtô [115] (b)

1: Đặc tính ngoài; 2,3,4: Các đặc tính bộ phận; I: Không tải; II: Tải nhỏ, tốc độ thấp; III: Tải trung bình, tốc độ thấp; IV: Tải lớn; V: Tải lớn, tốc độ cao

Động cơ lắp trên ôtô thường xuyên phải làm việc trong điều kiện thay đổi lớn cả về tốc độ lẫn sức cản. Thông thường giữa số vòng quay và công suất của động cơ ôtô không có mối quan hệ đơn trị, với một vòng quay bất kỳ công suất động cơ đều có thể thay đổi từ không đến cực đại. Vì vậy, các chế độ làm việc của động cơ ôtô được thể hiện trên Hình 3.4a là toàn bộ diện tích giới hạn bởi: trực hoành, hai đường thẳng song song với trực tung ( $n_{\min}$ ,  $n_{\max}$ ) và đồ thị  $Me = f(n)$ .

Trong thực tế, phần lớn thời gian động cơ ôtô du lịch đều hoạt động ở các chế độ tải nhỏ đến trung bình. Lúc này, tốc độ động cơ thường thay đổi trong khoảng 1250 - 4250 rpm như thể hiện ở các khu vực I, II và III trên Hình 3.4b, ít khi động cơ hoạt động ở chế độ tải lớn và đặc biệt là chế độ tải lớn tốc độ cao như thể hiện ở khu vực IV và V trên Hình 3.4b. Chế độ hoạt động thường xuyên của động cơ phun xăng cần đảm bảo ít tiêu hao nhiên liệu và phát thải ô nhiễm thấp, vì vậy ở chế độ tải nhỏ ít khi động cơ làm việc ở tốc độ dưới 1250 rpm.



Hình 3.5: Giao diện Stationary Step cho phép xác lập tốc độ theo bước tinh

Từ cở sở lý thuyết và thực tiễn trình bày ở trên, chế độ thực nghiệm lựa chọn phạm vi tải và tốc độ của động cơ ôtô du lịch thường xuyên hoạt động để tiến hành đo các thông số áp suất buồng cháy, mô men có ích, tiêu thụ nhiên liệu, lưu lượng khí nạp và các thông số khác nhằm đánh giá ảnh hưởng của tỷ lệ pha ethanol cung cấp đến tính năng kinh tế, kỹ thuật và ô nhiễm của động cơ. Cụ thể:

- Phạm vi tải được thay thế bằng góc mở bướm ga: 10, 30, 50, 70%THA;
- Phạm vi tốc độ: 1250, 1750, 2250, 2750, 3250, 3750, 4250 rpm.

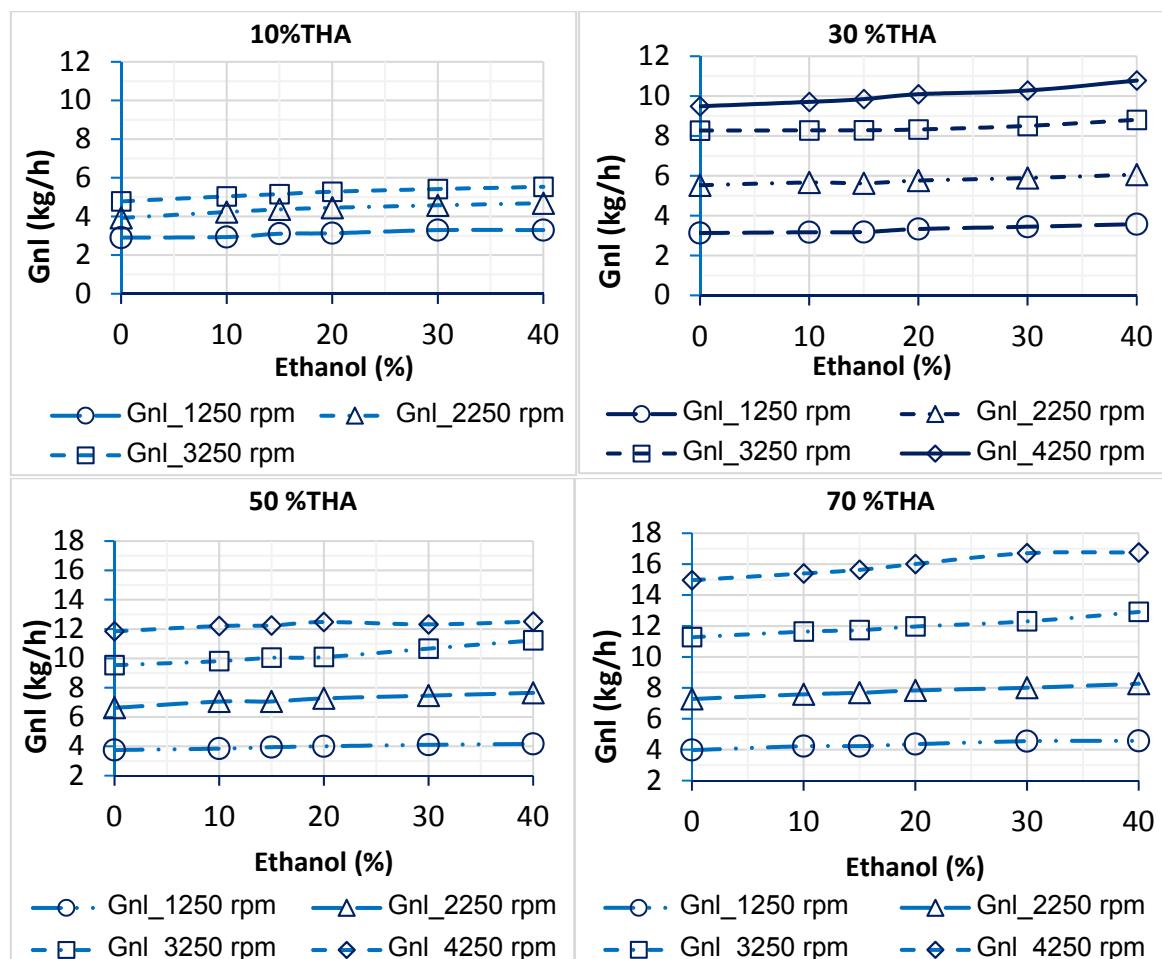
Mức tải và tốc độ nói trên phản ánh toàn bộ khu vực hoạt động từ tải nhỏ đến tải trung bình (II, III) và phần nào tiếp cận mức tải cao (IV). Trường hợp tải ứng với 10%THA, tốc độ thực nghiệm chỉ thực hiện trong khoảng 1250-3250 rpm.

Úng với mỗi vị trí bướm ga và nhiên liệu xác định, sau khi khởi động và hâm nóng động cơ đạt nhiệt độ nước làm mát đúng qui định, thực nghiệm bắt đầu tiến hành đo từ tốc độ nhỏ nhất, sau đó tăng tốc độ với bước 500 rpm. Điểm đo được thực hiện ở chế độ ổn định không dừng động cơ theo bài thí nghiệm Stationary Step (Hình 3.5). Mỗi vị trí bướm ga được đo 03 lần như thể hiện ở Bảng 3-2 với kết quả được lấy trung bình. Các thông số được tiến hành đo đồng thời theo hiệu lạnh từ người điều khiển PUMA.

Bảng 3-2: Tiến trình đo và lưu trữ dữ liệu đo

| Lần đo | Điểm đo | Tốc độ n<br>(rpm) | Thông số kinh tế,<br>kỹ thuật, áp suất chỉ thị | Thành phần khí<br>thải |
|--------|---------|-------------------|------------------------------------------------|------------------------|
| 01     | 01      | 1250              | x                                              | x                      |
|        | 02      | 1750              | x                                              | x                      |
|        | ...     | ...               | x                                              | x                      |
| 02     | 01      | 1250              | x                                              | x                      |
|        | 02      | 1750              | x                                              | x                      |
|        | ...     | ...               | x                                              | x                      |
| 03     | 01      | 1250              | x                                              | x                      |
|        | 02      | 1750              | x                                              | x                      |
|        | ...     | ...               | x                                              | x                      |
|        | 07      | 4250              | x                                              | x                      |

### 3.4. Kết quả thực nghiệm



Hình 3.6: Lượng nhiên liệu tiêu thụ của động cơ theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga

Kết quả thực nghiệm của luận án tập trung đánh giá tính năng kinh tế, kỹ thuật

và phát thải ô nhiễm động cơ Daewoo A16DMS sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol (E0, E10, E15, E20, E30 và E40) theo điều kiện vận hành. Trên cơ sở đó xác định tỷ lệ ethanol phù hợp với mỗi chế độ vận hành của động cơ và đề xuất tỷ lệ ethanol phù hợp với điều kiện vận hành ở phạm vi tải ứng với 10, 30, 50 và 70%THA trong phạm vi tốc độ 1250-4250 rpm của động cơ Daewoo A16DMS.

Động cơ DAEWOO A16DMS là động cơ phun xăng và đánh lửa điều khiển điện tử, ECU điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp đảm bảo chất lượng hòa khí phù hợp với chế độ vận hành và lượng oxy trong khí thải động cơ. Vì vậy khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol ECU sẽ điều khiển tăng lượng phun tương ứng với tỷ lệ ethanol trong nhiên liệu (Hình 3.6).

Thông số đặc trưng cho chất lượng hòa khí chính là hệ số tương đương nhiên liệu/không khí  $\phi_{bl}$  xác định theo Bayraktar [19, 18]:

$$\phi_{bl} = \phi_G \frac{(F/A)_{sG}}{(F/A)_{sbl}} \sqrt{\frac{\rho_{bl}}{\rho_G}}. \quad (3.1)$$

Trong đó:  $\phi_{bl}$ ,  $\phi_G$ : Hệ số tương đương nhiên liệu-không khí khi sử dụng xăng sinh học và xăng thông thường;  $(F/A)_{sbl}$ ,  $(F/A)_{sG}$ : tỷ số nhiên liệu-không khí ở điều kiện cháy lý tưởng với xăng sinh học và xăng thông thường;  $\rho_{bl}$ ,  $\rho_G$ : khối lượng riêng của xăng sinh học và xăng thông thường.

Bảng 3-3: Hệ số tương đương  $\phi_{bl}$  ở mức tải ứng với 10 và 30%THA

| E  | $(F/A)_{sbl}$ | 10%THA      |             |             | 30%THA      |             |             |             |
|----|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|    |               | 1250<br>rpm | 2250<br>rpm | 3250<br>rpm | 1250<br>rpm | 2250<br>rpm | 3250<br>rpm | 4250<br>rpm |
| 0  | 14,70         | 1,02        | 1,10        | 1,03        | 1,14        | 1,06        | 1,10        | 1,10        |
| 10 | 14,01         | 0,98        | 1,11        | 1,01        | 1,13        | 1,05        | 1,04        | 1,09        |
| 15 | 13,68         | 0,99        | 1,05        | 0,98        | 1,11        | 1,03        | 1,04        | 1,08        |
| 20 | 13,35         | 0,98        | 1,01        | 0,95        | 1,03        | 0,98        | 1,01        | 1,05        |
| 30 | 12,70         | 0,97        | 0,99        | 0,91        | 0,99        | 0,97        | 0,97        | 0,98        |
| 40 | 12,06         | 0,87        | 0,87        | 0,88        | 0,98        | 0,94        | 0,93        | 0,95        |

Kết quả được trình bày ở Bảng 3-3 cho thấy hệ số tương đương chủ yếu dao

động trong khoảng 0,9-1,1. Khi động cơ sử dụng xăng hệ số tương đương lớn hơn giá trị lý thuyết ( $\phi_{bl} \geq 1$ ), khi động cơ sử dụng nhiên liệu E10, E15 và E20 hệ số tương đương có xu hướng giảm chút ít dao động quanh giá trị lý thuyết ( $\phi_{bl} \sim 1,0$ ) và khi động cơ sử dụng nhiên liệu E30, E40 hệ số tương đương có xu hướng nhỏ hơn giá trị lý thuyết ( $\phi_{bl} \leq 1$ ). Như vậy, mặc dù lượng nhiên liệu được phun nhiều hơn khi động cơ phun hỗn hợp xăng-ethanol, nhưng hòa khí xăng-ethanol vẫn có xu hướng nhạt hơn so với hòa khí khi chỉ phun xăng đơn lẻ.

Bảng 3-4: Hệ số tương đương  $\phi_{bl}$  ở mức tải ứng với 50 và 70%THA

| E  | (F/A) <sub>sbl</sub> | 50%THA   |          |          |          | 70%THA   |          |          |          |
|----|----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|    |                      | 1250 rpm | 2250 rpm | 3250 rpm | 4250 rpm | 1250 rpm | 2250 rpm | 3250 rpm | 4250 rpm |
| 0  | 14,70                | 1,01     | 1,05     | 1,05     | 1,07     | 1,11     | 1,08     | 1,02     | 1,08     |
| 10 | 14,01                | 1,00     | 0,98     | 1,06     | 1,07     | 1,08     | 1,09     | 0,99     | 1,07     |
| 15 | 13,68                | 0,97     | 0,95     | 1,06     | 1,05     | 1,06     | 1,07     | 0,97     | 1,06     |
| 20 | 13,35                | 0,96     | 0,95     | 1,09     | 1,04     | 1,04     | 1,08     | 0,94     | 1,06     |
| 30 | 12,70                | 0,95     | 0,93     | 1,04     | 0,98     | 1,04     | 0,98     | 0,90     | 1,01     |
| 40 | 12,06                | 0,89     | 0,82     | 1,04     | 0,87     | 0,94     | 0,94     | 0,87     | 0,96     |

### 3.4.1. Tính năng kỹ thuật

Mô men có ích của động cơ đo được từ băng thử ở các chế độ tải ứng với 10, 30, 50 và 70%THA trong khoảng tốc độ từ 1250-4250 rpm được thể hiện hiện ở Bảng 3-5 đến Bảng 3-8. Mức thay đổi mô men  $\Delta Me$  (%) của động cơ khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol so với xăng được tính bằng trung bình các mức thay đổi ở các tốc độ thực nghiệm từ 1250-4250 rpm:

$$\Delta Me = \frac{\sum_n (Me_{Ei} - Me_{E0})}{Z} \times 100(%) \quad (3.2)$$

Trong đó:  $Me_{Ei}$  là mô men ứng với tốc độ n khi động cơ sử dụng nhiên liệu  $Ei$ ; Z là tổng các điểm tốc độ (Z=5 khi mức tải ứng với 10%THA, Z=7 khi mức tải ứng với

30, 50 và 70%THA).

Bảng 3-5: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 10% THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 | $\Delta Me (%)$ |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|-----------------|
| E0      | 65,8 | 55,9 | 45,9 | 38,4 | 34,9 | -    | -    | -               |
| E10     | 64,9 | 56,3 | 47,7 | 39,3 | 35,1 | -    | -    | 1,2             |
| E15     | 65,4 | 56,6 | 47,9 | 39,4 | 35,1 | -    | -    | 1,7             |
| E20     | 64,0 | 55,8 | 47,6 | 39,2 | 34,9 | -    | -    | 0,5             |
| E30     | 64,2 | 55,2 | 46,2 | 38,1 | 34,1 | -    | -    | -1,2            |
| E40     | 60,9 | 52,7 | 44,6 | 36,3 | 31,9 | -    | -    | -6,0            |

Bảng 3-6: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 30%THA

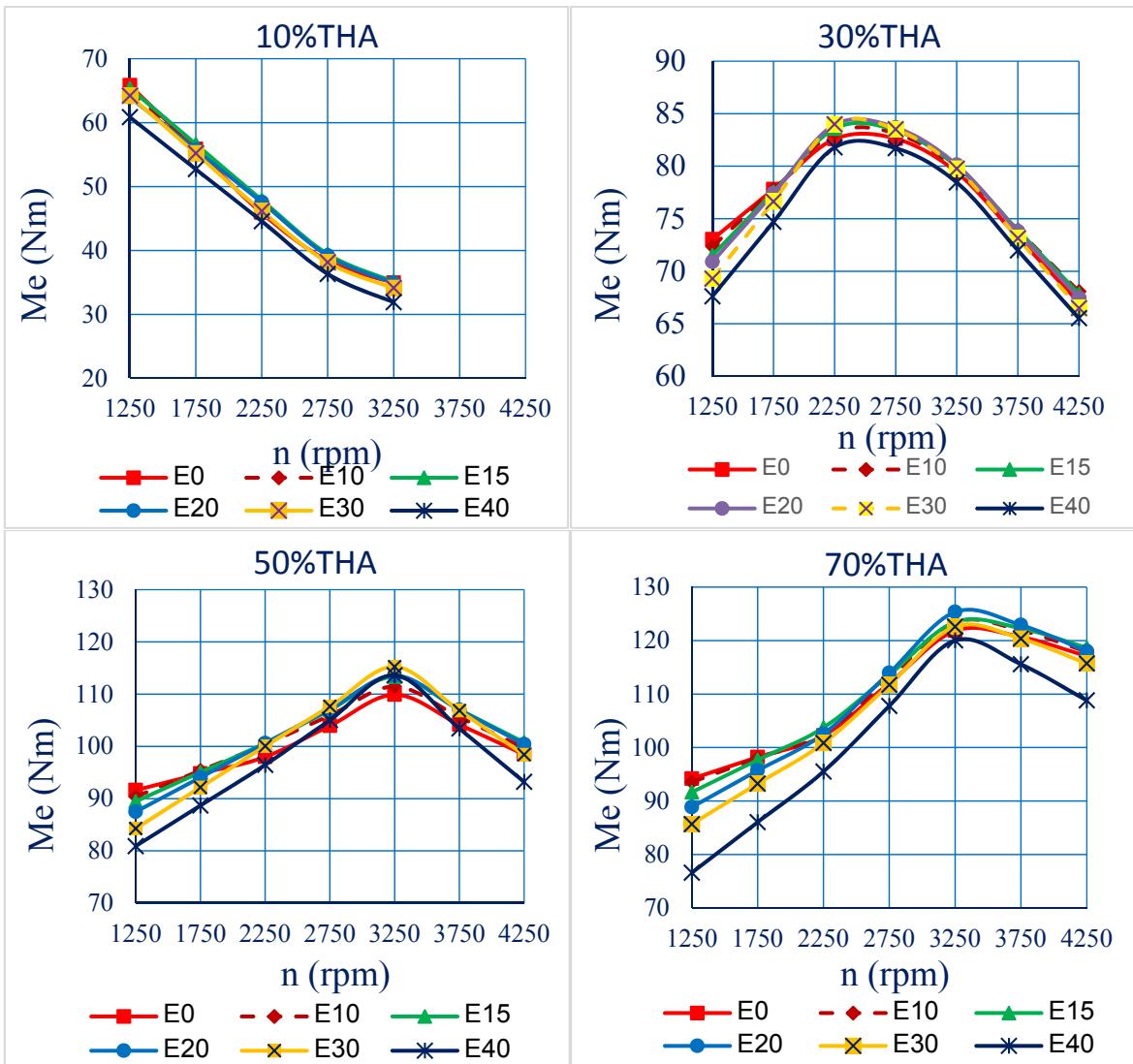
| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 | $\Delta Me (%)$ |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|-----------------|
| E0      | 73,0 | 77,8 | 82,6 | 82,6 | 79,4 | 73,2 | 67,0 | -               |
| E10     | 72,4 | 77,8 | 83,2 | 83,1 | 79,8 | 73,9 | 68,1 | 0,7             |
| E15     | 71,5 | 77,5 | 83,6 | 83,4 | 80,0 | 73,9 | 67,8 | 0,5             |
| E20     | 70,9 | 77,4 | 83,9 | 83,7 | 80,1 | 73,8 | 67,5 | 0,4             |
| E30     | 69,3 | 76,6 | 84,0 | 83,5 | 79,8 | 73,1 | 66,5 | -0,9            |
| E40     | 67,6 | 74,7 | 81,8 | 81,7 | 78,5 | 72,0 | 65,5 | -3,7            |

Bảng 3-7: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 50%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  | $\Delta Me (%)$ |
|---------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------|
| E0      | 91,6 | 94,8 | 98,0  | 103,9 | 109,9 | 104,2 | 98,4  | -               |
| E10     | 90,4 | 95,4 | 100,4 | 105,9 | 111,5 | 105,6 | 99,7  | 1,5             |
| E15     | 89,5 | 95,0 | 100,6 | 107,0 | 113,3 | 107,0 | 100,8 | 2,4             |
| E20     | 87,5 | 94,0 | 100,6 | 107,1 | 113,6 | 107,0 | 100,4 | 1,7             |
| E30     | 84,3 | 92,2 | 100,0 | 107,6 | 115,2 | 106,8 | 98,4  | 0,5             |
| E40     | 80,9 | 88,7 | 96,5  | 105,0 | 113,6 | 103,4 | 93,2  | -4,3            |

Bảng 3-8: Mô men có ích (Me) theo tỷ lệ ethanol trong cung cấp ở 70%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  | $\Delta Me (%)$ |
|---------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------|
| E0      | 94,2 | 98,2 | 102,2 | 112,0 | 121,8 | 120,7 | 117,1 | -               |
| E10     | 93,5 | 98,0 | 102,5 | 113,0 | 123,4 | 121,9 | 117,9 | 0,7             |
| E15     | 91,6 | 97,7 | 103,7 | 113,6 | 123,5 | 122,3 | 118,7 | 0,7             |
| E20     | 88,9 | 95,7 | 102,5 | 113,9 | 125,3 | 122,9 | 118,0 | -0,1            |
| E30     | 85,7 | 93,2 | 100,8 | 111,7 | 122,6 | 120,4 | 115,7 | -3,3            |
| E40     | 76,6 | 86,0 | 95,5  | 107,8 | 120,0 | 115,6 | 108,8 | -10,8           |



Hình 3.7: Mô men có ích theo tốc độ động cơ ứng với các góc mở bướm ga

Kết quả cho thấy, mô men có ích của động cơ khi sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol được cải thiện so với E0 khi tăng dần tốc độ động cơ và giảm góc mở bướm ga. Có thể nói rằng, tính kỹ thuật động cơ khi sử dụng E10, E15 và E20 hoàn toàn được đảm bảo so với E0 (Hình 3.7). Trong quy luật chung đó có những chú ý sau:

- Ở phạm vi độ mở bướm ga 30-70% và tốc độ động cơ từ 1250 đến 4250 với các tỷ lệ ethanol pha vào xăng với tỷ lệ E10, E15 và E20, mô men có ích động cơ phát ra tương đương so với E0. Thậm chí ở phạm vi tốc độ 2250-3250 rpm, mô men có ích của động cơ khi sử dụng E10, E15 và E20 cao hơn chút ít so với E0. Ở tốc độ thấp (1250-1750 rpm) và mức tải ứng với 10%THA, mô men có ích của động cơ khi

sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol giảm tương đối so với E0 (mức giảm ứng với E20 lên đến 5%).

- Khi sử dụng E30, mô men có ích của động cơ giảm đáng kể so với E0 ở tốc độ thấp (1250-2250 rpm) và tốc độ cao (3750-4250 rpm) nhưng ở tốc độ trung bình (2250 - 3250 rpm) thì mức giảm không đáng kể dưới 3%.

- Khi sử dụng E40 mô men có ích của động cơ gần như bất lợi hoàn toàn so với E0 với mức giảm lên đến >10%.

Hình 3.8 thể hiện diễn biến công suất có ích của động cơ theo tỷ lệ ethanol pha vào xăng ở 4 vị trí góc mở bướm ga 10, 30, 50 và 70%THA, trong khoảng tốc độ n=1250-4250 rpm (Bảng PL-6 đến Bảng PL-9). Mức độ ảnh hưởng của ethanol đến công suất có ích ở tốc độ thấp (1250 rpm) và tốc độ cao (4250 rpm) lớn hơn so với ở tốc độ trung bình (2250 - 3250 rpm). Cụ thể như sau:

- Ở mức tải ứng với 10%THA, công suất có ích khi động cơ sử dụng E10, E15, E20 và E30 là tương đương so với E0. Riêng khi sử dụng E40, mức giảm trung bình của công suất có ích trong khoảng tốc độ 1250-3250rpm khoảng 6% so với E0.

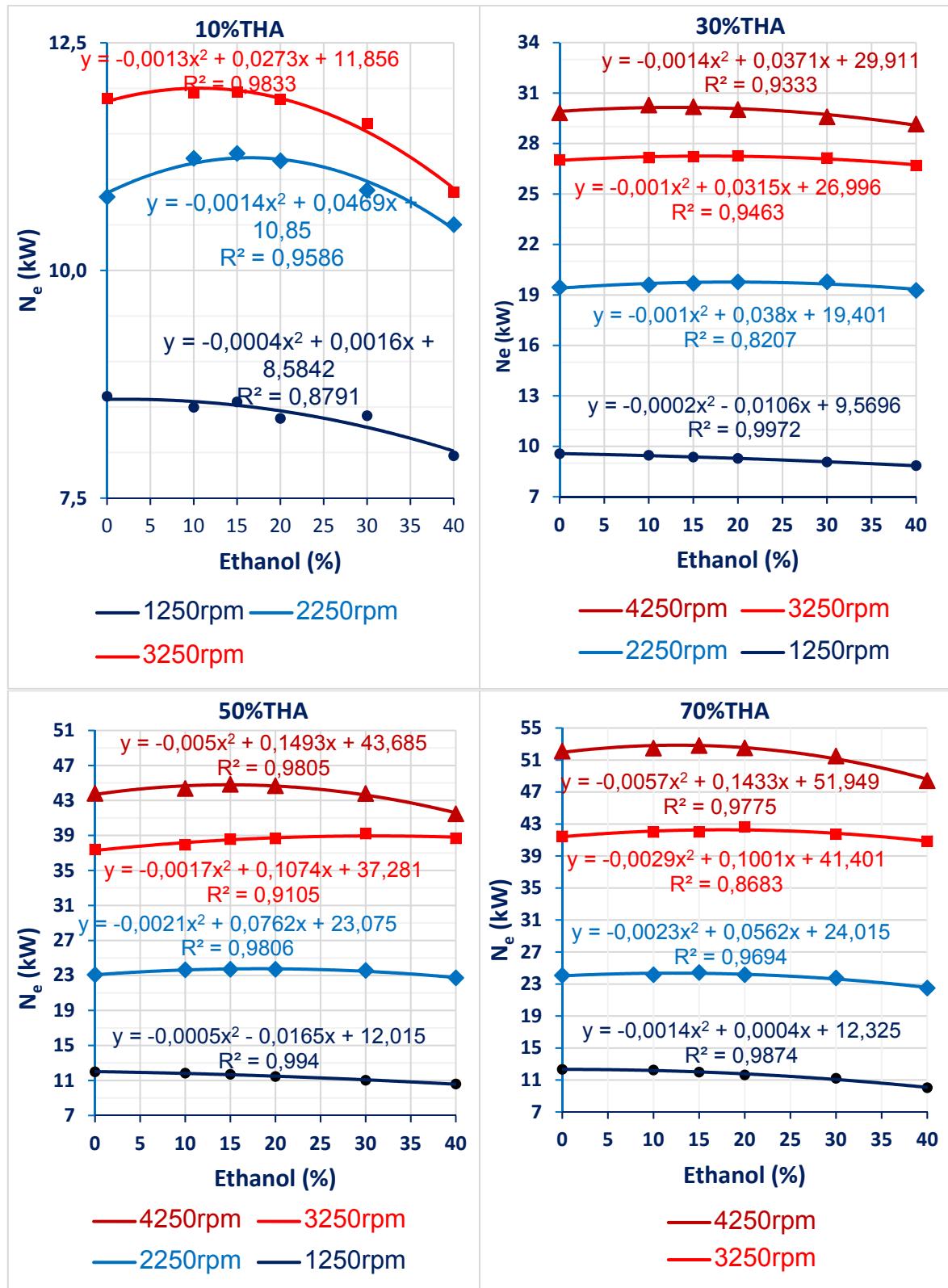
- Ở mức tải ứng với 30%THA, công suất có ích khi động cơ sử dụng E10, E15, E20 và E30 là tương đương so với E0. Riêng khi sử dụng E40, mức giảm trung bình của công suất có ích trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm khoảng 2,5% so với E0.

- Ở mức tải ứng với 50%THA, công suất có ích khi động cơ sử dụng E10, E15, E20 và E30 cao hơn chút ít so với E0. Riêng khi sử dụng E40, mức giảm trung bình của công suất có ích trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm khoảng 3% so với E0.

- Ở mức tải ứng với 70%THA, công suất có ích khi động cơ sử dụng E10, E15 và E20 cao hơn chút ít so với E0. Riêng khi sử dụng E30 và E40, mức giảm trung bình của công suất có ích trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm lần lượt khoảng 2,2 và 7,5% so với E0.

Như vậy, xét mức độ thay đổi mô men và công suất có ích trung bình trong phạm vi tốc độ thực nghiệm, ở các mức tải ứng với 10-70%THA, các nhiên liệu có tỷ lệ ethanol pha vào xăng từ E10 – E20, mô men và công suất có ích động cơ phát ra tương đương hoặc giảm không đáng kể so với E0, nghĩa là tính kỹ thuật động cơ

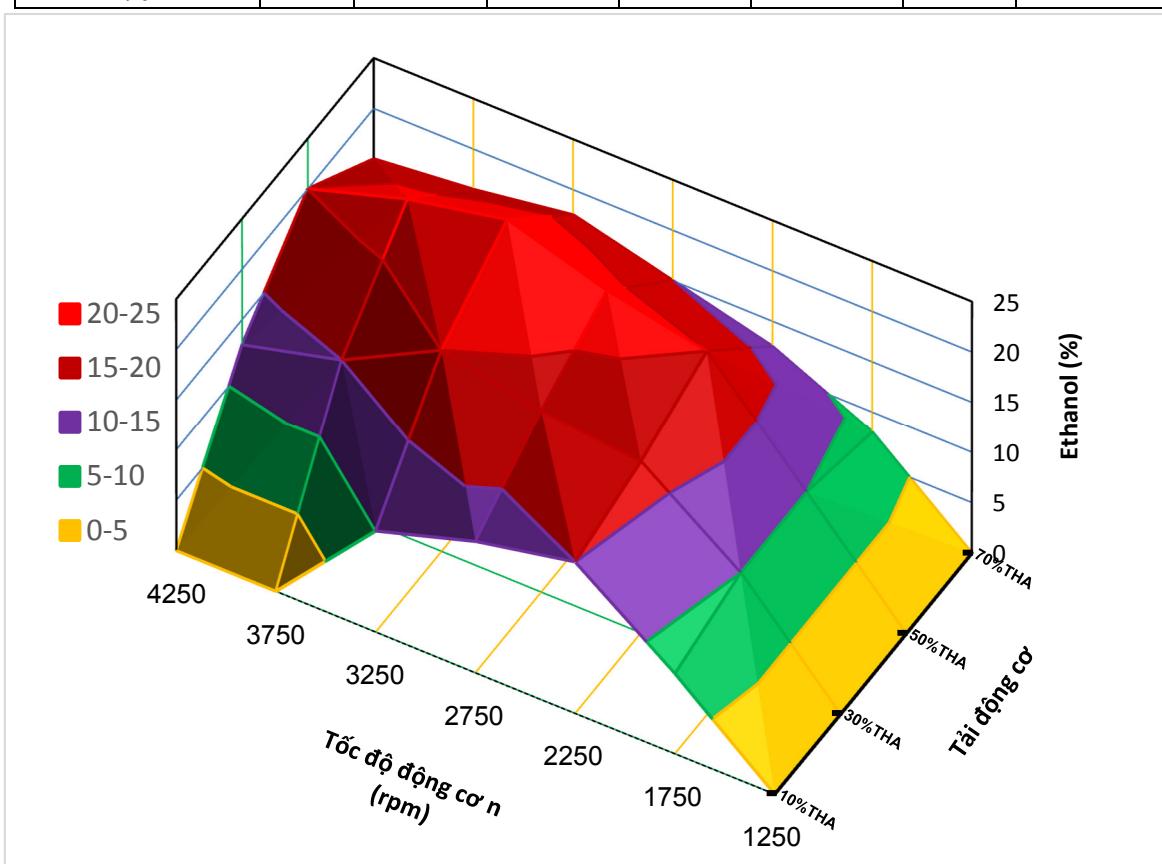
được đảm bảo. Nếu sử dụng nhiên liệu E30-E40, mức giảm trung bình của mô men và công suất có ích động cơ có thể lên đến 10% so với E0.



Hình 3.8: Đường cong bậc 2 xấp xỉ công suất có ích theo tỷ lệ ethanol

Bảng 3-9: Bảng tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích theo tải và tốc độ động cơ

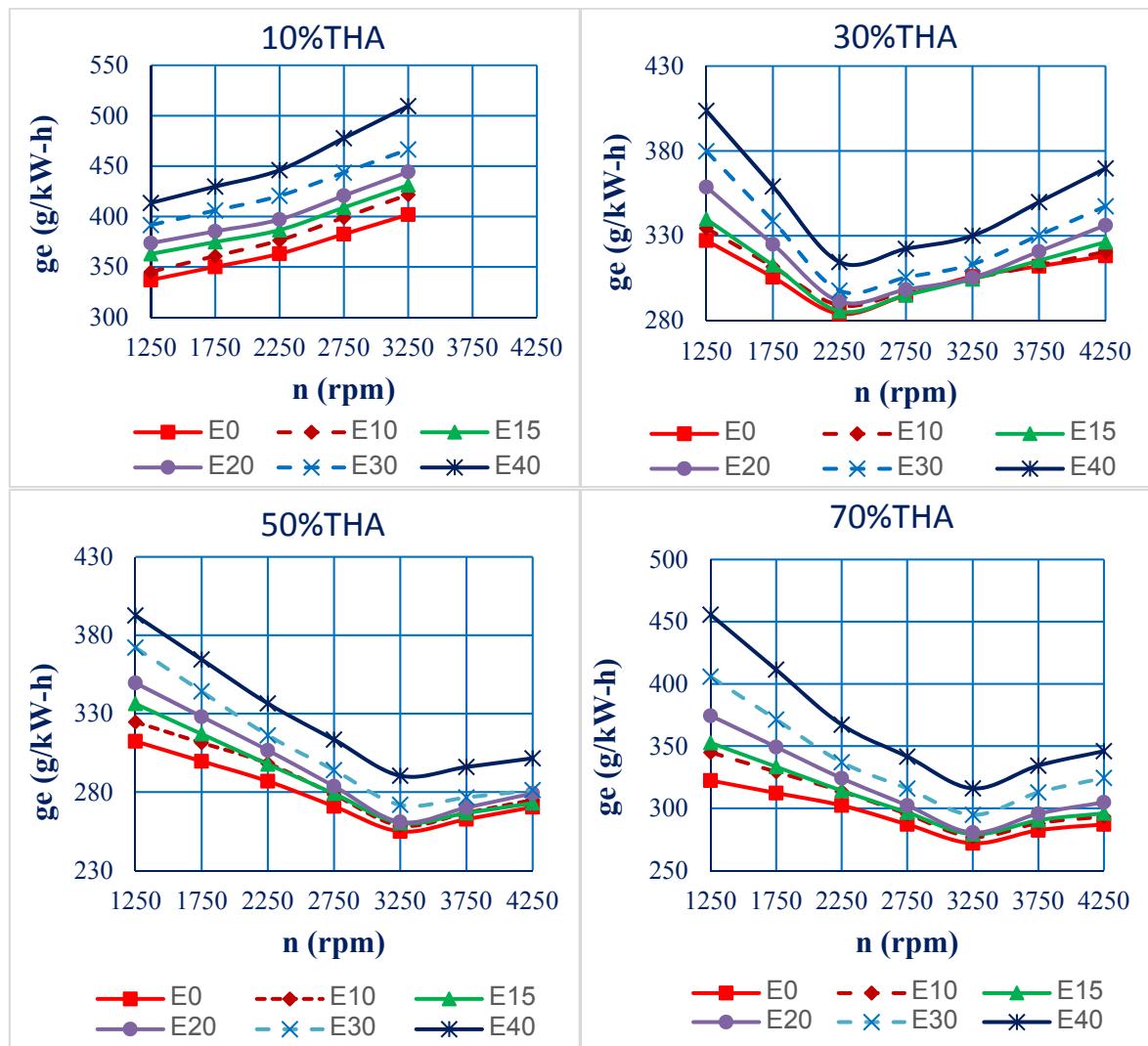
| Tải (%THA) \ Tốc độ (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |   |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|---|
| Tải (%THA)                | 10   | E0   | E10  | E15  | E13  | E10  | -    | - |
| 30                        | E0   | E10  | E15  | E15  | E20  | E15  | E10  |   |
| 50                        | E0   | E10  | E20  | E20  | E20  | E20  | E20  |   |
| 70                        | E0   | E0   | E10  | E15  | E15  | E15  | E15  |   |



Hình 3.9: Tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích theo tải và tốc độ động cơ

Hình 3.9 thể hiện tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích cho động cơ Daewoo A16DMS ứng với mức tải từ 10-70%THA và trong phạm vi tốc độ từ 1250-4250 rpm (Bảng 3-9). Căn cứ giản đồ tỷ lệ ethanol tối ưu công suất có ích theo tải và tốc độ động cơ có thể khẳng định rằng, để đảm bảo tính kỹ thuật của động cơ thì chỉ nên sử dụng xăng-ethanol có tỷ lệ không quá E20: Nhiên liệu E20 sẽ giúp động cơ phát mô men và công suất có ích lớn nhất ở 50%THA ứng với tốc độ 3250 rpm; Nhiên liệu từ E10 và E15 phù hợp với phần lớn chế độ vận hành của động cơ có tốc độ từ 1750 rpm trở lên; Nhiên liệu E0 phù hợp với chế độ vận hành có tốc độ dưới 1750 rpm.

### 3.4.2. Tính năng kinh tế



Hình 3.10: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích theo tốc độ động cơ

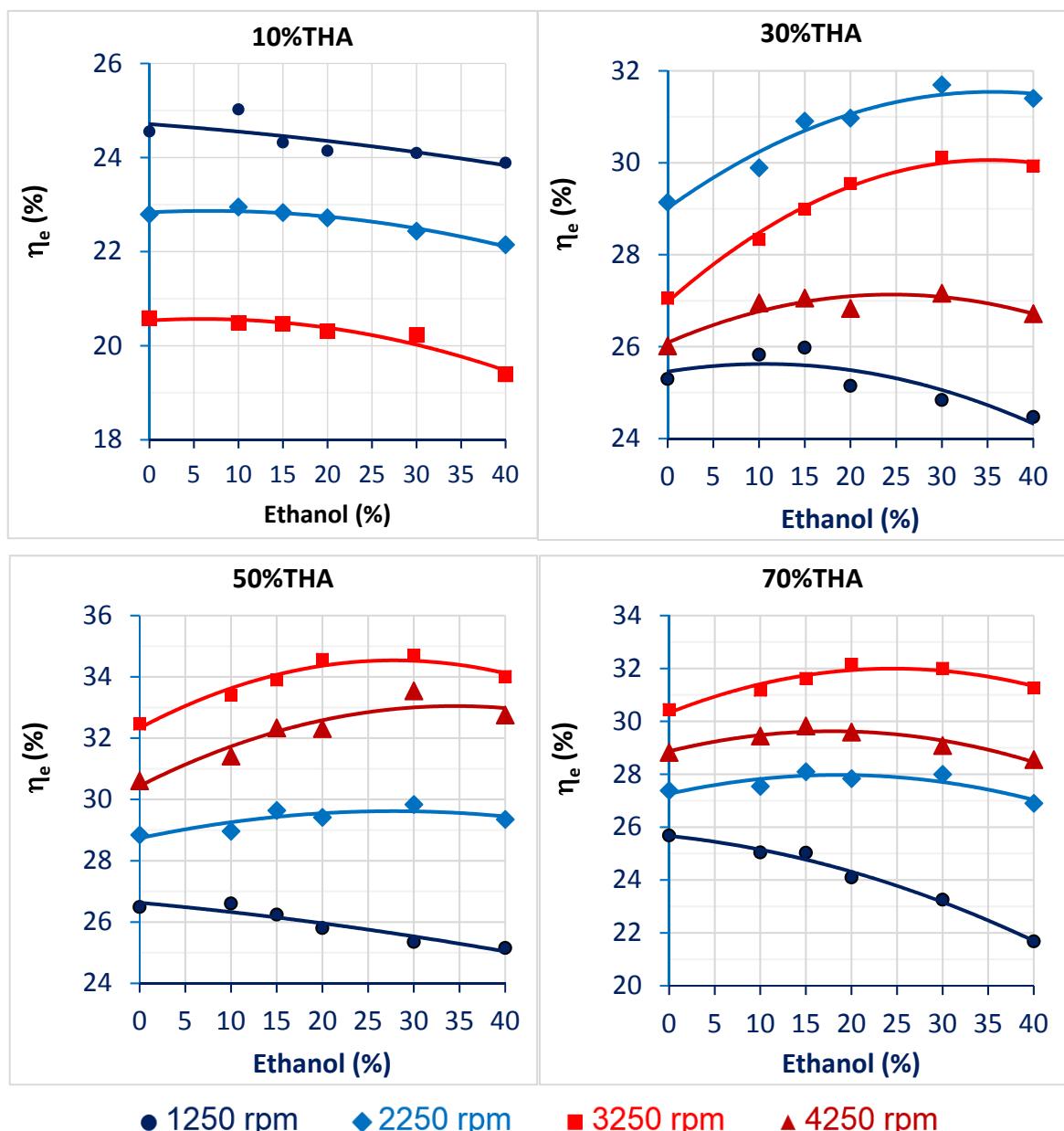
Hình 3.10 thể hiện diễn biến suất tiêu hao nhiên liệu có ích ( $g_e$ ) theo tốc độ ứng với các mức tải và tỷ lệ ethanol khác nhau (Bảng PL-10 đến Bảng PL-13). Kết quả cho thấy, suất tiêu hao nhiên liệu có ích tăng đáng kể khi sử dụng xăng-ethanol so với xăng E0, nhất là ở mức tải thấp và tải cao (10 và 70%THA):

- Ở mức tải ứng với 10%THA và trong khoảng tốc độ 1250-3250rpm, suất tiêu hao nhiên liệu có ích khi động cơ E10, E15, E20, E30 và E40 tăng trung bình so với E0 lần lượt là 1,0; 1,4; 4,0; 7,5 và 13,9%.

- Ở mức tải ứng với 30%THA, suất tiêu hao nhiên liệu có ích khi động cơ E10, E15, E20, E30 và E40 tăng trung bình trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm so với E0 lần lượt là 3,7; 7,1; 10,2; 16,0 và 23,0%.

- Ở mức tải ứng với 50%THA, suất tiêu hao nhiên liệu có ích khi động cơ E10, E15, E20, E30 và E40 tăng trung bình trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm so với E0 lần lượt là 2,8; 3,5; 5,9; 9,8 và 16,9%.

- Ở mức tải ứng với 70%THA, suất tiêu hao nhiên liệu có ích khi động cơ E10, E15, E20, E30 và E40 tăng trung bình trong khoảng tốc độ 1250-4250rpm so với E0 lần lượt là 3,6; 4,6; 7,8; 14,1 và 24,1%.



Hình 3.11: Hiệu suất có ích của động cơ theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga

Nguyên nhân chính làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu có ích khi động cơ sử dụng xăng-ethanol phần lớn là do lượng nhiên liệu cung cấp tăng (Hình 3.6). Tuy nhiên

hỗn hợp xăng-ethanol có nhiệt trị nhỏ hơn so với xăng nên cần xét tới hiệu suất có ích của động cơ. Hiệu suất có ích ( $\eta_e$ ) thể hiện tỷ lệ nhiệt lượng chứa trong nhiên liệu chuyển thành công có ích,  $\eta_e$  càng cao thì lượng nhiên liệu tiêu hao cho 1kW trong 1 giờ càng nhỏ, nhờ vậy làm giảm lượng nhiên liệu tiêu hao trong 1 giờ, nghĩa là tính kinh tế càng cao.

Hình 3.11 thể hiện diễn biến hiệu suất có ích theo tỷ lệ ethanol pha vào xăng ở các mức tải ứng với 10, 30, 50 và 70%THA có tốc độ trong khoảng 1250-4250 rpm (Bảng PL-14 đến Bảng PL-17). Kết quả cho thấy, so với suất tiêu hao nhiên liệu có ích thì hiệu suất có ích được cải thiện khi động cơ sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol và có xu hướng tốt hơn so với xăng E0 trừ các trường hợp làm việc ở mức tải thấp (10%THA), có tốc độ thấp (1250rpm) và có tỷ lệ ethanol cao (E40).

*Bảng 3-10: Bảng tỷ lệ ethanol tối ưu hiệu suất có ích theo tải và tốc độ động cơ*

| Tải (%THA)\Tốc độ (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|-------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| 10                      | E10  | E10  | E10  | E10  | E0   | -    | -    |
| 30                      | E15  | E15  | E30  | E30  | E30  | E30  | E30  |
| 50                      | E10  | E15  | E30  | E30  | E30  | E30  | E30  |
| 70                      | E0   | E15  | E20  | E30  | E20  | E20  | E15  |

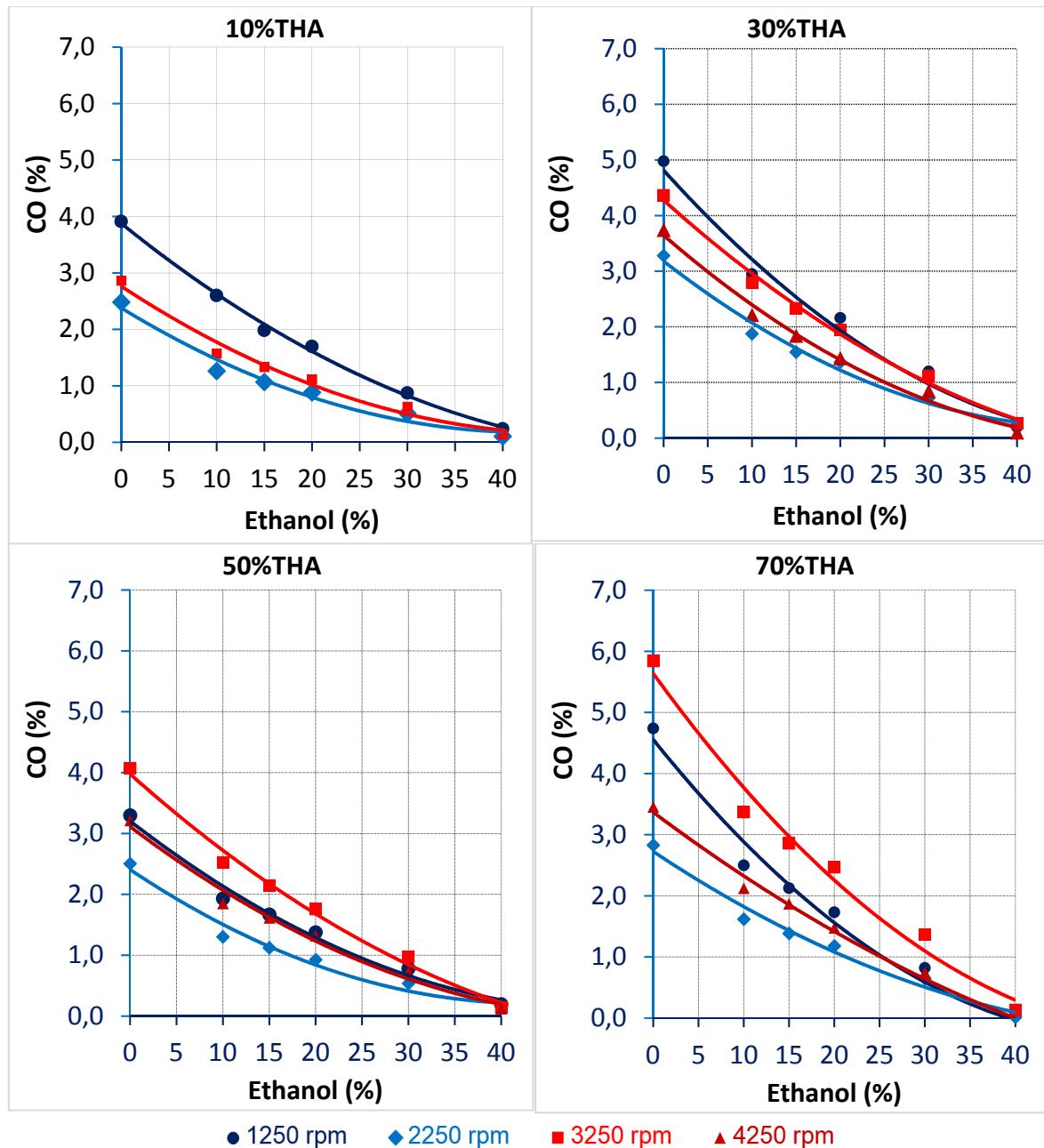
Tóm lại, để đảm bảo tính năng kinh tế của động cơ về mặt tiêu hao nhiên liệu thì chỉ nên sử dụng xăng-ethanol có tỷ lệ E10-E15, nhưng về mặt tiêu hao năng lượng (hiệu suất có ích) thì có thể sử dụng xăng-ethanol có tỷ lệ lên đến E20, E30 (Bảng 3-10).

### **3.4.3. Tính năng phát thải ô nhiễm**

Hình 3.12 và Hình 3.13 thể hiện nồng độ phát thải CO và HC theo tỷ lệ ethanol ở 4 tốc độ 1250, 2250, 3250 và 4250 rpm lần lượt ứng với 4 vị trí bướm ga 10, 30, 50 và 70%THA. Kết quả cho thấy khi động cơ sử dụng xăng-ethanol nồng độ CO và HC trong khí thải giảm rõ rệt.

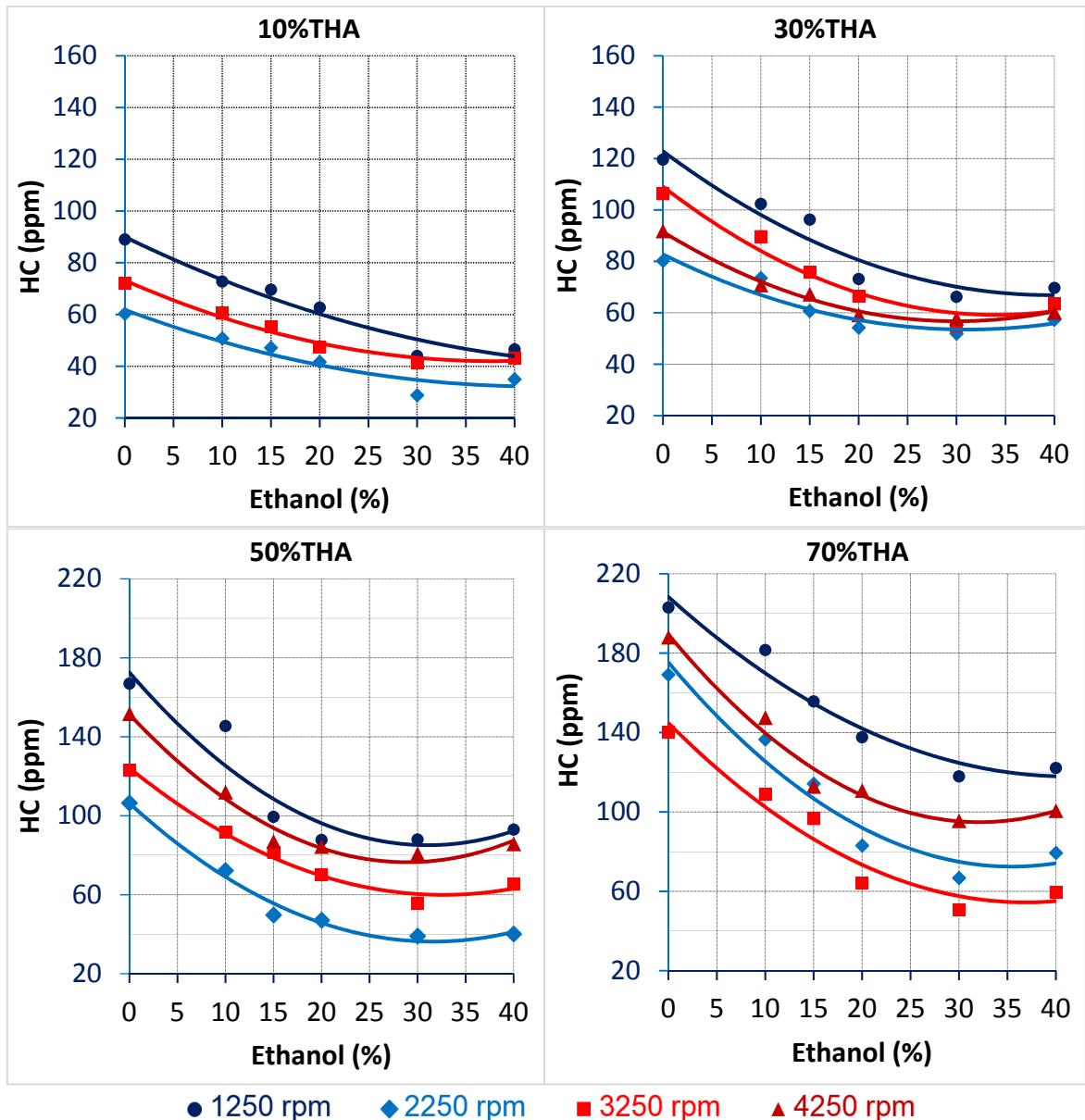
Phát thải CO giảm gần như tuyến tính theo tỷ lệ pha ethanol trong xăng, mức giảm trung bình khoảng 45% khi pha thêm vào trong xăng 10% thể tích ethanol. Mức phát thải CO dao động trong khoảng 2-6% khi sử dụng RON92, trong khi mức phát

thải CO chỉ còn 0,2-0,6% (không đáng kể) khi sử dụng E40.



Hình 3.12: Diễn biến phát thải CO theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga

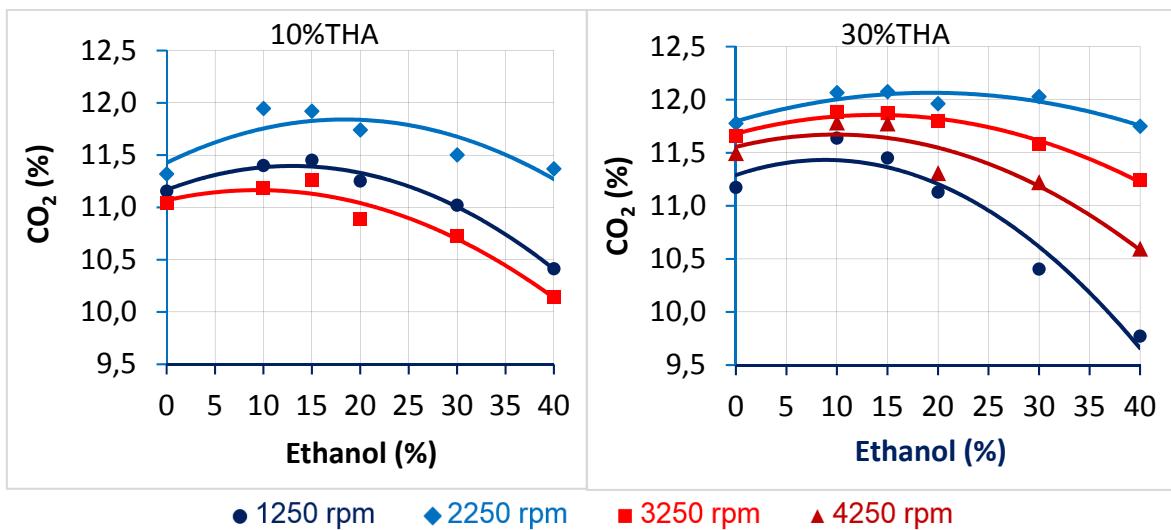
Khác với phát thải CO, nồng độ HC chỉ giảm gần như tuyến tính theo tỷ lệ ethanol từ E10 đến E20 với tốc độ giảm khoảng 25% khi pha thêm vào xăng 10% ethanol và từ E30 đến E40 phát thải HC tăng trở lại. Điều này có thể là ở hỗn hợp xăng-ethanol có tỷ lệ ethanol cao (E30, E40), quá trình phun kéo dài dẫn đến ethanol bay hơi không kịp thời và hòa khí không đồng nhất.



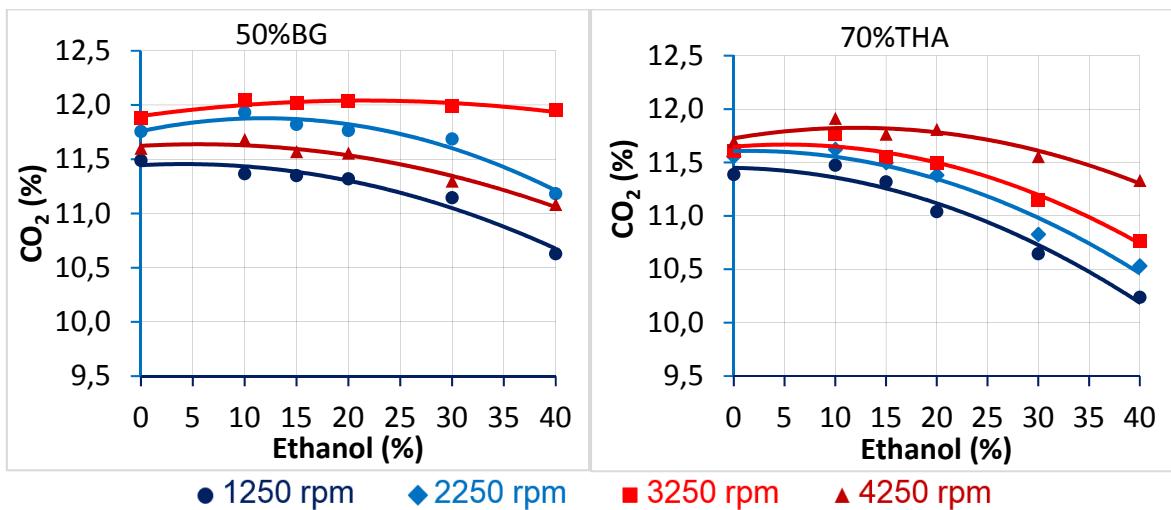
Hình 3.13: Diễn biến phát thải HC theo tỷ lệ ethanol ứng với các góc mở bướm ga

Hình 3.14 đến Hình 3.17 thể hiện nồng độ CO<sub>2</sub> và NOx trong khí thải ở 4 tốc độ 1250, 2250, 3250 và 4250 rpm ứng với 4 vị trí bướm ga 10, 30, 50 và 70%. So với E0, phát thải CO<sub>2</sub> có xu hướng tăng khoảng 2-3% khi sử dụng E10, E15 và E20, phát thải CO<sub>2</sub> gần như tương đương khi động cơ sử dụng E30 nhưng giảm tương đối khoảng 5-7% khi động cơ sử dụng E40.

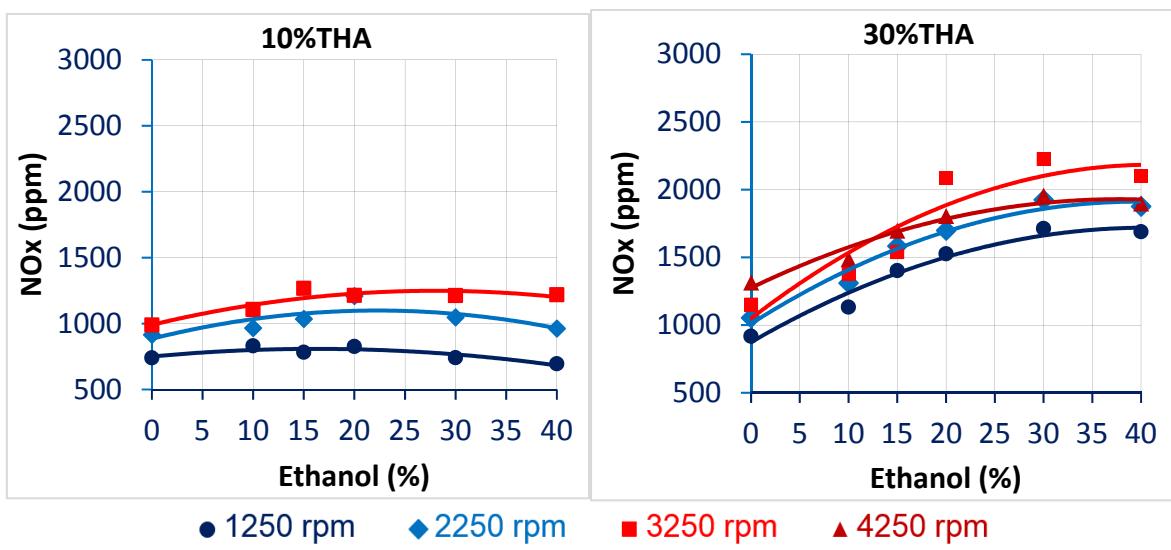
Trái ngược với CO<sub>2</sub>, phát thải NOx tăng khi tăng tỷ lệ ethanol trong xăng với mức tăng trung bình khoảng 20% khi pha thêm 10% thể tích ethanol vào trong xăng, mức tăng lớn nhất là từ E15 - E20 so với E0 là 50-60%.



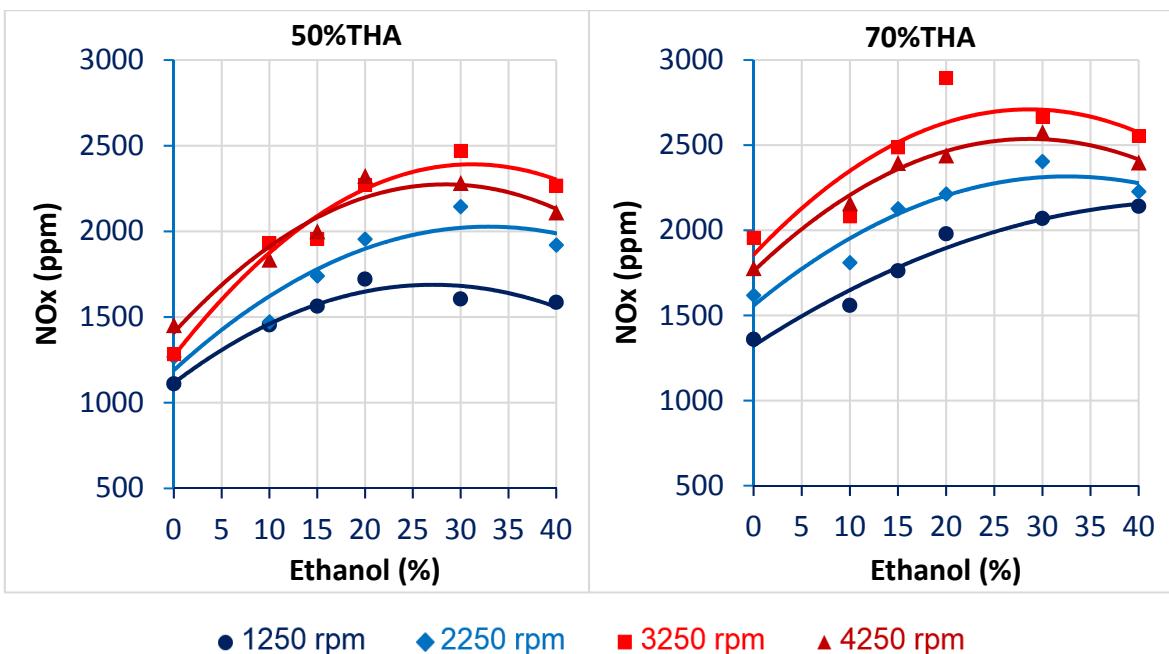
Hình 3.14: Diễn biến phát thải CO<sub>2</sub> theo tỷ lệ ethanol ở 10% và 30%THA



Hình 3.15: Diễn biến phát thải CO<sub>2</sub> theo tỷ lệ ethanol ở 50% và 70%THA



Hình 3.16: Diễn biến phát thải NO<sub>x</sub> theo tỷ lệ ethanol ứng ở góc mở bướm ga 10 và 30%THA



Hình 3.17: Diễn biến phát thải NOx theo tỷ lệ ethanol ứng ở góc mở bướm ga 50 và 70%THA

Như vậy, khi động cơ sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol sẽ làm giảm phát thải CO và HC, tuy nhiên lại làm tăng phát thải NOx. Quy luật phát thải CO, HC hầu như ít phụ thuộc vào điều kiện vận hành của động cơ, trong khi mức tăng phát thải NOx phụ thuộc vào điều kiện vận hành của động cơ nhiều hơn là phụ thuộc vào tỷ lệ ethanol. Xét về tính năng phát thải, không nên sử dụng nhiên liệu có tỷ lệ ethanol từ E30 trở lên vì lúc này làm tăng phát thải NOx, trong khi phát thải CO giảm không đáng kể và HC có xu hướng tăng trở lại so với trường hợp sử dụng nhiên liệu E20.

Tính năng kinh tế kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ Daewoo A16DMS sử dụng nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol như phân tích ở trên phù hợp với nhiều kết quả nghiên cứu đã công bố, trong đó động cơ sử dụng xăng pha ethanol có tỷ lệ không quá E25 sẽ phát huy đồng thời tính năng kinh tế, kỹ thuật và ô nhiễm. Sau đây là hai công trình nghiên cứu đã công bố có đối tượng và phạm vi thực nghiệm tương tự với luận án:

- Hsieh và cộng sự [52] đã thực nghiệm nghiên cứu tính năng và phát thải ô nhiễm động cơ Sentra GA16DE, là động cơ đánh lửa cưỡng bức phun xăng đa điểm điều khiển điện tử, hệ thống phân phối khí kiểu DOHC và có thông số kỹ thuật tương

đồng với động cơ Daewoo A16DMS như cùng tỷ số nén ( $\varepsilon=9,5$ ), phạm vi tốc độ thực nghiệm từ 1000 đến 4000 rpm và phạm tải ứng với góc mở bướm ga từ 20 đến 80%THA. Hsieh kết luận rằng, so với xăng (E0), khi động cơ sử dụng nhiên liệu xăng pha ethanol có tỷ lệ không quá E30, mô men và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích của động cơ tăng nhẹ; phát thải CO và HC giảm đáng kể lần lượt 20-90% và 40-80%; phát thải CO<sub>2</sub> tăng nhẹ khoảng 3-5% và phát thải NOx có xu hướng tăng nhưng phụ thuộc vào điều kiện vận hành hơn là phụ thuộc vào tỷ lệ ethanol.

- M. Al-Hasan và công sự [10] đã khảo sát ảnh hưởng của việc sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol đến tính năng và phát thải động cơ Toyota TERCEL-3A, động cơ đánh lửa cưỡng bức bốn kỳ, bốn xilanh. Các thực nghiệm được tiến hành để xác định hệ số tương đương nhiên liệu- không khí, hệ số nạp, hiệu suất có ích, công suất có ích, mô men có ích và suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ, khí thải được phân tích cho carbon monoxide (CO), carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) hydrocacbon chưa cháy (HC) khi động cơ sử dụng xăng pha ethanol với các tỷ lệ phần trăm ethanol không quá E25 ở 4 vị trí mở ga với tốc độ động cơ thay đổi từ 1000 đến 4000 rpm. Kết quả cho rằng, việc sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol có tỷ lệ ethanol E20 sẽ làm tăng công suất có ích, hiệu suất có ích, hệ số nạp và suất tiêu hao nhiên liệu có ích lần lượt khoảng 8,3%, 9%, 7% và 5,7%; giảm phát thải CO và HC lần lượt khoảng 46,5% và 24,3% so với E0.

### Kết luận chương 3:

Ở chế độ vận hành thường xuyên trong khoảng tốc độ từ 1250-4250rpm lần lượt ở các mức tải ứng với góc mở bướm ga 10, 30, 50 và 70%THA, khi sử dụng xăng sinh học trên động cơ Daewoo A16DMS thì tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học không nên vượt quá E20 bởi vì ở tỷ lệ trên E20 sẽ không những làm giảm công suất và mô men có ích của động mà còn làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu có ích, làm tăng đáng kể phát thải NOx và mức giảm CO và HC bắt đầu chậm lại so với xăng E0. Cụ thể như sau:

- Tính năng kỹ thuật của động cơ Daewoo A16DMS sẽ được đảm bảo khi sử dụng sinh học có tỷ lệ ethanol không quá E20 với mức giảm công suất không quá 5%

so với xăng E0 thông thường ở chế độ vận hành ứng với tải thấp và tốc độ thấp. Xăng sinh học E15 phù hợp với chế độ vận hành của động cơ có tốc độ từ 1750 rpm trở lên và xăng sinh học E10 phù hợp với chế độ vận hành có tốc độ dưới 1750rpm.

- Tính năng kinh tế xét về mặt tiêu hao nhiên liệu của động cơ Daewoo A16DMS sẽ được đảm bảo được đảm bảo khi sử dụng xăng sinh học không quá E15 với mức tăng suất tiêu hao nhiên liệu có ích không quá 5%, nhưng xét về mặt tiêu hao năng lượng thì động cơ có thể sử dụng xăng sinh học đến E30.

- Tính năng phát thải CO, HC giảm theo tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học và ít phụ thuộc vào điều kiện vận hành của động cơ, khi sử dụng xăng sinh học E20 phát thải CO giảm lên đến 90% và HC giảm lên đến 50% so với xăng E0. Ngược lại tính năng phát thải NOx tăng theo tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học và phụ thuộc nhiều vào điều kiện vận hành, khi sử dụng xăng sinh học E20 mức tăng lên đến 60% so với xăng E0.

## **Chương 4. NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG**

Việc xem xét quá trình bay hơi của nhiên liệu, hình thành hòa khí và quá trình cháy của động cơ ở những chế độ vận hành, cấu hình đường nạp và cấu hình phun nhiên liệu khác nhau bằng công cụ mô phỏng không những có khả năng định hướng cho thực nghiệm mà còn góp phần tiên đoán những trường hợp mà thực nghiệm không thể tiến hành được. Nội dung mô phỏng được trình bày trong chương này hướng đến xây dựng mô hình mô phỏng quá trình phun nhiên liệu, bay hơi hình thành hòa khí và quá trình cháy động cơ Daewoo A16DMS sử dụng xăng/ethanol. Để thực hiện điều này, luận án sử dụng công cụ Ansys-Fluent dựa trên lý thuyết mô hình hóa dòng chảy rối phản ứng, mô hình dòng tia phun hai pha, mô hình đánh lửa với tốc độ ngọn lửa rối Zimont và mô hình tính NOx theo cơ chế Zeldovich đã trình bày ở chương 2.

### **4.1. Mục tiêu, đối tượng và phạm vi mô phỏng**

#### **4.1.1. Mục tiêu và đối tượng mô phỏng**

- Xây dựng mô hình 3D-CFD mô hình hóa buồng cháy và đường nạp, thải động cơ Daewoo A16DMS.

- Mô phỏng chu trình công tác động cơ Daewoo A16DMS theo dữ liệu thực nghiệm và kiểm chứng kết quả mô hình mô phỏng từ dữ liệu thực nghiệm.

- Phát triển cấu hình đường nạp và cấu hình phun theo hướng phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 1 phía, 2 phía và phun trực tiếp kết hợp với phun trên đường nạp.

#### **4.1.2. Phạm vi mô phỏng**

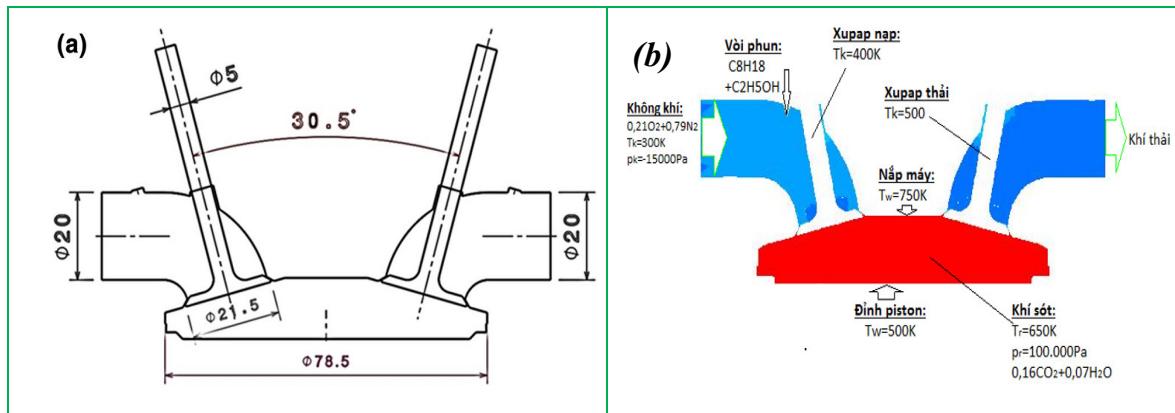
Trong nội dung này, luận án tập trung xây dựng mô hình hóa động cơ Daewoo A16DMS với cấu hình cung cấp nhiên liệu cho ba trường hợp bố trí phun như sau:

##### **4.1.2.1. Phun trên đường nạp 1 phía**

Phun trên đường nạp 1 phía (PI\_1side) chính là phương án cung cấp nhiên liệu nguyên thủy của động cơ thực nghiệm Daewoo A16DMS. Trong phương án này, luận

án sử dụng các thông số thực của động cơ để xác lập điều kiện tính trong Fluent.

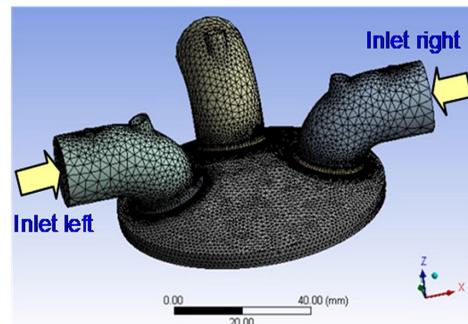
Mô hình hình học trong trường hợp này được thiết lập bao gồm buồng cháy kết hợp với 01 nhánh nạp và 01 nhánh thải đối xứng nhau (Hình 4.1a).



Hình 4.1: Mô hình hình học động cơ đường nạp 1 phía (a); Điều kiện biên và thông số ban đầu (b).

#### 4.1.2.2. Phun trên đường nạp 2 phía

Phun trên đường nạp 2 phía (PI\_2side) là phương án cung cấp nhiên liệu cải tiến cho Daewoo A16DMS. Trong phương án này, kết cấu buồng cháy không thay đổi so với trường hợp phun trên đường nạp 1 phía nhưng có 2 nhánh nạp bố trí đối xứng nhau (Hình 4.2).



Hình 4.2: Mô hình hình học động cơ có đường nạp 2 phía

#### 4.1.2.3. Phun trên đường nạp (PI) kết hợp phun trực tiếp (DI) trong buồng cháy

Trong phương án này, mô hình hình học được giữ nguyên như trong trường hợp phun trên đường nạp 1 phía, lúc này có sự kết hợp đồng thời giữa PI-DI.

### 4.2. Xây dựng mô hình

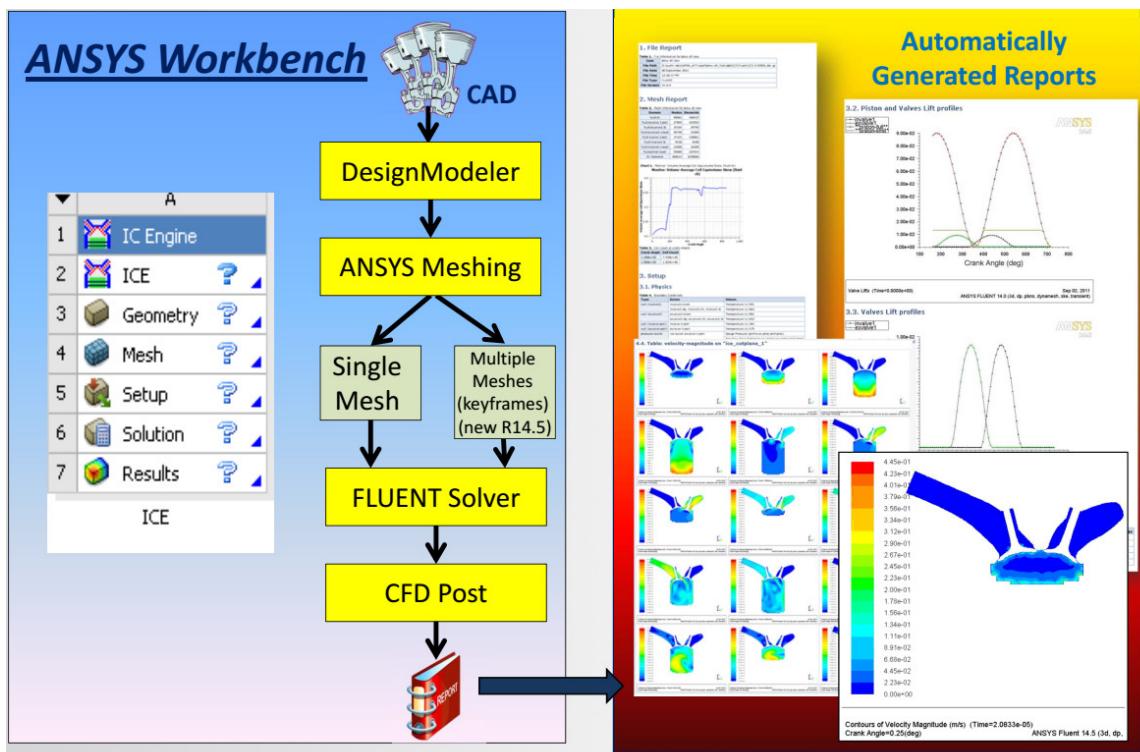
Quá trình mô phỏng động cơ Daewoo A16DMS (Bảng 4-1) được thực hiện theo trình tự xây dựng mô hình hình học và tạo mô hình lưới bao gồm lưới động cho các chi tiết chuyển động của động cơ (piston, xupap), tiếp đến là lựa chọn mô hình dòng chảy rồi, phun nhiên liệu, phản ứng cháy, cuối cùng là xác lập điều kiện ban đầu và

điều kiện biên. Ansys-Fluent là công cụ 3D-CFD được sử dụng để thực hiện quá trình mô phỏng theo sơ đồ cho ở Hình 4.3.

Bảng 4-1: Thông số hình học động cơ Daewoo A16DMS

| TT | Thông số kỹ thuật           | Giá trị |
|----|-----------------------------|---------|
| 1. | Đường kính xilanh (mm)      | 79      |
| 2. | Hành trình piston (mm)      | 81,5    |
| 3. | Chiều dài thanh truyền (mm) | 163     |
| 4. | Tỷ số nén                   | 9,5:1   |
| 5. | Số lỗ phun của vòi phun     | 6       |
| 6. | Đường kính lỗ phun (mm)     | 0,14    |

Miền tính toán được mô hình hóa và chia lưới bằng công cụ thiết kế và chia lưới của Ansys. Các đường nạp thải, van nạp thải và buồng cháy tại ĐCT (vị trí góc quay  $\varphi=0^\circ\text{CA}$ ) được thể hiện như trên Hình 4.1 và Hình 4.2. Mô hình lưới với số lượng phần tử lưới thay đổi từ 41.083 tại ĐCT đến 155.719 tại ĐCD.



Hình 4.3: Trình tự thực hiện mô phỏng bằng phần mềm Ansys - Fluent [7]

Dòng lưu chất trong động cơ được mô hình hóa bằng hệ phương trình RANS kết hợp với mô hình k- $\epsilon$  tiêu chuẩn. Tia phun được mô phỏng bằng mô hình giọt phân

rã (DPM) sử dụng phương pháp Eulerian – Lagrangian. Đánh lửa và phản ứng cháy được mô hình hóa bằng mô hình phản ứng cháy Laminar Finite-rate với màng lửa rói theo mô hình ngọn lửa rói Zimont.

#### **4.2.1. Xác lập thành phần lưu chất ban đầu**

Bảng 4-2: Điều kiện ban đầu của lưu chất trong xilanh

|         | O <sub>2</sub> | N <sub>2</sub> | CO <sub>2</sub> | H <sub>2</sub> O | C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH | C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> | Nhiệt độ (K) | Áp suất (Pa) |
|---------|----------------|----------------|-----------------|------------------|----------------------------------|--------------------------------|--------------|--------------|
| Khí nạp | 0,23           | 0,77           | 0               | 0                | 0                                | 0                              | 300-375      | -20000÷0     |
| Khí sót | 0              | 0,77           | 0,14            | 0,09             | 0                                | 0                              | 550-700      | 110000       |

Trong chu trình nhiệt động của động cơ, khí nạp được hút vào từ đường nạp theo điều kiện khí trời, khí sót còn lại trong buồng cháy là kết quả của chu trình trước đó. Tỷ lệ khối lượng của các thành phần, nhiệt độ, áp suất khí nạp và khí sót được thể hiện trong Bảng 4-2. Các thông số nhiệt động của các thành phần lưu chất có quan hệ với nhiệt độ dưới dạng đa thức (Các hằng số a<sub>i</sub> được cho ở Bảng PL-34):

$$- \text{Nhiệt dung riêng (}c_p\text{)}: \frac{C_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (4.1)$$

$$- \text{Entropy tiêu chuẩn (}h^0\text{)}: \frac{h^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{4} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T} \quad (4.2)$$

$$- \text{Entropy tiêu chuẩn (}s^0\text{)}: \frac{s^0}{R} = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_6 \quad (4.3)$$

#### **4.2.2. Xác lập quá trình phun nhiên liệu**

Ngoài việc giải phương trình vận chuyển cho pha liên tục, Ansys-Fluent cho phép mô phỏng một pha thứ hai rời rạc trong khung tham chiếu Lagrange. Pha thứ hai này bao gồm các giọt hình cầu phân tán trong pha liên tục. Ansys-Fluent tính toán các quỹ đạo của các thực thể pha rời rạc này, cũng như trao đổi nhiệt và trao đổi chất giữa pha liên tục và pha rời rạc. Sự liên kết giữa các pha và tác động của nó lên cả hai quỹ đạo pha rời rạc và dòng pha liên tục là bản chất của quá trình phun nhiên liệu có trong mô hình Discrete phase.

#### 4.2.2.1. Chọn các điều kiện Discrete phase

Ansys-Fluent cung cấp các tùy chọn mô hình pha rời rạc sau đây:

- Tính toán quỹ đạo pha rời rạc bằng cách sử dụng công thức Lagrange bao gồm quán tính pha rời rạc, lực căng bề mặt và lực hấp dẫn cho cả dòng chảy ổn định và không ổn định;
- Dự đoán ảnh hưởng của nhiễu loạn lên sự phân tán của các hạt do các xoáy hỗn loạn có mặt trong pha liên tục;
- Gia nhiệt / làm mát của giai đoạn rời rạc;
- Bốc hơi và sôi các giọt chất lỏng.

#### 4.2.2.2. Các lựa chọn từ mô hình pha rời rạc (Discrete phase)

- Tương tác với pha liên tục (Interaction with the Continuous Phase);
- Các hạt không ổn định (Unsteady Particle Tracking);
- Thông số hạt: số lượng hạt tối đa mỗi bước (500), tỷ lệ chiều dài mỗi bước (0,5);
- Mô hình con vật lý cần thiết cho mô hình pha rời rạc: Breakup;
- Số lượng pha liên tục tương tác với hạt: 2;
- Mô hình phun: Vòi phun nhóm (Group);
- Xác định các điều kiện ban đầu: Sử dụng phương pháp phân phối đường kính Rosin-Rammler;
- Xác định các thông số vật lý nhiên liệu lỏng (Bảng 4-3).

Các điều kiện ban đầu cung cấp các giá trị bắt đầu cho tất cả các biến pha rời rạc mô tả các điều kiện tức thời của một giọt riêng lẻ, bao gồm những thông số sau:

- Tọa độ ( $x, y, z$ ) của giọt
- Vận tốc ( $u, v, w$ ) của giọt
- Đường kính  $d_p$  của giọt
- Nhiệt độ  $T_p$  của giọt
- Lưu lượng dòng chảy  $\dot{m}_p$  của dòng tia phun

#### 4.2.2.3. Mô hình phân rã tia phun

Fluent sử dụng hai mô hình phân rã của tia phun: mô hình Taylor Analogy

Breakup (TAB) và mô hình “Wave”. Mô hình TAB dựa trên sự tương tự giữa một giọt dao động biến dạng và một hệ thống khối lượng đàn hồi. Mô hình "wave" xem xét sự phân rã của tia phun lỏng được gây ra do tác dụng của vận tốc tương đối giữa các pha lỏng và khí. Khi tia phun lỏng đã chia thành các giọt, sự xâm nhập của tia phun phụ thuộc chủ yếu vào động năng của giọt. Mô hình phân chia TAB đưa ra dự đoán tốt về quỹ đạo giọt và dự đoán kích thước giọt vỡ (Basha và Gopal 2009) [17] so với mô hình “Wave”. Trong trường hợp động cơ đánh lửa, các ảnh hưởng của dòng khí nạp trong quá trình nạp đến hình dạng tia phun là quan trọng hơn tốc độ tương đối giữa pha lỏng và khí. Vì vậy, mô hình TAB đã được chọn để mô hình phân rã các giọt của tia phun.

Bảng 4-3: Đặc tính nhiệt động học của xăng và ethanol lỏng

| Thông số                             | Ký hiệu      | Ethanol  | Xăng     |
|--------------------------------------|--------------|----------|----------|
| Tỉ trọng                             | $\rho_p$     | 790      | 751      |
| Nhiệt dung riêng (j/kgK)             | $c_p$        | 2400     | 2000     |
| Độ nhớt (kg/ms)                      | $\mu$        | 0,0012   | 0,0004   |
| Nhiệt ẩn (j/kg)                      | $h_{fg}$     | 840000   | 305000   |
| Nhiệt độ bay hơi (K)                 | $T_{vap}$    | 271      | 292      |
| Điểm sôi (K)                         | $T_{bp}$     | 351      | 399      |
| Phần tử thành phần dễ bay hơi        | $f_{v0}$     | 100      | 100      |
| Hệ số khuếch tán thứ cấp ( $m^2/s$ ) | $D_{i,m}$    | 1,37e-05 | 5,05e-06 |
| Áp suất hơi bão hòa                  | $p_{sat}(T)$ | 17378    | 40890    |

#### 4.2.2.4. Xác lập thời gian phun

Thời gian phun được xác lập thông qua góc bắt đầu phun và góc kết thúc phun theo quan hệ:  $t_p = \frac{\varphi_{kt} - \varphi_{bd}}{6n}$ , với:  $\varphi_{bd}$  - góc bắt đầu phun ( $^{\circ}$ CA);  $\varphi_{kt}$  - góc kết thúc phun ( $^{\circ}$ CA); n - tốc độ quay trục khuỷu (rpm).

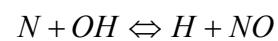
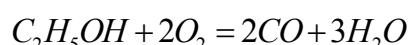
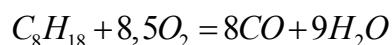
#### 4.2.3. Xác lập mô hình cháy

Quá trình cháy trong động cơ đốt trong có thể được mô tả như là chuỗi các phản ứng hóa học được điều khiển bởi dòng chảy rối trong xilanh của một hỗn hợp các

phản ứng được kết hợp từ nhiều chất (hydrocacbon, oxy, nước, carbon dioxide, vv)... Nhiệm vụ của cơ chế phản ứng là quy định cách nhiên liệu phản ứng với oxy, sản phẩm nào được tạo ra và mối quan hệ lẫn nhau giữa chúng. Xác định tốc độ phản ứng là trách nhiệm của mô hình tốc độ phản ứng [101].

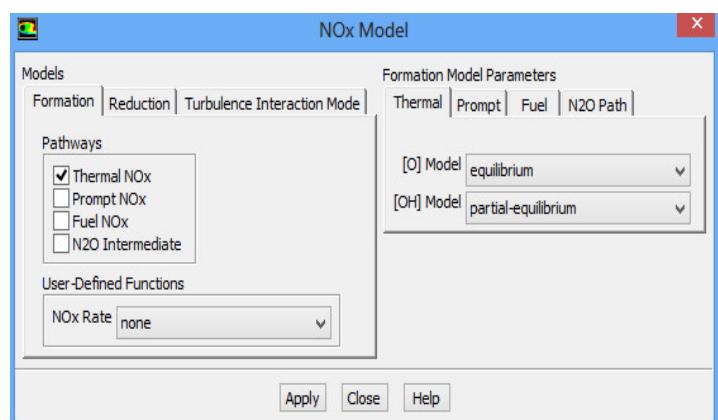
#### 4.2.3.1. Xác lập mô hình phản ứng cháy

Luận án sử dụng mô hình Laminar finite-rate để tính phản ứng cháy gồm 2 bước và mô hình tính NOx với 06 phương trình cơ bản:



Trong đó, tỷ lệ phản ứng được xác định từ các nghiên cứu thực nghiệm về tốc độ cháy chảy tầng, thông qua đó xác định được năng lượng kích hoạt phản ứng  $E_r$  và hệ số  $A_r$  trong biểu thức Arrhenius (2.13). Các phương trình phản ứng cháy, hệ số  $E_r$  và  $A_r$  được xác lập như thể hiện trên các Hình PL-20 đến Hình PL-22.

Do năng lượng kích hoạt phản ứng ( $E_r$ ) của CO với  $O_2$  lớn hơn so với xăng và ethanol nên các phản ứng cháy trên phù hợp với động cơ đánh lửa cưỡng bức. Tốc độ phản ứng cháy được xác định bằng biểu thức (2.13) của Arrhenius trên cơ sở hệ số  $A_r$  và  $E_r$ .



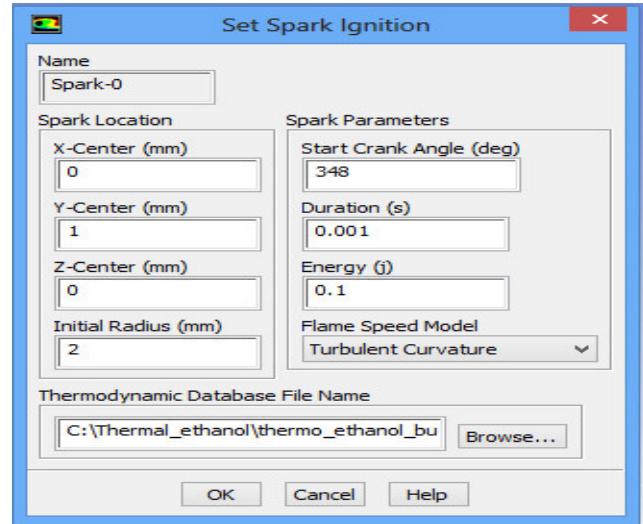
Hình 4.4: Khai báo mô hình tính NOx

Trạng thái nhiệt động của khí cháy được tính từ các định luật của hỗn hợp (mixing-law) dựa trên nhiệt dung riêng ( $c_p$ ), entanpy ( $h$ ) và entropy ( $s$ ) của mỗi thành phần trong hỗn hợp.

Mô hình tính NOx được tính từ các phản ứng (2.41), (2.42) và (2.43) thành phần cơ bản được xác định là NO nhiệt theo cơ chế Zeldovich (Hình 4.4).

#### 4.2.3.2. Xác lập mô hình đánh lửa và lan tràn màng lửa

Tia lửa (spak-0) được đặt ở tâm và phía trên nắp máy có tọa độ (0,1,0). Bán kính đánh lửa 2mm, thời gian đánh lửa là 0,001s và năng lượng đánh lửa 0,1J (Hình 4.5). Spark-0 sử dụng mô hình tốc độ màng lửa rối (Turbulent Curvature) theo mô hình Zimont (màng lửa rối có số Reynolds cao).



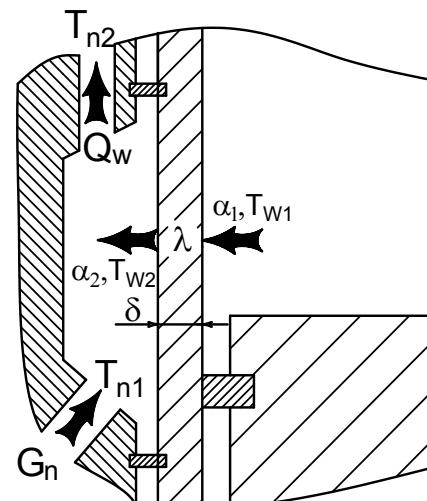
Hình 4.5: Khai báo thông số đánh lửa

#### 4.3. Xác lập điều kiện mô phỏng và so sánh mô phỏng với thực nghiệm

Mô hình hình học được xây dựng gắn liền với kết cấu và kích thước động cơ Daewoo A16DMS. Điều kiện mô phỏng thể hiện ở Bảng 4-4 được thiết lập trên cơ sở 4 chế độ vận hành đặc trưng của động cơ gắn liền với các thông số xác định từ thực nghiệm. Trong đó, nhiệt độ khí sót (nhiệt độ ban đầu của lưu chất trong xilanh) được lấy gần bằng nhiệt độ khí thải, nhiệt độ thành được xác định thông qua nhiệt độ nước làm mát.

##### 4.3.1. Xác định nhiệt độ thành

Hệ thống thực nghiệm đã trình bày ở chương 3 cho phép xác định lưu lượng nước làm mát ( $G_n$ ), cũng như nhiệt độ nước làm mát trước khi vào làm mát xilanh ( $T_{n1}$ ) và ra khỏi xilanh ( $T_{n2}$ ). Áp dụng phương trình truyền nhiệt đối lưu và truyền nhiệt dẫn nhiệt cho sơ đồ tính trên Hình 4.6 có được [82]:



Hình 4.6: Sơ đồ tính truyền nhiệt trong động cơ

$$Q_w = G_n C_n (T_{n2} - T_{n1}) \quad (4.4)$$

$$Q_w = \alpha_2 F_2 (T_{W2} - T_n) \quad (4.5)$$

$$T_n \approx \frac{T_{n1} + T_{n2}}{2} \quad (4.6)$$

Nhiệt độ mặt ngoài thành buồng cháy:

$$T_{W2} = \frac{Q_w}{\alpha_2 F_2} + T_n \quad (4.7)$$

$$Q_w = \lambda F_1 (T_{W1} - T_{W2}) / \delta \quad (4.8)$$

Nhiệt độ mặt trong thành buồng cháy:

$$T_{W1} = \frac{Q_w \delta}{\lambda F_1} + T_{W2} \quad (4.9)$$

Trong đó:  $F_1, F_2$  lần lượt là diện tích bì mặt trong thành xilanh và diện tích bì mặt tiếp xúc với nước làm mát ( $F_1 \approx F_2 \sim 0,15 \text{ m}^2$ );  $\delta \sim 0,004 \text{ m}$  là bì dày thành buồng cháy;  $\alpha_2 \sim 4200 \text{ W/m}^2\text{K}$  là hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa nước với thành xilanh;  $\lambda \sim 58 \text{ W/mK}$  là hệ số truyền nhiệt dẫn nhiệt của xilanh.  $\alpha_1$  là hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa khí cháy với thành xilanh ( $\alpha_1$  thay đổi trong khoảng rộng phụ thuộc vào tốc độ động cơ). Nhiệt dung riêng của nước  $C_n = 4187 \text{ J/kgK}$ ; Lưu lượng nước tuần hoàn  $G_n = 4,17 \text{ kg/s}$  ( $15 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

Bảng 4-4: Điều kiện ban đầu và điều kiện biên mô phỏng

| Tốc độ trực khuỷu n (rpm) | Lượng nhiên liệu cung cấp g <sub>ct</sub> (g/ct) | Lưu lượng vòi phun g <sub>vp</sub> (kg/s) | Nhiệt độ khí nạp T <sub>k</sub> (K) | Áp suất khí nạp p <sub>k</sub> (bar) | Nhiệt độ khí sót T <sub>r</sub> (K) | Áp suất khí sót p <sub>r</sub> (bar) | Nhiệt độ thành buồng cháy T <sub>w1</sub> (K) |
|---------------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 1250                      | 0,032                                            | 0,015                                     | 315                                 | -0,35                                | 450                                 | 0,11                                 | 410                                           |
| 2250                      | 0,046                                            | 0,015                                     | 315                                 | -0,25                                | 550                                 | 0,11                                 | 440                                           |
| 3250                      | 0,054                                            | 0,015                                     | 315                                 | -0,07                                | 600                                 | 0,11                                 | 470                                           |
| 4250                      | 0,063                                            | 0,015                                     | 315                                 | 0                                    | 650                                 | 0,11                                 | 500                                           |

Bảng 4-5: Thông số ban đầu và điều kiện biên mô phỏng ở 50%THA

| Tốc độ động cơ n (rpm) | Lượng nhiên liệu cung cấp g <sub>ct</sub> (g/ct) | Lưu lượng vòi phun g <sub>vp</sub> (kg/s) | Nhiệt độ khí nạp T <sub>k</sub> (K) | Áp suất khí nạp p <sub>k</sub> (bar) | Nhiệt độ khí sót T <sub>r</sub> (K) | Áp suất khí sót p <sub>r</sub> (bar) | Nhiệt độ thành buồng cháy T <sub>w1</sub> (K) |
|------------------------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 3250                   | 0,054                                            | 0,015                                     | 310                                 | -0,07                                | 600                                 | 0,11                                 | 470                                           |

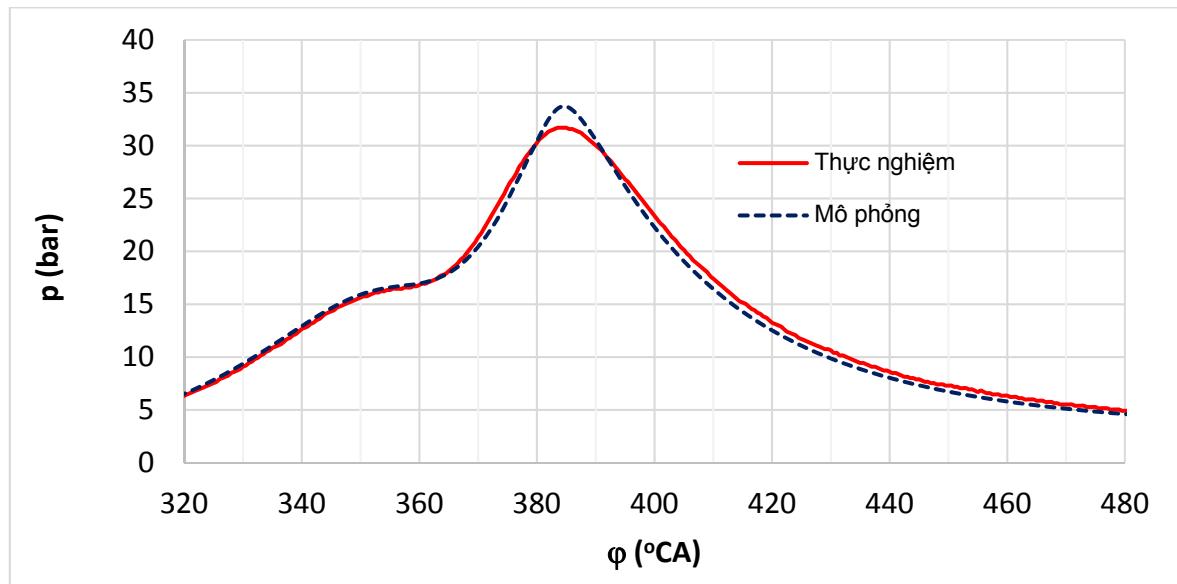
Bảng 4-6: Thời gian phun theo tỷ lệ ethanol cung cấp ở 50%THA-3250 rpm

| Tỷ lệ ethanol (%) | Không thay đổi năng lượng cung cấp cho chu trình ( $^{\circ}$ CA) | Không thay đổi hệ số tương đương của hòa khí ( $^{\circ}$ CA) |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| 0                 | 65                                                                | 65                                                            |
| 10                | 67,71                                                             | 66,36                                                         |
| 15                | 69,14                                                             | 67,76                                                         |
| 20                | 70,62                                                             | 69,21                                                         |
| 25                | 72,16                                                             | 70,72                                                         |
| 30                | 73,75                                                             | 72,28                                                         |
| 40                | 77,14                                                             | 75,6                                                          |

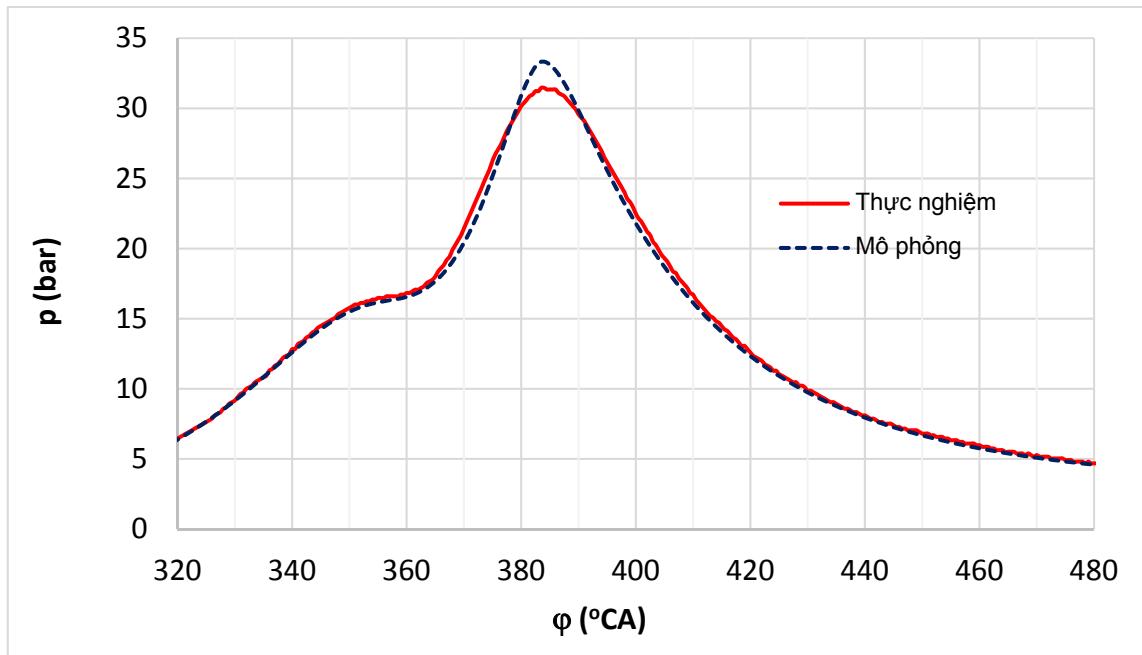
#### 4.3.2. So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng với thực nghiệm

Áp suất buồng cháy (p) thông số quan trọng nhất để đánh giá mô hình mô phỏng, do đó luận án đã sử dụng diễn biến áp suất buồng cháy để đánh giá mức độ chính xác của mô hình mô phỏng thông qua so sánh với áp suất buồng cháy thực nghiệm.

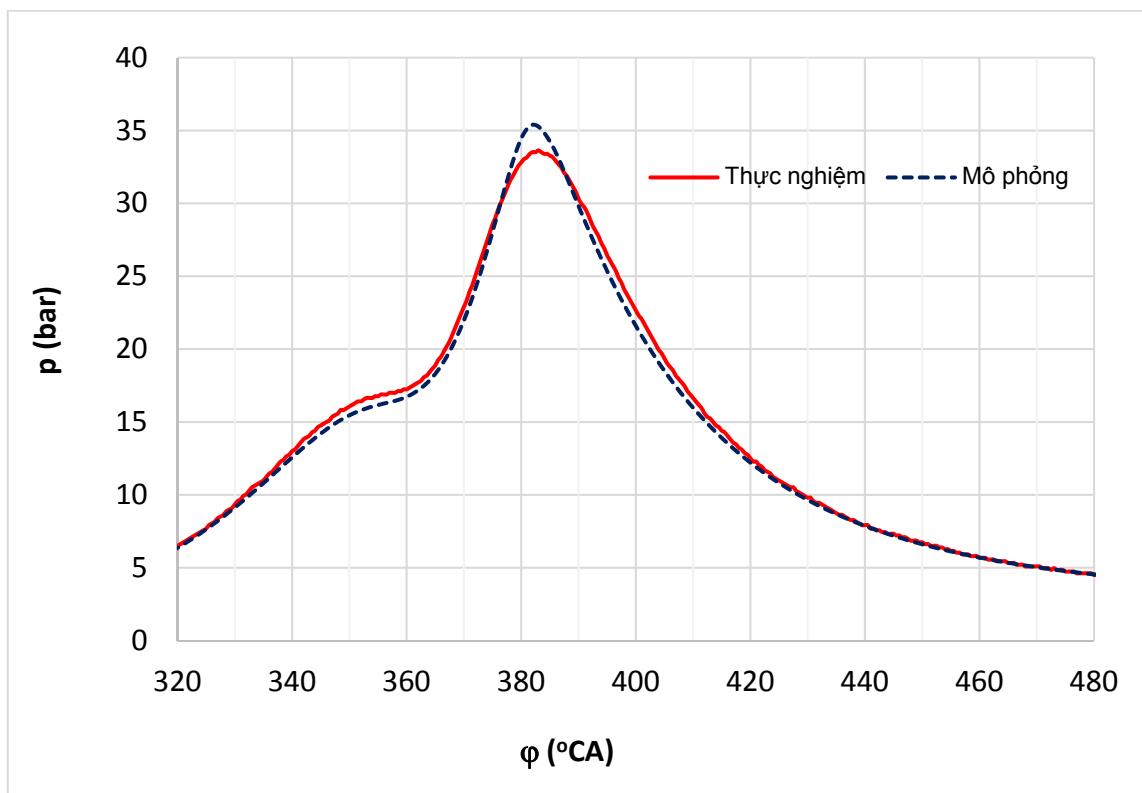
Hình 4.7 đến Hình 4.12 và Bảng 4-7 so sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng với thực nghiệm khi động cơ Daewoo A16DMS sử dụng nhiên liệu E0, E10, E15, E20, E30 và E40 ở tốc độ 3250 rpm ứng với mức tải 50%THA.



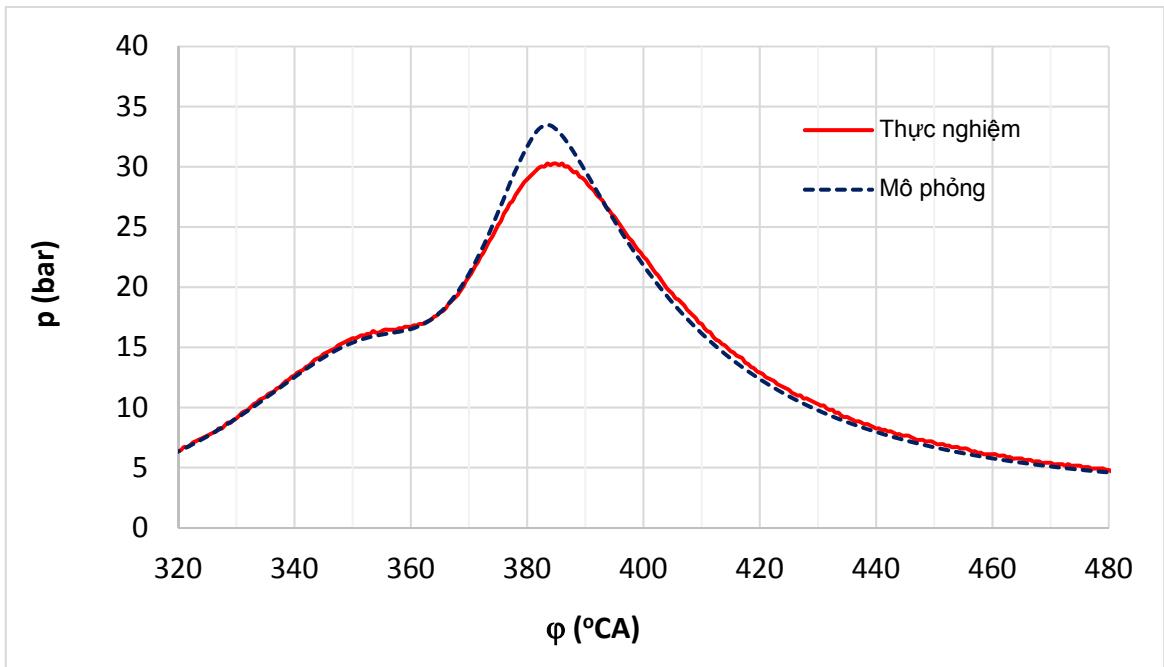
Hình 4.7: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E0 ở 3250rpm-50%THA



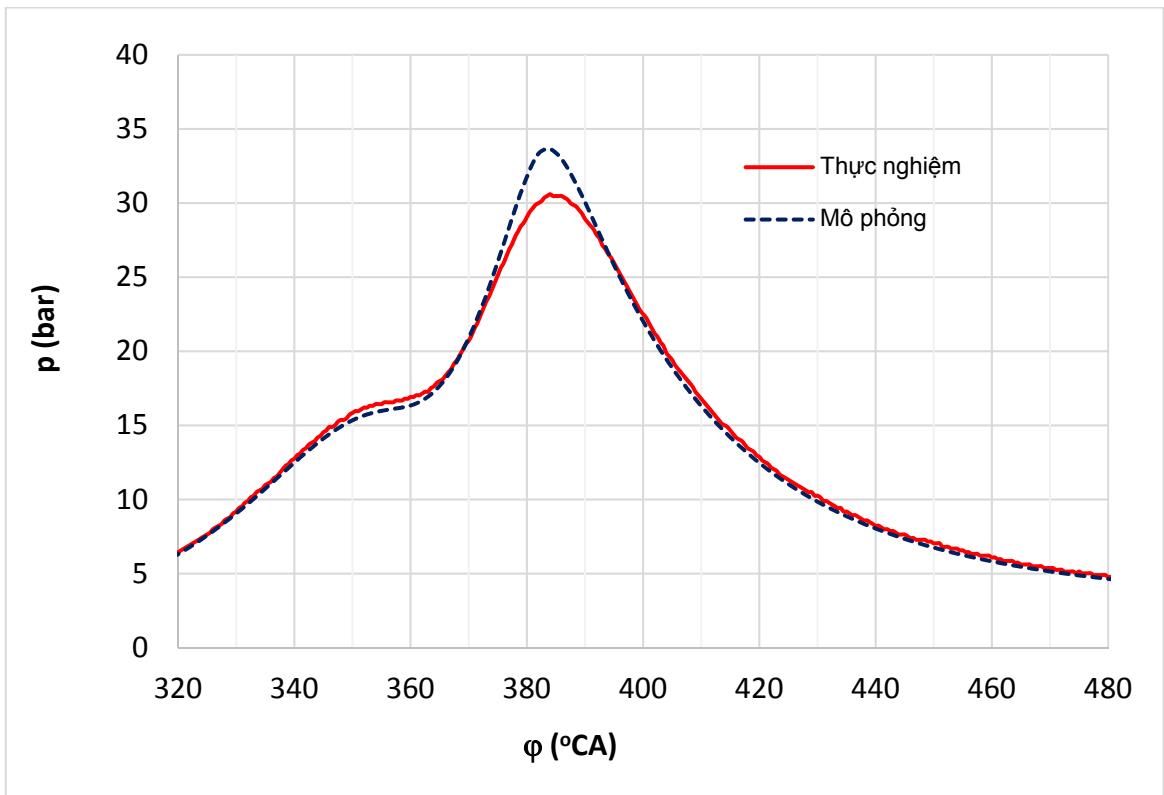
Hình 4.8: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E10 ở 3250rpm-50%THA



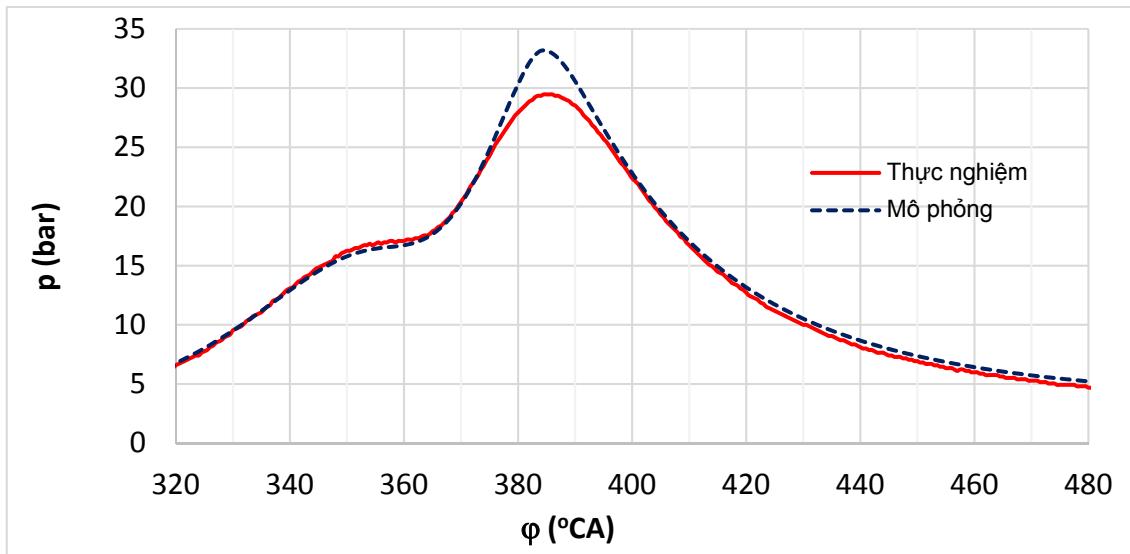
Hình 4.9: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E15 ở 3250rpm-50%THA



Hình 4.10: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E20 ở 3250rpm-50%THA



Hình 4.11: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E30 ở 3250rpm-50%THA



Hình 4.12: So sánh áp suất buồng cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm nhiên liệu E40 ở 3250rpm-50%THA

Điễn biến áp suất gần như tương đồng giữa mô phỏng và thực nghiệm trong quá trình nén và giãn nở. Điểm sai khác chủ yếu xảy ra trong quá trình cháy, có thể thấy rằng tốc độ tăng áp suất (tốc độ cháy) thu được từ mô phỏng cao hơn thực nghiệm, giá trị áp suất cực đại từ mô phỏng cao hơn không quá 5% so với thực nghiệm. Ngược lại sau khi áp suất đạt cực đại, trong giai đoạn cháy rót tốc độ giảm áp suất từ mô phỏng lại cao hơn thực nghiệm, điều này là do mô hình mô phỏng gần như không có cháy rót, còn áp suất thực nghiệm giảm chậm hơn vì còn chịu ảnh hưởng của hiện tượng cháy rót. Bên cạnh đó thời điểm áp suất đạt cực đại gần như tương đồng giữa mô phỏng với thực nghiệm với sai số dưới 1% (Bảng 4-7).

Bảng 4-7: So sánh giá trị và thời điểm áp suất buồng cháy đạt cực đại giữa mô phỏng với thực nghiệm ứng với 3250rpm-50%THA

| Ethanol (%) | Giá trị áp suất buồng cháy cực đại $p_{max}$ (bar) |          |            | Thời điểm áp suất buồng cháy cực đại $\phi_{pmax}$ (°CA) |          |            |
|-------------|----------------------------------------------------|----------|------------|----------------------------------------------------------|----------|------------|
|             | Thực nghiệm                                        | Mô phỏng | Sai số (%) | Thực nghiệm                                              | Mô phỏng | Sai số (%) |
| 0           | 32,4                                               | 33,3     | 0,1        | 384                                                      | 385      | 0,2        |
| 10          | 31,3                                               | 33,1     | 1,3        | 383                                                      | 384      | 0,2        |
| 15          | 33,6                                               | 34,5     | 0,2        | 383                                                      | 382      | 0,2        |
| 20          | 30,2                                               | 33,3     | 5,6        | 384                                                      | 383      | 0,2        |
| 30          | 30,5                                               | 33,1     | 4,4        | 385                                                      | 384      | 0,2        |
| 40          | 29,5                                               | 32,2     | 5,2        | 386                                                      | 384      | 0,5        |

Mức độ sai khác về diễn biến áp suất trong quá trình cháy giữa mô phỏng và thực nghiệm càng tăng lên ở nhiên liệu có tỷ lệ E30 và E40. Xét theo áp suất thu được từ mô phỏng thì nhiên liệu E30 và E40 làm giảm không nhiều đến tốc độ cháy, nhưng với áp suất đo được từ thực nghiệm áp suất cháy của động cơ khi sử dụng nhiên liệu E30 và E40 giảm đáng kể so với E0, E10, E15 và E20. Tuy nhiên những sai số vẫn nằm trong khoảng cho phép.

Vì vậy có thể khẳng định rằng, mô hình mô phỏng động cơ Daewoo A16DMS được xây dựng như trên có thể áp dụng để tính toán làm rõ diễn biến quá trình phun, hòa trộn và cháy của hòa khí trong động cơ Daewoo A16DMS. Đồng thời có thể áp dụng mô hình mô phỏng để dự đoán những xu hướng khó tiến hành thực nghiệm trong thực tế.

#### **4.4. Phân tích kết quả mô phỏng**

Ethanol với những tính chất khác biệt so với xăng về nhiệt ẩn bay hơi, áp suất hơi bảo hòa, ... sẽ ảnh hưởng đến cấu trúc tia phun và làm thay đổi quy luật phun. Do đó cần chỉ rõ những thay đổi này, đồng thời đánh giá ảnh hưởng của điều kiện môi trường, tốc độ động cơ và tỷ lệ ethanol cung cấp đến diễn biến bay hơi của xăng, ethanol nói riêng cũng như nhiên liệu hỗn hợp xăng-ethanol nói chung.

##### **4.4.1. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol đến hình thành hòa khí và quá trình cháy**

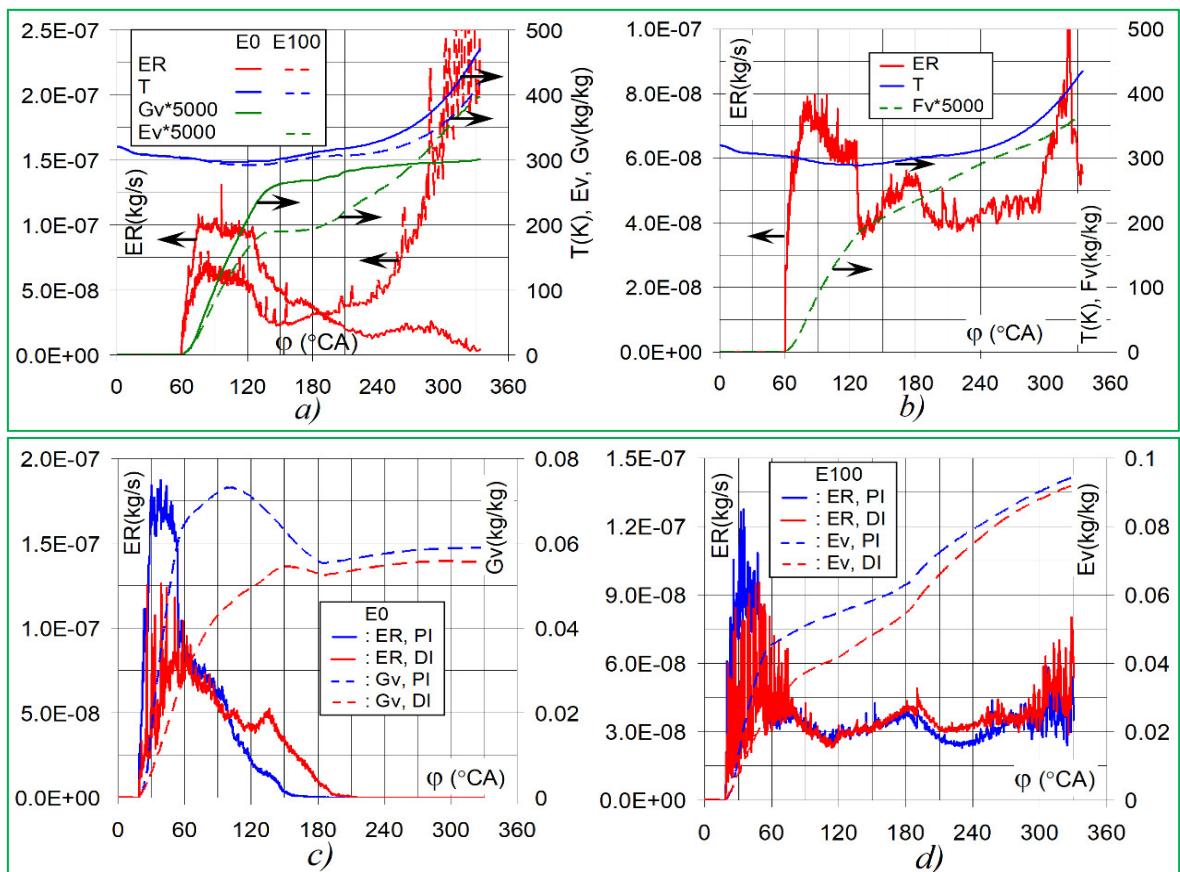
Quá trình bay hơi và hình thành hòa khí trong động cơ đốt trong phụ thuộc chủ yếu vào đặc tính nhiệt động của nhiên liệu, cấu trúc tia phun và tốc độ truyền nhiệt giữa không khí xung quanh đến các giọt nhiên liệu.

###### **4.4.1.1. So sánh đặc tính bay hơi của ethanol và xăng**

Hình 4.13a thể hiện tốc độ bay hơi của ethanol (E100) và xăng (E0) trong cùng điều kiện vận hành ( $T_i=320K$ ,  $n=4000rpm$ , PI 2 phía). Xăng có nhiệt ẩn bay hơi thấp và áp suất hơi cao hơn so với ethanol, sẽ bay hơi ngay sau khi phun với tốc độ bay hơi trung bình cao hơn khoảng 1,5 lần so với ethanol. Xăng chủ yếu bay hơi trong thời gian phun và đạt nồng độ ổn định ở góc quay khoảng  $210^{\circ}CA$ , sau đó tốc độ bay hơi giảm dần và chỉ có lượng khá nhỏ xăng bay hơi trong quá trình nén.

Khác với xăng, diễn biến tốc độ bay hơi của ethanol theo góc quay trực khuỷu xuất hiện hai đỉnh: đỉnh thứ nhất xảy ra trong giai đoạn phun và đỉnh thứ hai xuất

hiện ở cuối quá trình nén. Trái ngược với trường hợp phun xăng, đỉnh thứ hai của diễn biến bay hơi khi phun ethanol là quan trọng hơn so với lần đầu. Sự bay hơi của xăng xảy ra chủ yếu trong quá trình nạp, trong khi sự bay hơi của ethanol được diễn ra chủ yếu trong quá trình nén. Trong trường hợp này, sự bay hơi của ethanol có thể không diễn ra hoàn toàn trước khi đánh lửa, các giọt ethanol còn lại sẽ tiếp tục bay hơi trong quá trình cháy. Sự cháy lan truyền qua những giọt này là nguyên nhân chính gây ra lượng bồ hóng trong khí thải của động cơ. Nhận định này phù hợp với kết quả nghiên cứu của Selahaddin Orhan [40], ông cho rằng với tỷ lệ pha trộn ethanol cao hơn 20%, hiệu suất động cơ và phát thải đã trở nên xấu đi. Đồng thời, kết quả cũng phù hợp với dữ liệu thực nghiệm của Longfei Chen [41], ông kết luận rằng sự gia tăng lượng ethanol bổ sung vào nhiên liệu dẫn đến tăng cả số lượng và khối lượng hạt ô nhiễm; xu hướng này thể hiện rõ hơn ở các động cơ nhiệt độ thấp.



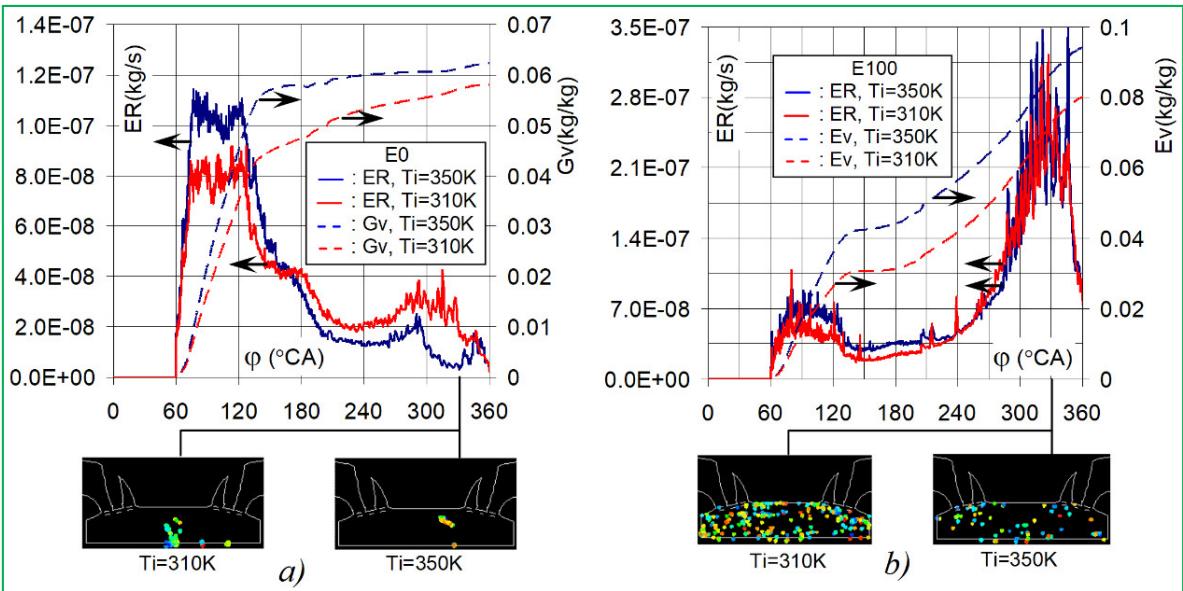
Hình 4.13: So sánh đặc tính bay hơi của ethanol và xăng: Tốc độ bay hơi, nhiệt độ khí nạp và nồng độ hơi khi PI ethanol (E100) và xăng (E0) (a) và PI hỗn hợp E50 (b) sử dụng đường nạp 2 phía ( $n = 4000\text{rpm}$ ,  $T_i=320\text{K}$ ); So sánh PI sử dụng đường nạp 1 phía, DI xăng (E0) (c) và ethanol (E100) (d) ( $n=2000\text{rpm}$ ,  $T_i=345\text{K}$ ).

Ethanol có nhiệt ản bay hơi cao hơn so với xăng khiến hiệu quả làm mát khí nạp cần được chú ý đến. Như thể hiện trên Hình 4.13a, nhiệt độ khí nạp trong trường hợp phun ethanol thấp hơn khoảng 60°K so với trong trường hợp phun xăng. Hiệu ứng làm mát khí nạp góp phần tăng khả năng chống kích nổ và tăng hiệu suất nạp cho động cơ. Yuan Zhuang [110, 112] quan sát thấy rằng, nhiệt độ khí nạp giảm 10K tương đương tăng 5 đơn vị TSOT.

Khi phun hỗn hợp, ethanol và xăng được trộn trước với nhau, các tính chất nhiệt động lực học của hỗn hợp được xác định bằng cách sử dụng các định luật cho hỗn hợp. Hình 4.13b trình bày tốc độ bay hơi, nồng độ hơi nhiên liệu và nhiệt độ khí nạp khi PI hỗn hợp E50. Có thể thấy rằng tốc độ bay hơi của hỗn hợp cao hơn so với chỉ phun riêng ethanol nhưng thấp hơn so với chỉ phun riêng xăng. Nhiệt độ hòa khí ở cuối quá trình nén khi phun hỗn hợp E50 thấp hơn khoảng 40K so với E0.

Sự bay hơi nhiên liệu cũng phụ thuộc vào cơ chế truyền nhiệt giữa không khí và các giọt nhiên liệu. Hình 4.13c và Hình 4.13d so sánh các đặc tính bay hơi đối với PI và DI ethanol và xăng ở tốc độ động cơ 2000 rpm và nhiệt độ ban đầu  $T_i = 345K$ . Cần lưu ý rằng, trong trường hợp PI, hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa không khí xung quanh với các giọt nhiên liệu cao hơn đáng kể so với trường hợp DI. Điều này là do vận tốc tương đối giữa không khí và các giọt nhiên liệu trên cửa nạp cao hơn so với trong xilanh, đặc biệt khi các giọt di chuyển qua xupap nạp, dẫn đến gia tăng sự truyền nhiệt từ không khí đến các giọt và cải thiện tốc độ bay hơi. Ở cùng điều kiện phun, đối với cả E0 và E100, tốc độ bay hơi trong trường hợp PI cao hơn đáng kể so với DI. Do đó, nồng độ hơi khi PI trong quá trình nạp thường cao hơn so với DI. Tuy nhiên, trong quá trình nén chênh lệch nồng độ giảm dần, mức chênh lệch nồng độ hơi nhiên liệu được giảm xuống còn khoảng 5% tại thời điểm đánh lửa.

Tốc độ bay hơi của nhiên liệu tăng khi nhiệt độ ban đầu tăng lên. Hình 4.14a cho thấy, khi nhiệt độ ban đầu là 310K, xăng tiếp tục bay hơi trong quá trình nén nhưng ở nhiệt độ ban đầu là 350K, xăng gần như bay hơi hoàn toàn trong quá trình nạp, rất ít giọt được tìm thấy trong buồng cháy ở cuối quá trình nén. Sự gia tăng nhiệt độ ban đầu từ 310K lên 350K sẽ làm tăng nồng độ xăng khoảng 8% ở cuối quá trình nén.



Hình 4.14: Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu của môi chất đến bay hơi của ethanol (a) và xăng (b) ở tốc độ động cơ 2000 rpm

Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu đến sự bay hơi của ethanol mạnh hơn so với xăng. Hình 4.14b cho thấy, ở cuối quá trình nén, nồng độ hơi ethanol tăng khoảng 20% khi nhiệt độ ban đầu tăng từ 310K lên 350K. Mật độ các giọt trong buồng cháy giảm rõ rệt khi tăng nhiệt độ ban đầu (Hình 4.14a). Cần lưu ý rằng nhiệt ản bay hơi của ethanol cao hơn so với xăng, điều này có thể làm bay hơi hỗn hợp xăng-ethanol khó khăn hơn và do đó dẫn đến hòa khí khó đồng nhất hơn. Vì vậy, tỷ lệ pha trộn ethanol cũng như nhiệt độ ban đầu của môi chất trong động cơ nên được điều chỉnh đồng thời trong cùng một phạm vi để hiệu suất cháy đạt được cao nhất có thể mà động cơ không bị cháy kíc nổ.

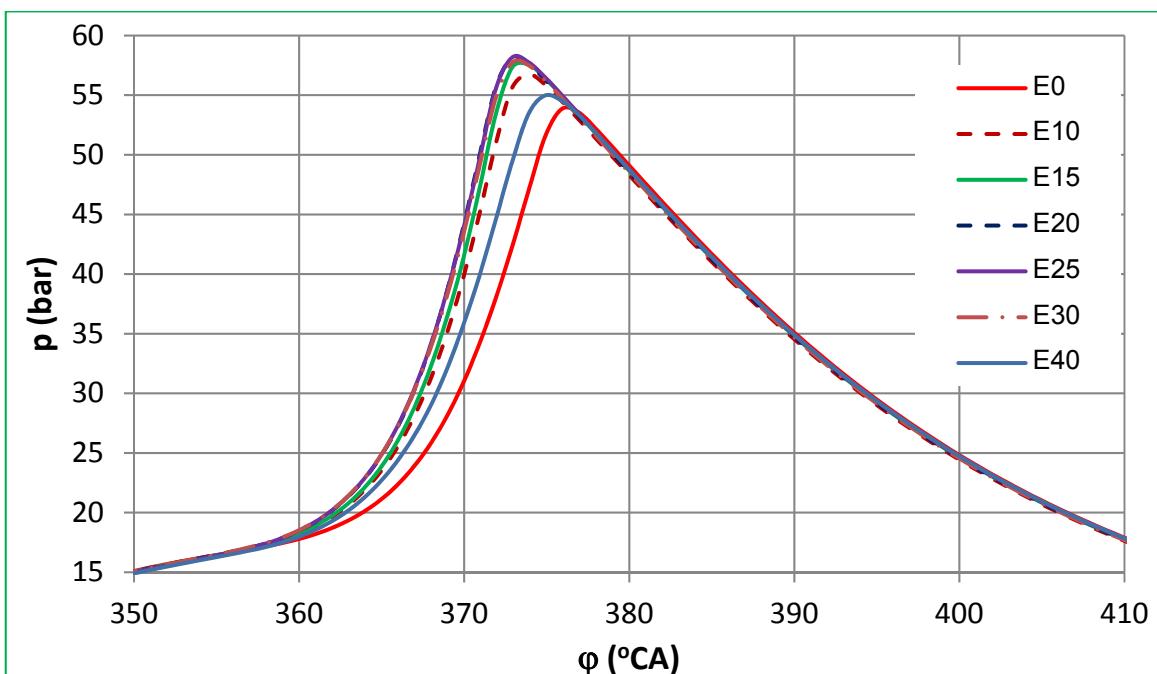
Tốc độ bay hơi của ethanol thấp hơn so với xăng sẽ ảnh hưởng đáng kể đến sự hình thành hòa khí khi phun ethanol-xăng. Hòa khí không đồng nhất dẫn đến quá trình cháy không hoàn toàn, làm giảm hiệu suất động cơ, làm tăng CO, HC và bồ hóng trong khí thải. Vì lý do này mà quá trình phun, bay hơi của nhiên liệu và hình thành hòa khí cần được nghiên cứu trong các điều kiện hoạt động khác nhau để tổ chức quá trình cháy tối ưu.

#### 4.4.1.2. Ảnh hưởng của tỷ lệ ethanol cung cấp đến áp suất buồng cháy và phát thải NOx

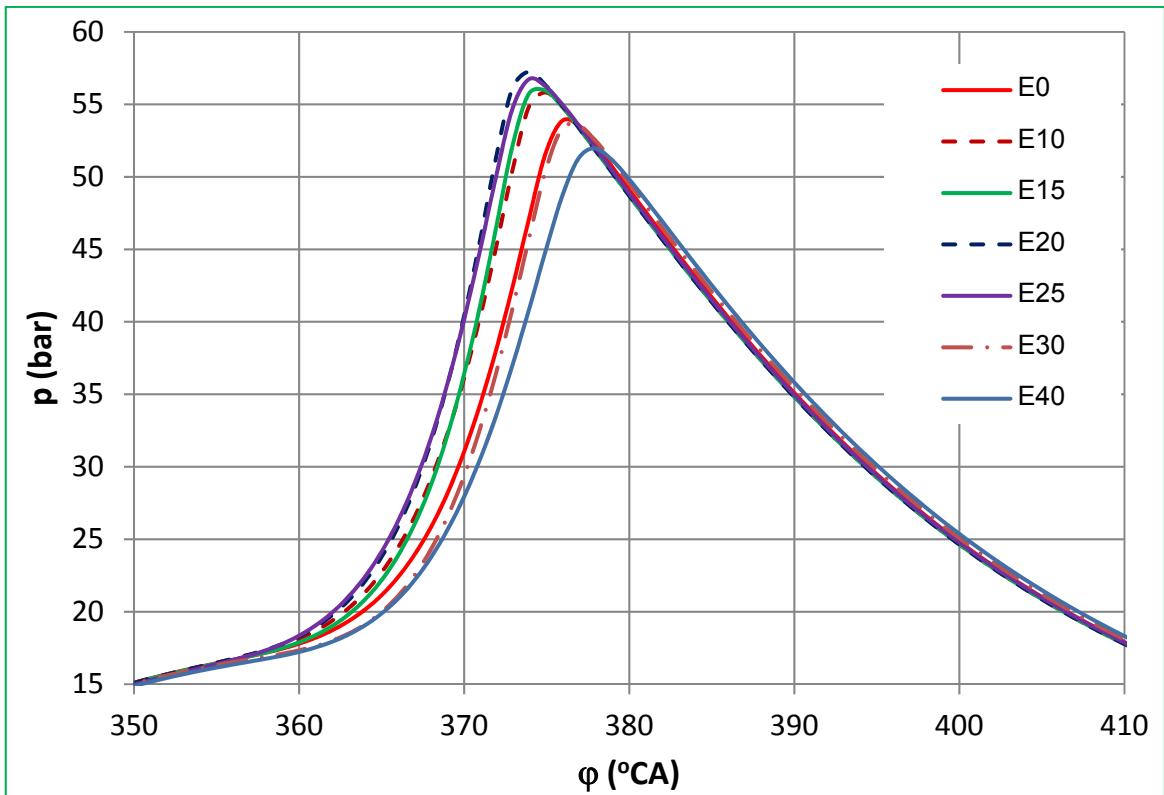
Hình 4.15, Hình 4.16 và Hình 4.17 so sánh diễn biến áp suất buồng cháy khi

phun lần lượt hỗn hợp E10, E15, E20, E25, E30 và E40 ở tốc độ 3250rpm ứng với 3 trường hợp: không thay đổi năng lượng cung cấp, không thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp và không thay đổi hệ số tương đương so với E0. Kết quả cho thấy, khi tăng tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol sẽ làm tăng tốc độ tăng áp suất (giai đoạn cháy nhanh), tăng giá trị áp suất cực đại và tăng phát thải NOx. Diễn biến giá trị áp suất cực đại và nồng độ NOx trên Hình 4.18 cho thấy:

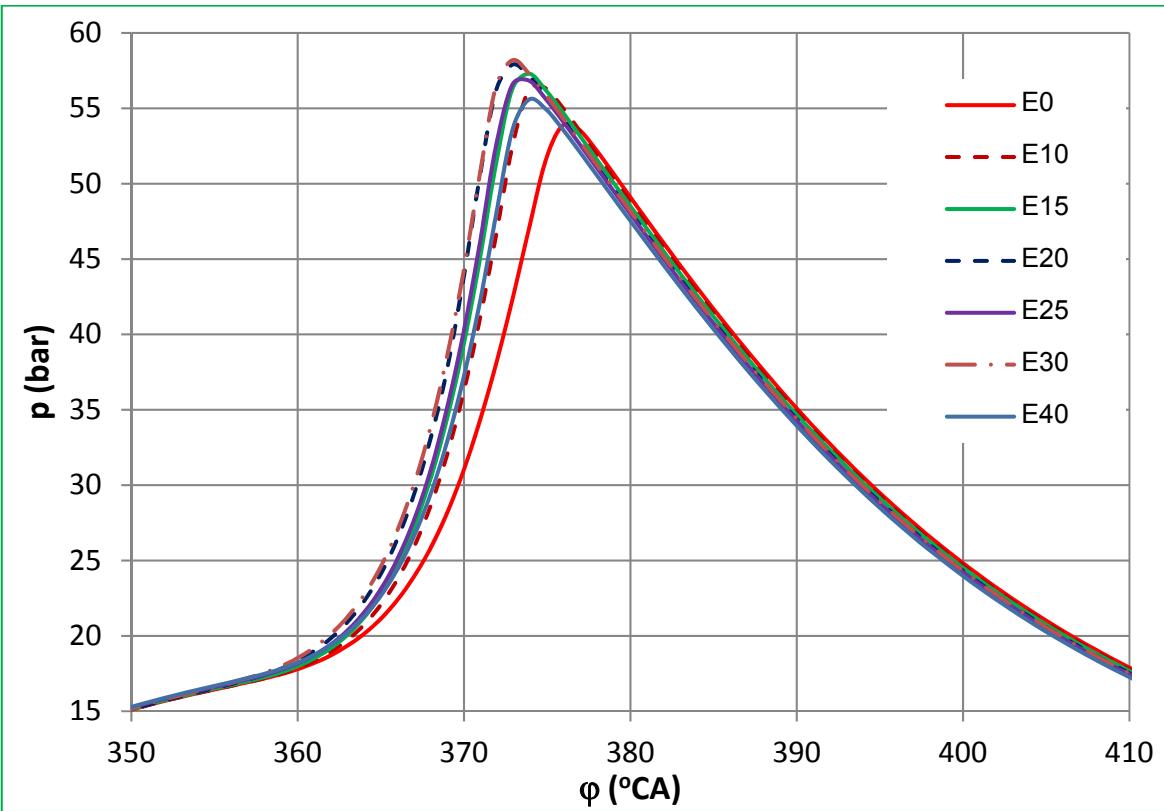
- Trường hợp không thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho chu trình, khi động cơ sử dụng hỗn hợp từ E10 đến E25 có  $p_{max}$  cao hơn so với E0 nhưng từ E30 đến E40  $p_{max}$  lại nhỏ hơn so với E0. Riêng phát thải NOx tăng theo tỷ lệ ethanol, không có dấu hiệu giảm ở tỷ lệ E30 và E40. Lời giải thích là do hòa khí có hệ số tương đương giảm khi tăng tỷ lệ ethanol trong hỗn hợp xăng-ethanol.
- Trường hợp không thay đổi năng lượng cung cấp cho chu trình và không thay đổi hệ số tương đương, áp suất cực đại ( $p_{max}$ ) và NOx khi động cơ sử dụng hỗn hợp xăng-ethanol từ E10 đến E40 đều cao hơn so với E0. Ở tỷ lệ E30, E40 giá trị  $p_{max}$  và nồng độ NOx sẽ giảm trở lại. Lời giải thích là do thời gian phun kéo dài dẫn đến ethanol bay hơi không kịp thời ở tỷ lệ E30 và E40.



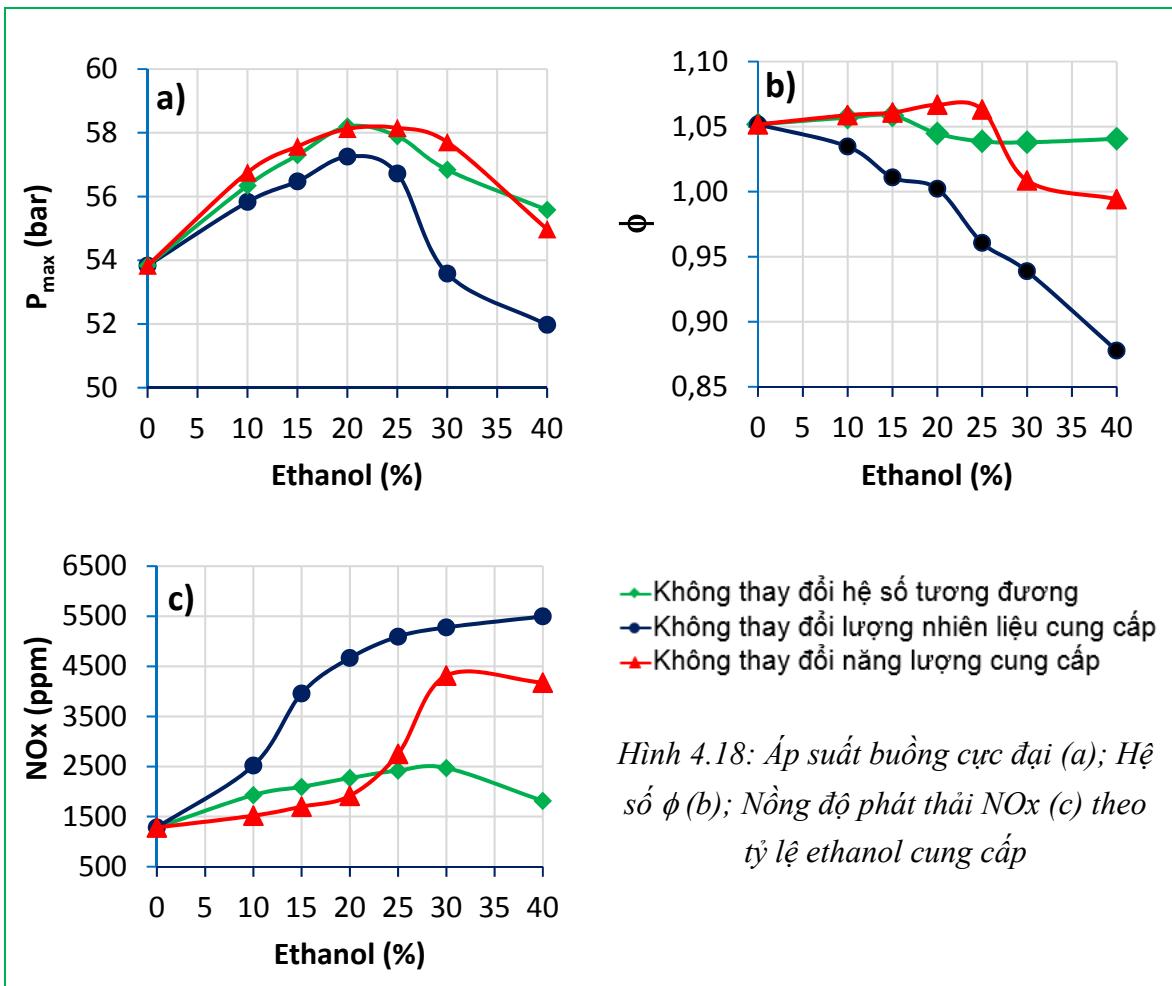
Hình 4.15: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi năng lượng cung cấp



Hình 4.16: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp



Hình 4.17: Diễn biến áp suất buồng cháy trường hợp không thay đổi hệ số tương đương

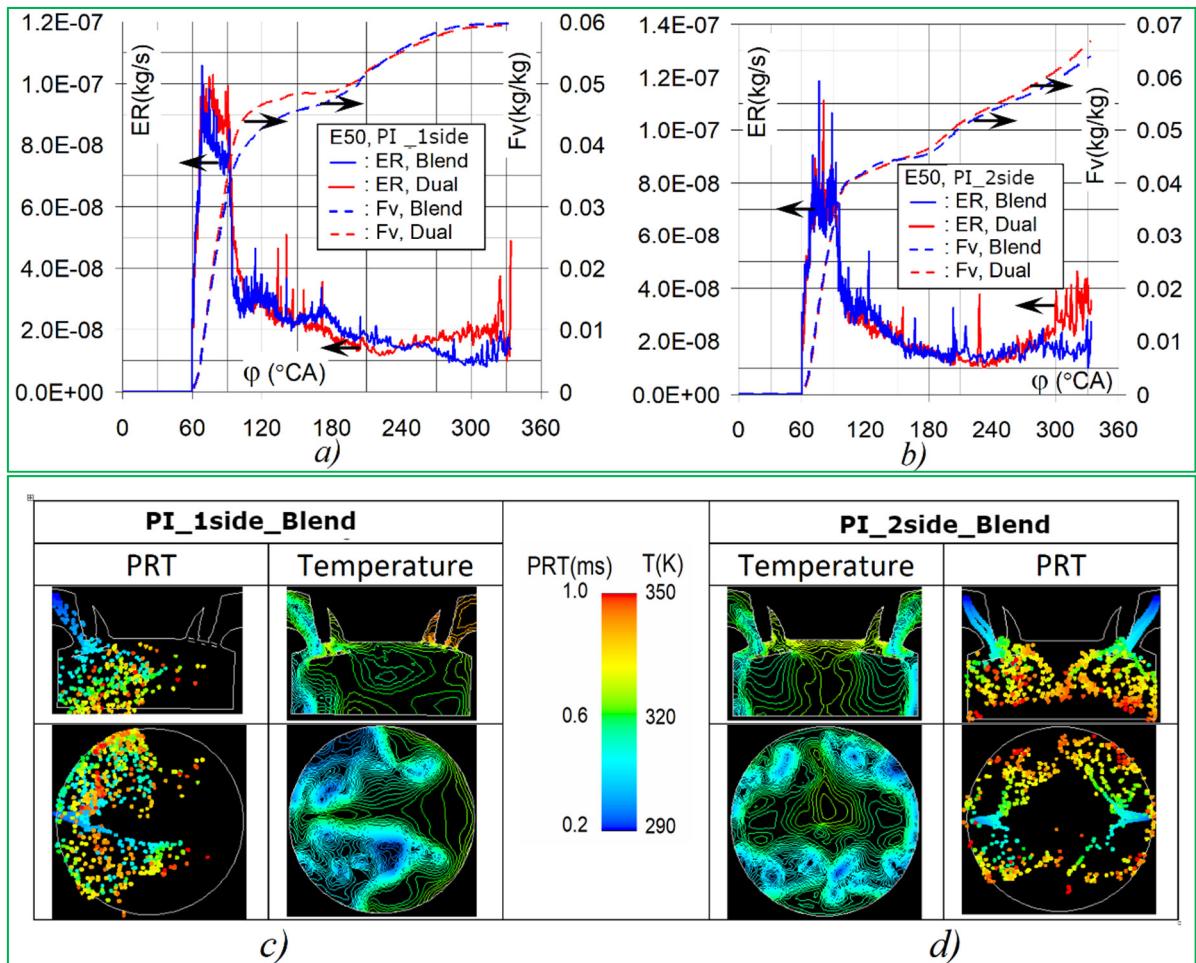


Hình 4.18: Áp suất buồng cực đại (a); Hệ số  $\phi$  (b); Nồng độ phát thải NOx (c) theo tỷ lệ ethanol cung cấp

Như vậy, cần thay đổi giải pháp cung cấp nhiên liệu cho động cơ khi sử dụng nhiên liệu có tỷ lệ ethanol cao (E30, E40) nhằm cải thiện khả năng bay hơi cho ethanol.

#### 4.4.2. So sánh phun hỗn hợp ethanol-xăng và phun riêng rẽ ethanol/xăng trên đường nạp

Hình 4.19a và Hình 4.19b thể hiện kết quả của phun hỗn hợp xăng-ethanol, phun riêng rẽ xăng/ethanol lần lượt trên đường nạp 1 phía (PI\_1\_side) và trên đường nạp 2 phía (PI\_2\_side) với cùng tỷ lệ E50, ở tốc độ động cơ 2000 rpm. Để nhận thấy, trong cả 4 trường hợp nồng độ hơi nhiên liệu tăng tuyến tính với góc quay trực khuỷu trong khoảng thời gian phun.



Hình 4.19: So sánh giữa phun riêng rẽ và phun hỗn hợp trên đường nạp  
Tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu E50 ứng với PI 1 phía (a) và 2 phía (b)  
( $n=2000\text{rpm}$ ,  $T_{kn}=320\text{K}$ ,  $\varphi_i=60^\circ\text{CA}$ ); Phân bố các giọt nhiên liệu và nhiệt độ hòa khí ứng  
với PI E50 hỗn hợp 1 phía (c) và 2 phía (d) ở góc quay  $54^\circ\text{CA}$  ( $n=4000\text{rpm}$ ,  $T_{kn}=320\text{K}$ ,  
 $\varphi_i=30^\circ\text{CA}$ )

Trường hợp phun trên đường nạp 1 phía, các giọt nhiên liệu sẽ tập trung ở một nửa xilanh nên khi bay hơi sẽ làm giảm nhiệt độ khí nạp cục bộ. Trong thời gian phun, tốc độ bay hơi của phun riêng rẽ cao hơn so với phun nhiên liệu hỗn hợp, dẫn đến nồng độ hơi nhiên liệu vào cuối quá trình nạp khi phun riêng rẽ cao hơn so với phun hỗn hợp. Mặc dù vậy, nồng độ hơi nhiên liệu vào cuối quá trình nén đạt xấp xỉ cùng một giá trị khi phun hỗn hợp và khi phun riêng rẽ. Hơn nữa, vì phần lớn nhiên liệu đã bay hơi trong quá trình nạp nên hòa khí khi phun riêng rẽ đồng nhất hơn so với phun hỗn hợp. Các kết quả phù hợp với các dữ liệu thực nghiệm của Venugopal Thangavel và cộng sự [95], hiệu suất nhiệt và mô men có ích của động cơ là tốt hơn

khi phun riêng rẽ ethanol/xăng so với phun hỗn hợp xăng-ethanol.

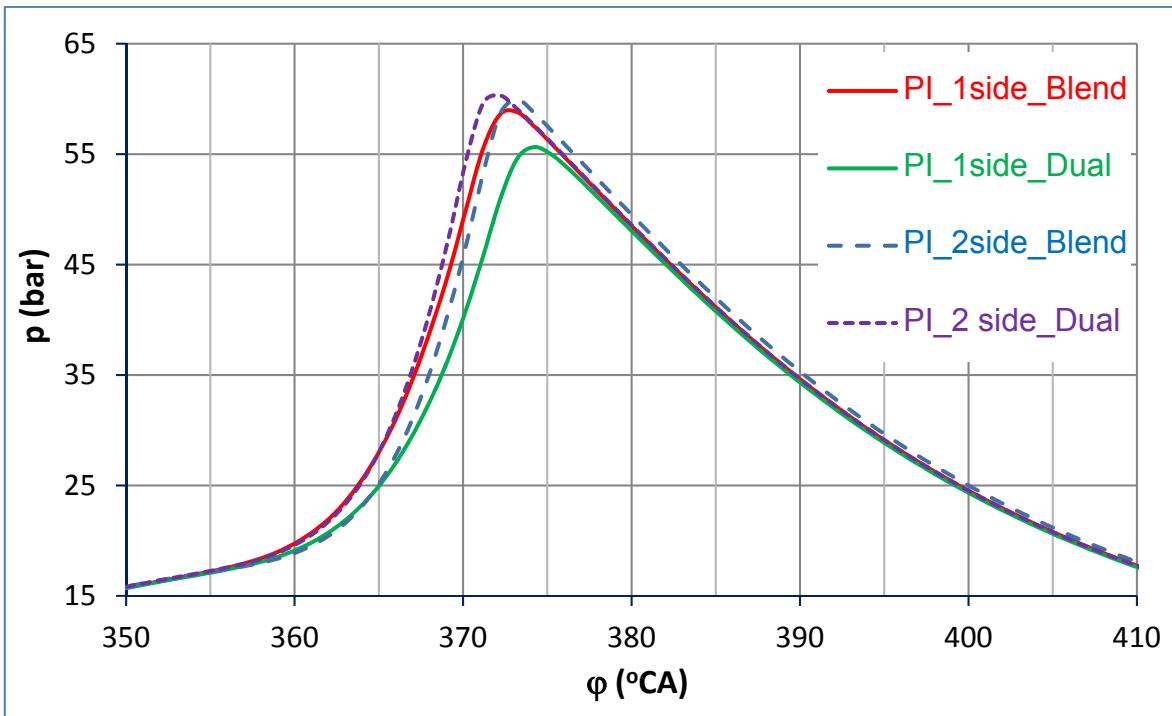
Trường hợp phun 2 phía, các giọt nhiên liệu nhanh chóng khuếch tán trong toàn bộ không gian xilanh dẫn đến nhiệt độ hòa khí đồng đều hơn (Hình 4.19d). Tốc độ bay hơi trung bình khi phun riêng rẽ và phun hỗn hợp gần như bằng nhau trong khoảng thời gian phun. Kết quả là, diễn biến nồng độ hơi nhiên liệu gần giống nhau trong quá trình nạp khi cùng quy luật phun nhưng nồng độ hơi nhiên liệu ở cuối quá trình nén khi phun riêng rẽ cao hơn khoảng 4% so với phun hỗn hợp (Hình 4.19b).

Đáng chú ý là ở cùng điều kiện vận hành, nồng độ hơi nhiên liệu ở cuối quá trình nén khi PI 2 phía cao hơn khoảng 10% so với PI 1 phía. Điều này một phần là do sự khác biệt trong cơ chế truyền nhiệt. Trong trường hợp PI 1 phía, sự truyền nhiệt từ không khí tới các giọt nhiên liệu chỉ xảy ra ở một nửa xilanh phía phun nhiên liệu. Sự giảm nhiệt độ cục bộ làm chậm tốc độ bay hơi như trên Hình 4.19c. Trong trường hợp PI 2 phía, các giọt nhiên liệu khuếch tán vào toàn bộ không gian xilanh, giúp cải thiện sự truyền nhiệt giữa không khí đến các giọt và cải thiện tốc độ bay hơi.

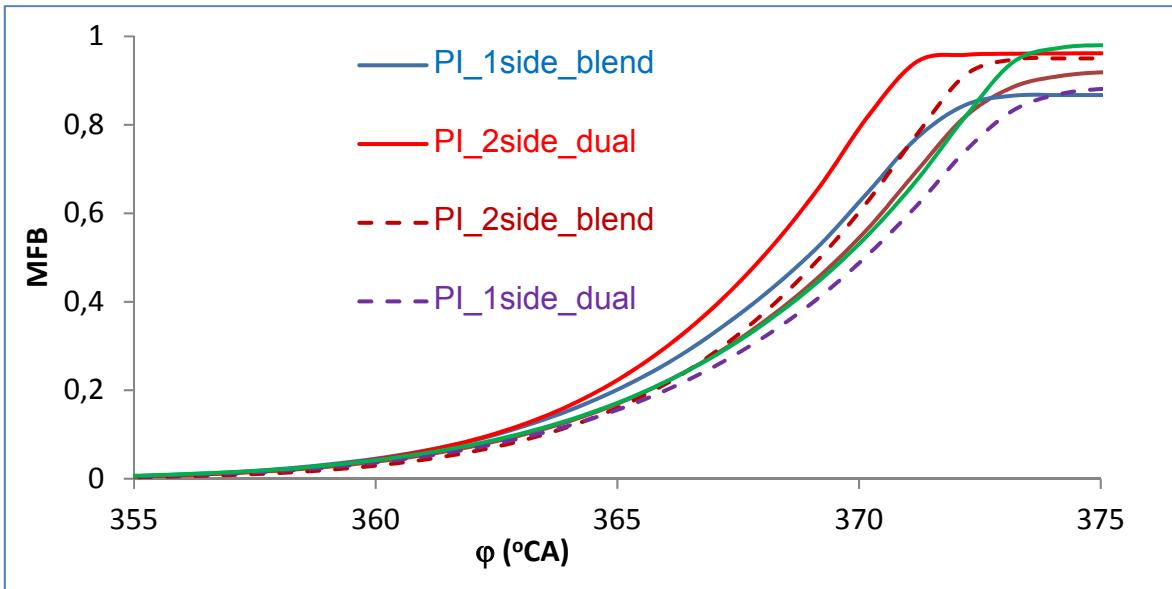
Bảng 4-8 cho thấy, hòa khí ứng với PI\_1side\_Brand có hệ số tương đương trung bình lớn nhất ( $\phi=0,99$ ), tiếp đến là hòa khí của PI\_1side\_Dual với  $\phi=0,97$  và xếp thứ ba là hai trường hợp phun trên đường nạp 2 phía có hệ số tương đương như nhau ( $\phi=0,95$ ). Như vậy so với phun 1 phía, khi phun nhiên liệu 2 phía sẽ cho hòa khí nhạt hơn và đồng nhất hơn nhờ cải thiện hệ số nạp.

*Bảng 4-8: Hệ số  $\phi$ , áp suất cực đại và NOx theo cấu hình phun nhiên liệu*

| Ký hiệu        | Cấu hình phun                                                         | Hệ số $\phi$ | p <sub>max</sub> (bar) | NOx (ppm) |
|----------------|-----------------------------------------------------------------------|--------------|------------------------|-----------|
| PI_1side_Dual  | Phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 1 phía sử dụng 2 vòi phun   | 0,97         | 55,64                  | 1424      |
| PI_1side_Brand | Phun hỗn hợp xăng -ethanol trên đường nạp 1 phía sử dụng 1 vòi phun   | 0,99         | 58,81                  | 1351      |
| PI_2side_Brand | Phun hỗn hợp xăng - ethanol trên đường nạp 2 phía sử dụng 2 vòi phun  | 0,95         | 59,94                  | 1678      |
| PI_2side_Dual  | Phun riêng rẽ xăng - ethanol trên đường nạp 2 phía sử dụng 2 vòi phun | 0,95         | 60,31                  | 2262      |



Hình 4.20: Biểu đồ áp suất buồng cháy theo cấu hình phun nhiên liệu



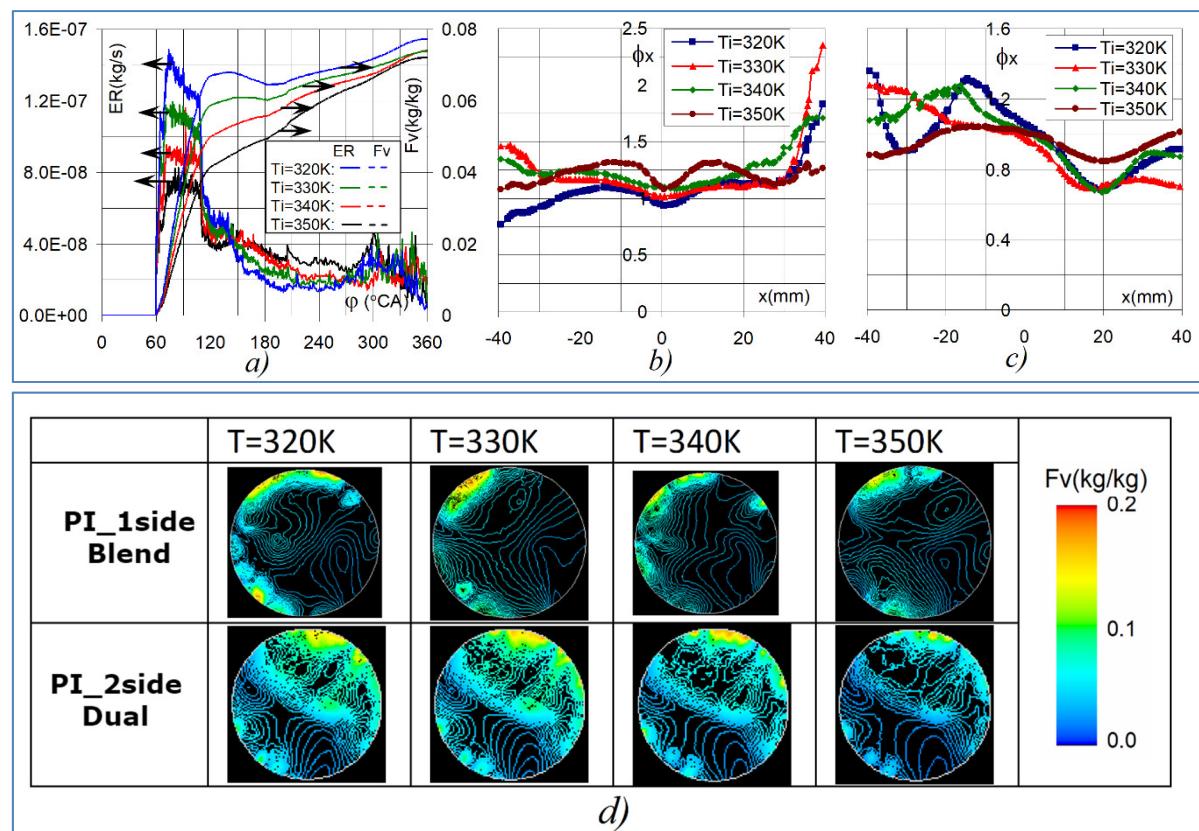
Hình 4.21: Biểu đồ tỷ lệ cháy (MFB) theo cấu hình phun nhiên liệu

Biểu đồ áp suất buồng cháy trên Hình 4.20 và biểu đồ tỷ lệ cháy trên Hình 4.21 cho thấy, hòa khí đồng nhất hơn khi phun 2 phía đã dẫn đến tốc độ cháy lớn hơn so với phun 1 phía. PI\_2side\_Brand và PI\_2side\_Dual cho áp suất cháy cực đại lớn nhất ( $p_{max} \approx 60$  bar), trong khi PI\_1side\_Brand có  $p_{max} \approx 58$  bar và PI\_1side\_Dual có  $p_{max} \approx 56$  bar. Tuy nhiên, hòa khí nhạt khi phun 2 phía bất lợi hơn so với phun 1 phía về

phát thải NOx. Khí cháy của PI\_2side\_Brand và PI\_2side\_Dual có NOx lần lượt là 1678 và 2262 ppm, trong khi PI\_1side\_Brand và PI\_1side\_Dual có NOx lần lượt là 1351 và 1424 ppm (Bảng 4-8).

#### 4.4.2.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ không khí

Tốc độ bay hơi của các giọt nhiên liệu phụ thuộc vào sự chênh lệch giữa nhiệt độ không khí và nhiệt độ giọt nhiên liệu và hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa chúng. Khi nhiệt độ không khí tăng lên hoặc tốc độ tương đối của không khí và các giọt tăng lên, truyền nhiệt từ không khí đến các giọt tăng, dẫn đến sự gia tăng tốc độ bay hơi.



Hình 4.22: Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu đến bay hơi khi phun hỗn hợp trên đường nạp 2 phía (a); biến thiên hệ số tương đương  $\phi_x$  tại mặt cắt ngang  $y=0$  khi phun riêng rẽ (b) và khi phun hỗn hợp (c); Ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu đến phân bố nồng độ hơi nhiên liệu trên mặt cắt ngang  $y = 0$  ở  $330^\circ CA$  (d) ( $n = 3000 rpm, E50$ )

Hình 4.22a thể hiện ảnh hưởng của nhiệt độ ban đầu ( $T_i$ ) đến tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu trong xilanh. Kết quả cho thấy, khi  $T_i$  tăng từ 320 lên 350K, tốc độ bay hơi tăng khoảng 1,8 lần trong khoảng thời gian phun và nồng độ hơi nhiên liệu tăng khoảng 5% ở cuối quá trình nén. Điều này một phần là  $T_i$  tăng dẫn đến tăng

lượng nhiên liệu bay hơi trong quá trình nạp, đồng nghĩa làm giảm lượng nhiên liệu bay hơi trong quá trình nén. Do đó, tính đồng nhất của hòa khí được tăng cường nhờ gia tăng thời gian hòa trộn giữa hơi nhiên liệu và không khí.

Hình 4.22d thể hiện các đường đồng mức nồng độ hơi trên mặt cắt ngang xilanh tại vị trí gần bugi ( $y=0$ ) ở cuối quá trình nén. Kết quả cho thấy, hòa khí trở nên đồng nhất hơn khi tăng  $T_i$  và khu vực giàu hơi nhiên liệu phân bố gần thành xilanh. Kết quả này phù hợp với thử nghiệm của Longfei Chen và cộng sự [32], họ cho rằng nhiên liệu có hàm lượng ethanol càng cao sẽ tạo ra hòa khí ít đồng nhất hơn, sự đồng nhất của hòa khí được cải thiện khi làm nóng động cơ.

Trong trường hợp PI 2 phía, hòa khí trên mặt cắt ngang được chia thành khu vực nghèo và giàu nhiên liệu. Diện tích khu vực giàu nhiên liệu sẽ giảm khi  $T_i$  tăng. Trong trường hợp PI 1 phía, các vùng giàu được tìm thấy gần thành xilanh và chỉ tập trung về phía đặt vòi phun. Vùng hòa khí giàu nhiên liệu ở thành xilanh sẽ biến mất dần khi tăng  $T_i$  (Hình 4.22d). Các kết quả tương tự đã được Changming Gong và cộng sự công bố [45]. Đây là nguyên nhân chính làm tăng phát thải khí độc hại khi gia tăng hàm lượng ethanol trong nhiên liệu [32].

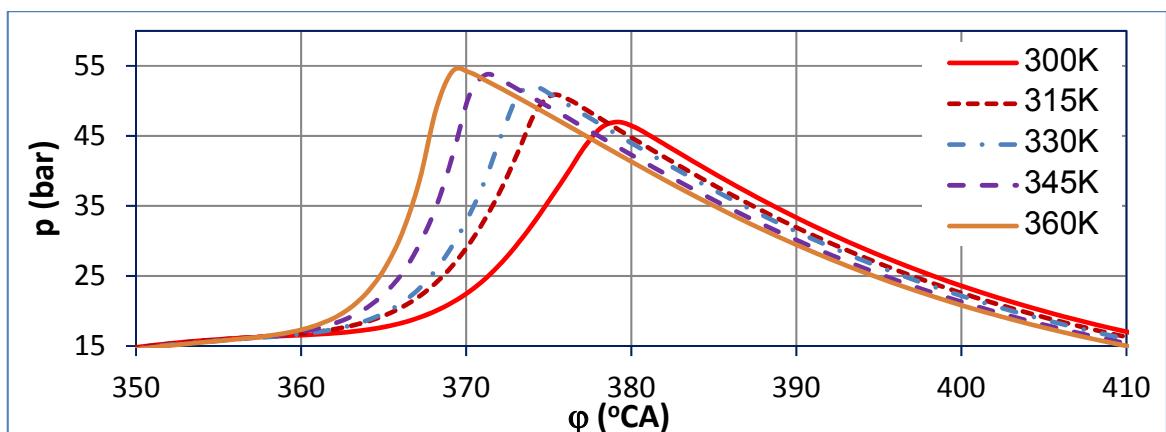
Hình 4.22b và hình Hình 4.22c thể hiện sự thay đổi hệ số tương đương  $\phi_x$  theo phương x (phương bô trí đường nạp) trên mặt cắt ngang  $y = 0$  ở góc quay  $330^\circ$ CA trong trường hợp PI nạp 1 phía và PI 2 phía. Trong trường hợp PI 1 phía hỗn hợp xăng-ethanol,  $\phi_x$  có giá trị cao trong khu vực gần phía phun nhiên liệu (Hình 4.22c). Trong trường hợp PI 2 phía riêng rẽ xăng/ethanol,  $\phi_x$  có giá trị cao trong khu vực gần phía phun ethanol (Hình 4.22b). Sự sai khác giá trị  $\phi_x$  ở phía phun xăng và phía phun ethanol khoảng 20% ở  $T_i=350K$  nhưng nó đạt tới 70% ở  $T_i=320K$ .

Nhiệt độ không khí cao là thuận lợi để có hòa khí đồng nhất tại thời điểm đánh lửa. Yuhan Huang và cộng sự [110] quan sát thấy rằng ethanol bay hơi chậm hơn so với xăng trong môi trường nhiệt độ thấp (315K), nhưng ethanol đạt đến tốc độ bay hơi tương tự với xăng trong môi trường nhiệt độ cao (375K). Điều này cho thấy, việc phun ethanol chỉ nên được áp dụng trong môi trường động cơ có nhiệt độ cao. Một giải pháp được đề xuất bởi Mohamed Nour và cộng sự [79] là phun ethanol vào ống

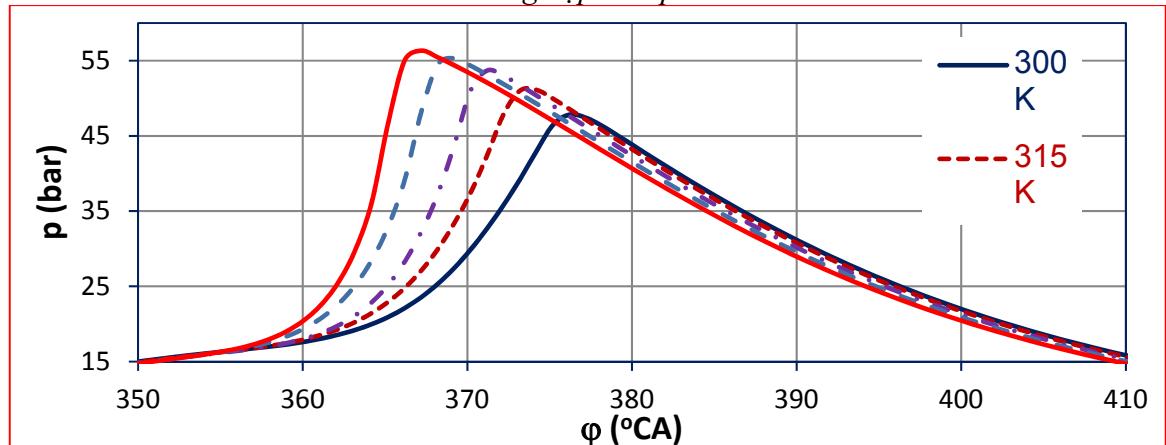
xả có nhiệt độ cao để ethanol bay hơi vào trong xilanh khi nắp xả mở ra trong quá trình nạp.

Hình 4.23 và Hình 4.24 thể hiện diễn biến áp suất buồng cháy theo nhiệt độ không khí nạp ( $T_{kn}$ ) ứng với nhiên liệu E10 và E40. Kết quả cho thấy, khi tăng nhiệt độ khí nạp sẽ làm tăng tốc độ tăng áp suất và giá trị áp suất cực đại ( $p_{max}$ ). Áp suất cực đại gần như tăng tuyến tính so với nhiệt độ không khí nạp, với mức tăng trung bình khoảng 2bar/15K trong khoảng  $T_k=300-360K$  (Hình 4.25).

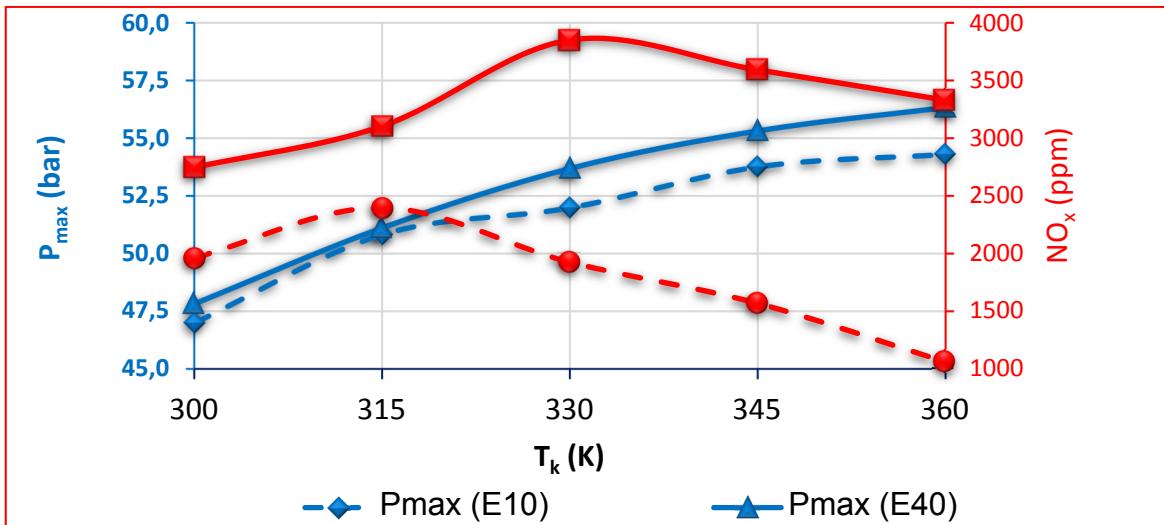
Điểm đáng chú ý là ảnh hưởng của  $T_{kn}$  đến tốc độ cháy của hòa khí E40 lớn hơn so với E10. Tốc độ tăng  $p_{max}$  của hòa khí E40 và E10 khi  $T_{kn}$  tăng từ 300 lên 315K gần bằng nhau khoảng 3,4 bar/15K nhưng khi  $T_{kn}$  tăng từ 315 lên 360K thì tốc độ tăng  $p_{max}$  của E40 (1,7bar/15K) cao hơn so với E10 (1,2bar/15K).



Hình 4.23: Diễn biến áp suất cháy theo nhiệt độ khí nạp ứng với nhiên liệu E10 phun trên đường nạp từ 1 phía



Hình 4.24: Diễn biến áp suất cháy theo nhiệt độ khí nạp ứng với nhiên liệu E40 phun trên đường nạp từ 1 phía



Hình 4.25: Diễn biến áp suất cực đại  $p_{max}$  và nồng độ NO<sub>x</sub> theo nhiệt độ khí nạp ứng với PI I phia hỗn hợp E10 và E40 ở 3250 rpm

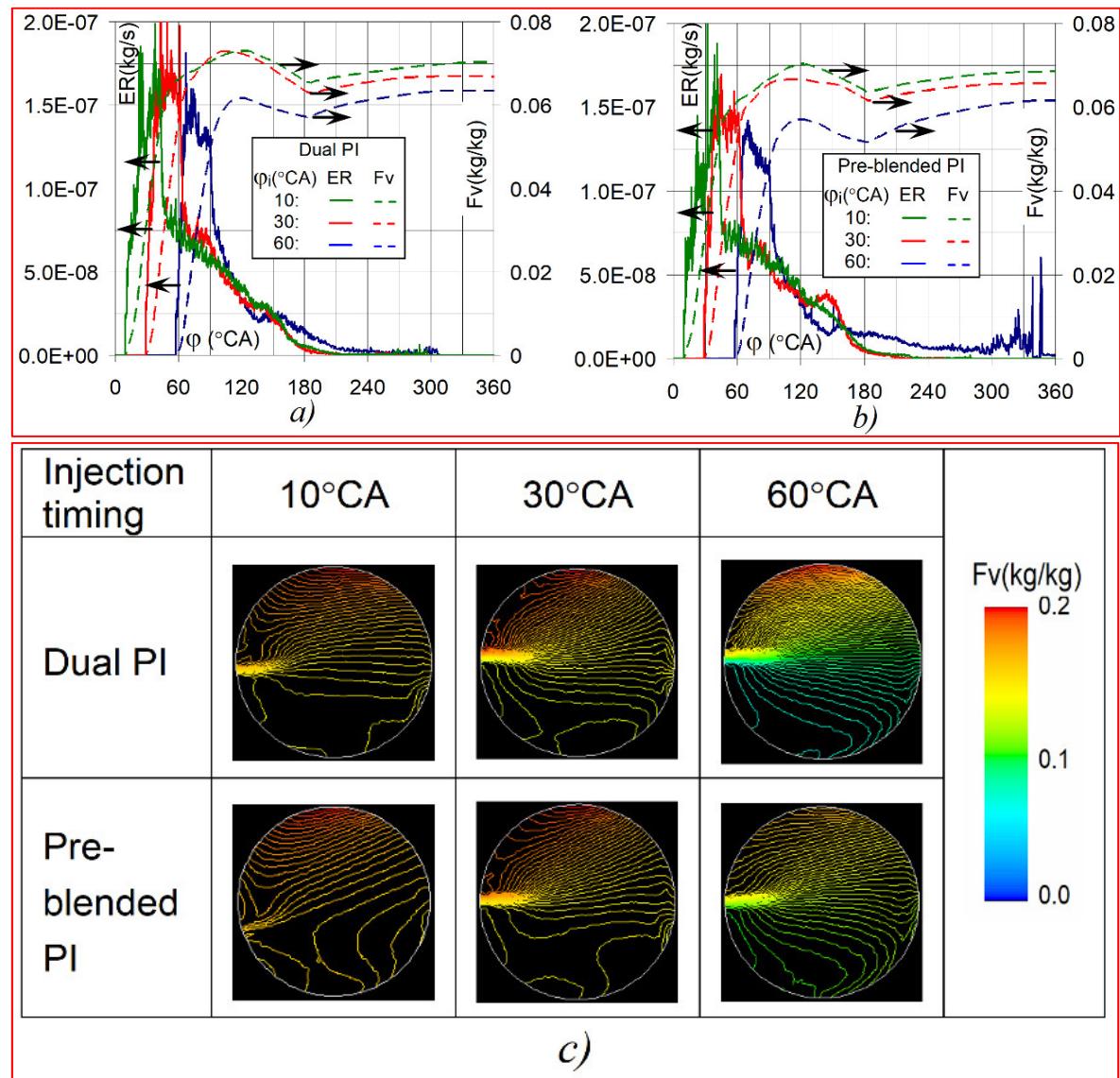
Hình 4.25 cũng cho thấy, ngoài lợi thế có  $p_{max}$  lớn thì khi tăng  $T_{kn}$  ở mức trên 315K đối với E10 và trên 330K đối với E40 sẽ giảm phát thải NO<sub>x</sub> (do hòa khí giàu nhiên liệu hơn và đồng nhất hơn). Việc làm này có thể dẫn đến cháy kích nổ ở hòa khí E10 nhưng sẽ không xảy ra ở hòa khí E40 nhờ ethanol có tính chống kích nổ tốt.

#### 4.4.2.2. Ảnh hưởng của thời điểm phun và tốc độ động cơ

Sự đồng nhất của hòa khí không chỉ phụ thuộc vào tốc độ truyền nhiệt giữa không khí với các giọt nhiên liệu mà còn phụ thuộc vào thời gian của quá trình hòa trộn. Phun muộn làm rút ngắn thời gian bay hơi dẫn đến sự không đồng nhất của hòa khí tăng lên.

Hình 4.26 thể hiện ảnh hưởng của thời điểm phun đến tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu trong trường hợp phun hỗn hợp và phun riêng rẽ ở các thời điểm phun ( $\varphi_i$ ) ứng với 10°CA, 30°CA và 60°CA. Kết quả cho thấy, tốc độ bay hơi trung bình ứng với  $\varphi_i=30^\circ\text{CA}$  cao hơn so với  $\varphi_i=10^\circ\text{CA}$  và  $\varphi_i=60^\circ\text{CA}$ . Tốc độ không khí trên đường nạp và trong xilanh thay đổi theo góc quay trực khuỷu là lý do để giải thích. Khi phun sớm bay hơi xảy ra trong giai đoạn piston tăng tốc, khi phun muộn bay hơi xảy ra trong giai đoạn piston giảm tốc. Thời điểm phun tối ưu là trong giai đoạn piston có tốc độ cao, điều này làm tăng hệ số truyền nhiệt đối lưu giữa các giọt nhiên liệu với không khí. Bên cạnh đó, nồng độ hơi nhiên liệu cũng phụ thuộc vào thời gian bay hơi. Thời gian bay hơi dài hơn sẽ thu được nồng độ hơi nhiên liệu

cao hơn vào cuối quá trình nén. Cụ thể, vào cuối quá trình nén, nồng độ hơi nhiên liệu thấp hơn khoảng 10% khi phun ở  $60^{\circ}\text{CA}$  so với thời điểm phun ở  $10^{\circ}\text{CA}$  cho cả trường hợp PI hỗn hợp cũng như PI riêng rẽ (Hình 4.26a và Hình 4.26b).



Hình 4.26: Ảnh hưởng của thời điểm phun đến quá trình bay hơi trong trường hợp phun riêng rẽ (a) và phun hỗn hợp (b); phân bố nồng độ hơi ứng với thời điểm phun 10, 30 và  $60^{\circ}\text{CA}$  (c) ( $n = 2000\text{rpm}$ , E25)

Hình 4.26c thể hiện phân bố hơi nhiên liệu trên mặt cắt ngang gần vị trí đánh lửa ( $y=0$ ) ở  $330^{\circ}\text{CA}$  ứng với các thời điểm phun  $10^{\circ}\text{CA}$ ,  $30^{\circ}\text{CA}$  và  $60^{\circ}\text{CA}$ . Nhìn chung, tính đồng nhất của hòa khí được cải thiện đáng kể khi phun sớm. Ở cùng tốc độ động cơ, nếu việc phun được bắt đầu sớm hơn, thời gian hòa trộn hơi nhiên liệu với không khí sẽ dài hơn, dẫn đến hòa khí đồng nhất hơn trong toàn bộ không gian

xilanh. Sự phân bố hơi nhiên liệu chỉ hơi khác một chút ở thời điểm phun  $10^{\circ}\text{CA}$  so với  $30^{\circ}\text{CA}$ , nhưng trở nên đáng kể ở thời điểm phun  $60^{\circ}\text{CA}$ . Vì vậy, để cải thiện tính đồng nhất của hòa khí, thời điểm phun nên bắt đầu càng sớm càng tốt.

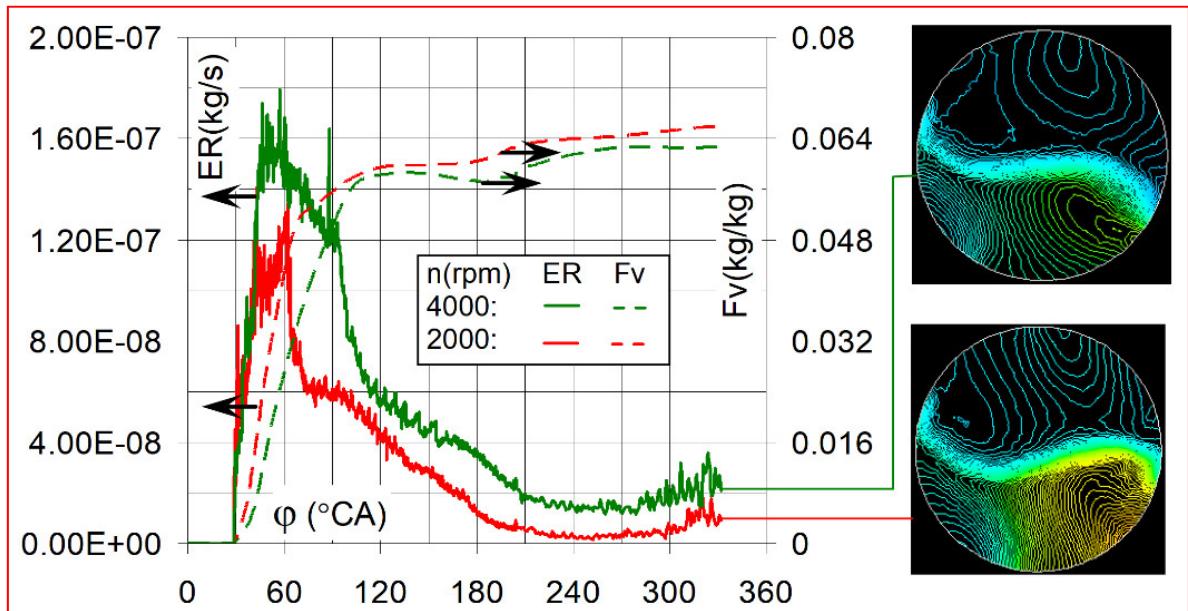
Như đã phân tích, tốc độ bay hơi của nhiên liệu phụ thuộc vào chuyển động của không khí trong xilanh. Do đó, khi tốc độ động cơ thay đổi sẽ làm thay đổi tốc độ chuyển động của không khí trong xilanh, dẫn đến thay đổi tốc độ bay hơi của nhiên liệu. Quá trình phun cần diễn ra cùng lúc xupáp nạp được mở và piston chuyển động đi xuống hút không khí nạp vào xilanh. Chuyển động rối của dòng khí nạp làm tăng mức độ truyền nhiệt đối lưu giữa không khí với các giọt nhiên liệu. Điều này làm tăng tốc độ bay hơi của nhiên liệu và cải thiện hiệu quả nạp cho động cơ.

Hình 4.27 thể hiện diễn biến tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu ở tốc độ động cơ 2000rpm và 4000rpm khi PI 2 phía riêng rẽ xăng/ethanol có tỷ lệ E25. Diễn biến tốc độ bay hơi cho thấy, trong điều kiện cùng nhiệt độ không khí nạp, tốc độ bay hơi trung bình tăng khoảng 50% ở tốc độ động cơ 4000rpm so với ở tốc độ 2000rpm.

Cần chú ý, khoảng thời gian phun (s) là như nhau nhưng khoảng góc phun ( $^{\circ}\text{CA}$ ) là gấp đôi ở  $n=4000\text{rpm}$  so với  $n=2000\text{rpm}$ . Quá trình phun nhiên liệu sẽ diễn ra trong khoảng  $30-60^{\circ}\text{CA}$  ứng với tốc độ 2000rpm và trong khoảng  $30-90^{\circ}\text{CA}$  ứng với tốc độ 4000rpm. Trong quá trình phun, tốc độ bay hơi giảm theo góc quay  $\varphi$  ở  $n=4000\text{rpm}$ , trong khi tốc độ bay hơi lại tăng theo góc quay  $\varphi$  ở  $n=2000\text{rpm}$ . Điều này liên quan đến sự thay đổi tốc độ piston như một hàm của góc quay  $\varphi$ . Mặc dù tốc độ bay hơi cao hơn nhưng nồng độ hơi ở cuối quá trình nén ở  $n=4000\text{rpm}$  lại thấp hơn so với  $n=2000\text{rpm}$  do thời gian bay hơi ngắn hơn. Cụ thể, nồng độ hơi nhiên liệu giảm 5% khi tăng tốc độ động cơ từ 2000 lên 4000rpm. Tuy nhiên, cường độ rối tăng lên khi tăng tốc độ động cơ, dẫn đến cải thiện tính đồng nhất của hòa khí ở tốc độ động cơ  $n=4000\text{rpm}$ . Điều này có thể được nhìn thấy rõ ràng khi so sánh phân bố nồng độ hơi nhiên liệu trên mặt cắt ngang  $y = 0$  tại  $330^{\circ}\text{CA}$  ứng với  $n=2000\text{rpm}$  và  $n=4000\text{rpm}$  (Hình 4.27).

Tăng tốc độ động cơ khiến mức độ chuyển động rối của không khí nạp cao hơn, dẫn đến nâng cao sự đồng nhất hòa khí nhưng do thời gian phun kéo dài khi tăng

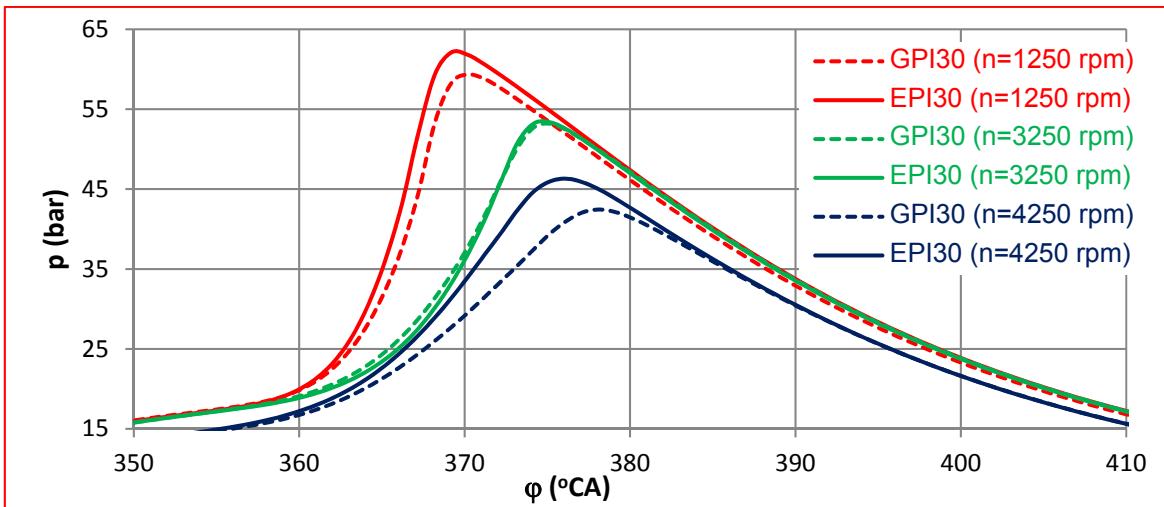
tốc độ động cơ nên liệu hầu như không thể bay hơi hoàn toàn trước khi đóng xupáp nạp. Do đó, khi tốc độ động cơ tăng, thời điểm phun phải được bắt đầu sớm hơn.



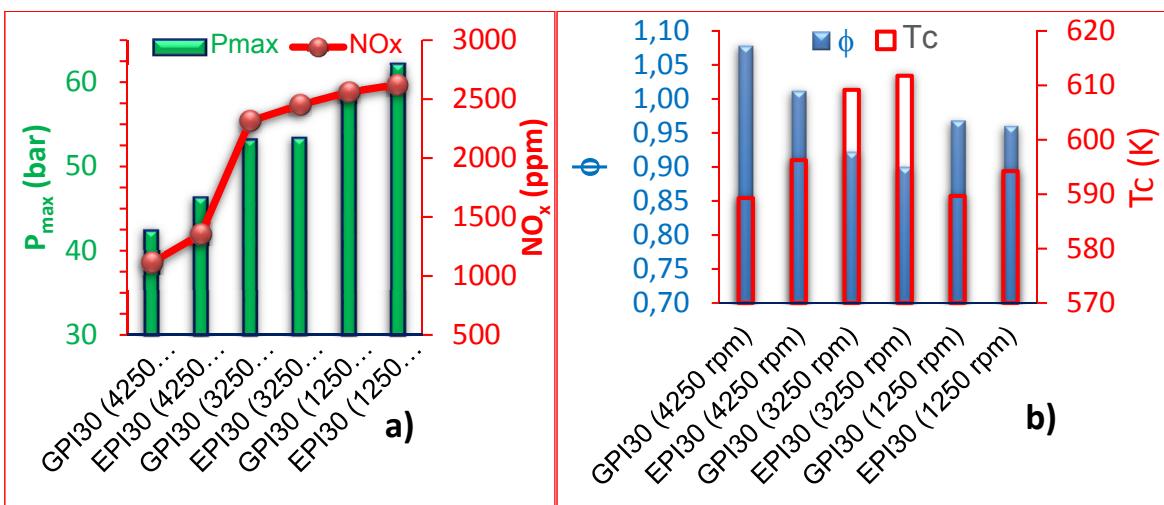
Hình 4.27: Ảnh hưởng của tốc độ động cơ đến quá trình bay hơi và hình thành hóa khí (E25, phun riêng rẽ trên đường nạp 2 phía)

Hình 4.28 và Hình 4.29 thể hiện diễn biến áp suất buồng cháy, giá trị áp suất cực đại ( $p_{max}$ ) và nồng độ phát thải NOx của động cơ theo thời điểm phun ethanol và tốc độ động cơ ứng với PI 1 phía riêng rẽ xăng/ethanol. Trong trường hợp EPI30, ethanol phun ở  $30^\circ\text{CA}$ , xăng sẽ phun sau khi kết thúc phun ethanol. Còn trường hợp GPI30, xăng phun ở  $30^\circ\text{CA}$ , ethanol sẽ phun sau khi kết thúc phun xăng.

Kết quả cho thấy, ngoại trừ ở tốc độ trung bình (3250 rpm) không có sự khác biệt đáng kể về diễn biến áp suất buồng cháy khi hoán đổi thời điểm phun ethanol và xăng. Còn ở tốc độ thấp (1250 rpm) và tốc độ cao (4250 rpm), có sự tách biệt rõ ràng về diễn biến áp suất buồng cháy khi hoán đổi thời điểm phun ethanol với xăng. Xu hướng thấy rõ, tốc độ cháy của hòa khí khi phun ethanol sớm (EPI30) cao hơn so với khi phun xăng sớm (GPI30), hòa khí ứng với EPI30 có  $p_{max}$  lớn hơn so với GPI30. Đồng thời, hòa khí EPI30 phát thải NOx cao hơn chút ít so với hòa khí GPI30 (Hình 4.29a).



Hình 4.28: Biểu đồ áp suất buồng cháy theo thời điểm phun ethanol và tốc độ động cơ



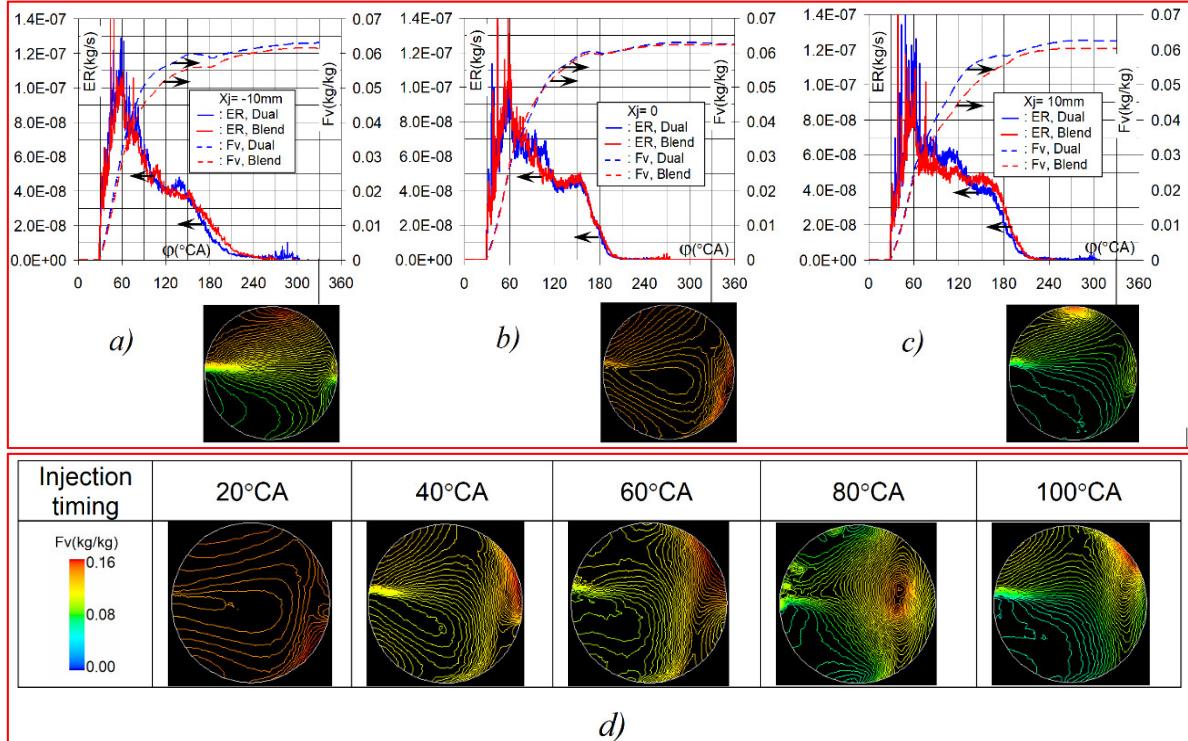
Hình 4.29: Giá trị áp suất cực đại ( $P_{max}$ ), phát thải NOx (a); hệ số tương đương  $\phi$  và nhiệt độ cuối quá trình nén  $T_c$  (b) theo thời điểm phun ở tốc độ 1250, 3250 và 4250 rpm

Kết quả biểu đồ áp suất buồng cháy, giá trị  $P_{max}$  và phát thải NOx ở trên là do hòa khí EPI30 đồng nhất hơn, nghèo hơn và có nhiệt độ cao hơn so với hòa khí GPI30 (Hình 4.29b), nhờ ethanol dễ dàng bay hơi khi phun sớm trên đường nạp. Đặc điểm này của ethanol càng rõ hơn khi động cơ hoạt động ở tốc độ thấp (1250 rpm) và tốc độ cao (4250 rpm). Ở tốc độ thấp dòng khí nạp có động năng rối thấp, còn ở tốc độ cao thời gian bay hơi ngắn khiến ethanol khó bay hơi kịp khi phun muộn.

#### 4.4.3. So sánh phun trực tiếp và phun trên đường nạp

Hình 4.30 thể hiện ảnh hưởng của vị trí vòi phun đến tốc độ bay hơi và hình thành hòa khí khi phun trực tiếp hỗn hợp xăng-ethanol (DI\_Brand) và phun trực tiếp riêng rẽ xăng/ethanol (DI\_Dual) ứng với nhiên liệu E35 ở  $n=2000\text{rpm}$ ,  $T_{kn}=325\text{K}$  và

$\varphi_i=30^\circ\text{CA}$ . Kết quả cho thấy, vòi phun đặt ở tâm buồng cháy ( $X_j=0$ ), phân bố nồng độ hơi nhiên liệu trên mặt cắt ngang  $y=0$  ở  $330^\circ\text{CA}$  ứng với DI-Blend chỉ hơi khác chút ít so với DI-Dual (Hình 4.30b).

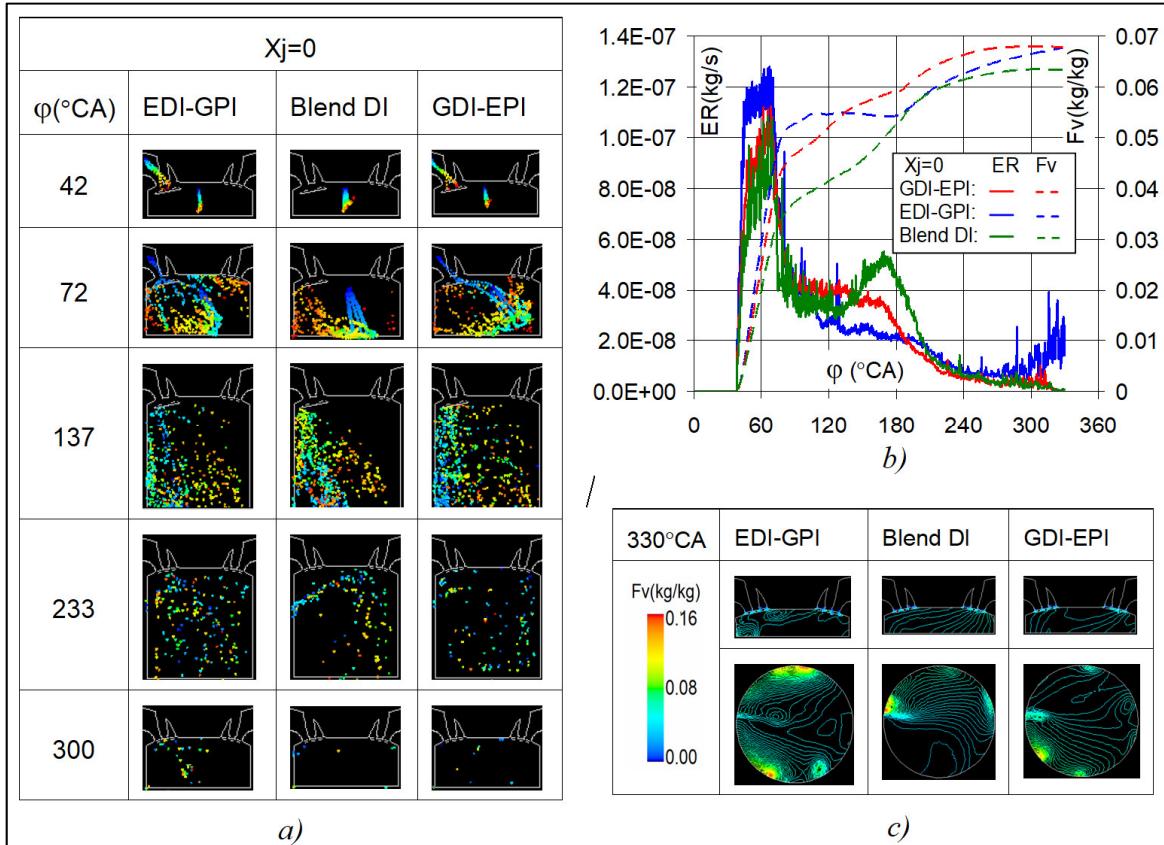


Hình 4.30: Tốc độ bay hơi và nồng độ hơi nhiên liệu ở vị trí vòi  $X_j=-10\text{mm}$  (a),  $X_j=0$  (b) và  $X_j=10\text{mm}$  (c) khi DI\_Brand và DI\_Dual (E25,  $n=2000\text{rpm}$ ,  $\varphi_i=30^\circ\text{CA}$ ); ảnh hưởng của thời điểm phun đến phân bố nồng độ hơi DI hồn hợp vị trí vòi  $X_j=0$  (d) ( $E35$ ,  $n=2000\text{rpm}$ )

Tốc độ bay hơi quan sát được đối với DI-Dual cao hơn so với DI-Blend khi vòi được đặt ở  $X_j=-10\text{mm}$  hoặc tại  $X_j=10\text{mm}$ , dẫn đến sự gia tăng nồng độ hơi vào cuối quá trình nén khoảng 4% khi chuyển từ DI\_Dual sang DI\_Brand (Hình 4.30a và Hình 4.30c). Tuy nhiên phân bố nồng độ hơi trên mặt cắt ngang  $y=0$  ở  $330^\circ\text{CA}$  trong những trường hợp này ít đồng nhất so với trường hợp  $X_j=0$ .

Hình 4.30d cho thấy ảnh hưởng của thời điểm phun đến phân bố nồng độ hơi trên mặt cắt ngang  $y=0$  tại  $330^\circ\text{CA}$  khi DI\_Brand E35 với vòi phun nằm ở  $X_j=0$  và  $T_i=345\text{K}$ . Có thể thấy rằng bắt đầu phun càng sớm hòa khí càng đồng nhất hơn. Cũng tương tự như trường hợp PI, khi DI được bắt đầu sớm, thời gian bay hơi dài hơn dẫn đến sự đồng nhất của hòa khí tốt hơn. Ngược lại, DI muộn, thời gian chênh lệch giữa quá trình phun và đánh lửa được rút ngắn dẫn đến nồng độ hơi nhiên liệu thấp và hòa khí nghèo.

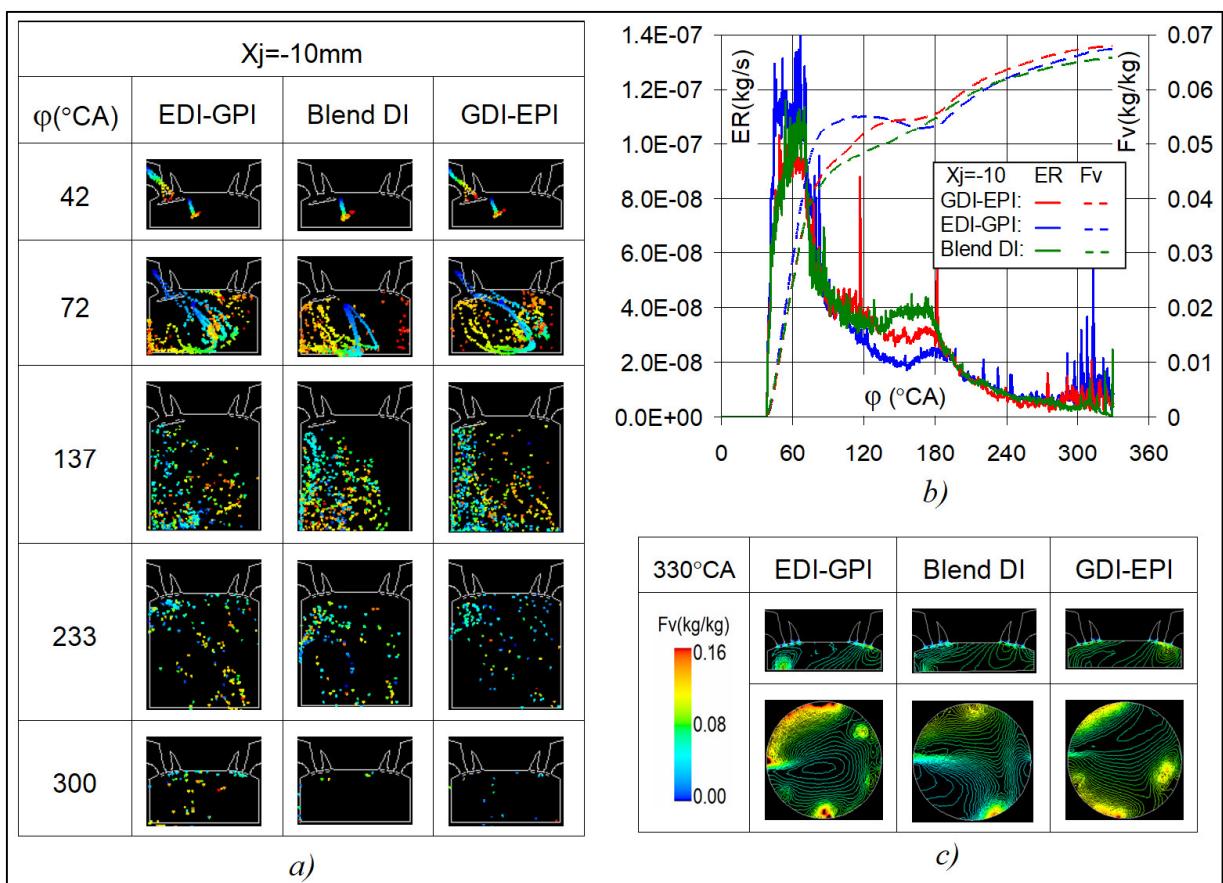
Sự khác biệt giữa DI so với PI đối với nhiên liệu có hàm lượng ethanol cao có thể được giải thích là do giảm hiệu quả nạp khi nhiên liệu bay hơi trong khoảng thời gian van nạp đóng. Khi PI kết hợp với nhiệt độ không khí nạp cao (320K) phần lớn loại bỏ ảnh hưởng của nhiệt ẩn bay hơi cao của ethanol [55].



Hình 4.31: So sánh bay hơi và hòa khí trong trường hợp EDI-GPI, GDI-EPI và DI\_Bland tại  $X_j=0$  ( $n = 2000\text{rpm}$ , E50,  $T_{kn}=320\text{K}$ ,  $T_i=345\text{K}$ ): phân bố giọt (a), tốc độ bay hơi và nồng độ hơi (b) và phân bố nồng độ hơi trên mặt cắt ngang  $y=0$  tại  $330^\circ\text{CA}$  (c)

Hình 4.31a thể hiện phân bố các giọt nhiên liệu khi phun riêng rẽ E50 với vị trí phun nằm ở  $X_j=0$  cho hai trường hợp: EDI-GPI và GDI-EPI ở  $n=2000\text{rpm}$  và  $\varphi_i=60^\circ\text{CA}$ . Có thể thấy rằng trong quá trình nạp, các giọt nhiên liệu khi PI tập trung gần đường nạp, còn khi DI được không khí nạp đầy về phía đường xả. Trong thời gian phun, EDI-GPI mang lại tốc độ bay hơi cao nhất, sau đó là GDI-EPI và DI hỗn hợp có tốc độ bay hơi thấp nhất. Kết quả trong phần 4.4.1 chỉ ra rằng ở cùng điều kiện vận hành, tốc độ bay hơi mạnh hơn khi PI so với DI và tốc độ bay hơi của xăng lớn hơn so với ethanol. Đây là lời giải thích cho nồng độ hơi cao hơn trong trường hợp GPI-EDI so với trường hợp EPI-GDI trong thời gian phun. Sau giai đoạn phun,

nồng độ hơi trong trường hợp EPI-GDI tăng nhanh và đạt gần như cùng giá trị trong trường hợp GPI-EDI ở cuối quá trình nén. DI hỗn hợp tạo ra nồng độ hơi thấp hơn khoảng 10% nhưng hòa khí đồng nhất hơn so với các trường hợp khác (Hình 4.31b và Hình 4.31c). Hỗn hợp không đồng nhất được quan sát thấy trong trường hợp EDI-GPI với các khu vực giàu có chứa hơi ethanol gần với thành xilanh giúp cải thiện xu hướng chống kích nổ. Điều này cũng phù hợp với kết quả của Yuan Zhuang và cộng sự [55], so với GPI và GDI, trường hợp EDI-GPI đã giảm thiểu tiếng gõ động cơ và cho phép tăng góc đánh lửa sớm.



Hình 4.32: So sánh bay hơi và hòa khí trường hợp EDI-GPI, GDI-EPI và DI\_Blend, vị trí vòi phun tại  $X_j = -10\text{mm}$  ( $n = 2000\text{rpm}$ , E50,  $T_{kn} = 320\text{K}$ ,  $T_i = 345\text{K}$ ): phân bố giọt (a), tốc độ bay hơi và nồng độ hơi (b) và nồng độ hơi trên mặt cắt ngang  $y=0$  tại  $330^\circ\text{CA}$  (c)

Hình 4.32a thể hiện sự phân bố các giọt nhiên liệu với các điều kiện vận hành tương tự như Hình 4.31 nhưng vòi phun ứng với DI nằm ở  $X_j = -10\text{mm}$ . Khi phun gần với đường nạp, các giọt nhiên liệu khuếch tán ngay lập tức vào dòng khí nạp ngay sau khi phun. Một số giọt được kéo vào dòng khí xoáy và bốc hơi nhanh chóng. Tốc

độ bay hơi và sự thay đổi của nồng độ hơi nhiên liệu không khác nhiều so với trường hợp trước đó của  $X_j=0$  đối với GDI-EPI và EDI-GPI, nhưng chúng được cải thiện một chút trong trường hợp DI hỗn hợp. Điều này là do cải thiện truyền nhiệt giữa không khí nạp và các giọt khi vòi phun gần với cửa nạp. Vào cuối quá trình nén, nồng độ hơi của ba trường hợp được xem xét thực tế đạt đến cùng giá trị (Hình 4.32b).

Mặt khác, liên quan đến tính đồng nhất của hòa khí, Hình 4.32c cho thấy nồng độ hơi trong trường hợp DI hỗn hợp là tương đối đồng nhất. Hòa khí không đồng nhất nhất liên quan đến trường hợp EDI-GPI với các khu vực giàu gần thành xilanh như quan sát trên. Các giọt có đường kính lớn tồn tại lâu hơn, khuếch tán đến thành và bay hơi trong khoảng tốc độ piston thấp nhất tạo ra nhiều khu vực giàu ethanol xa tâm xilanh (Hình 4.32c).

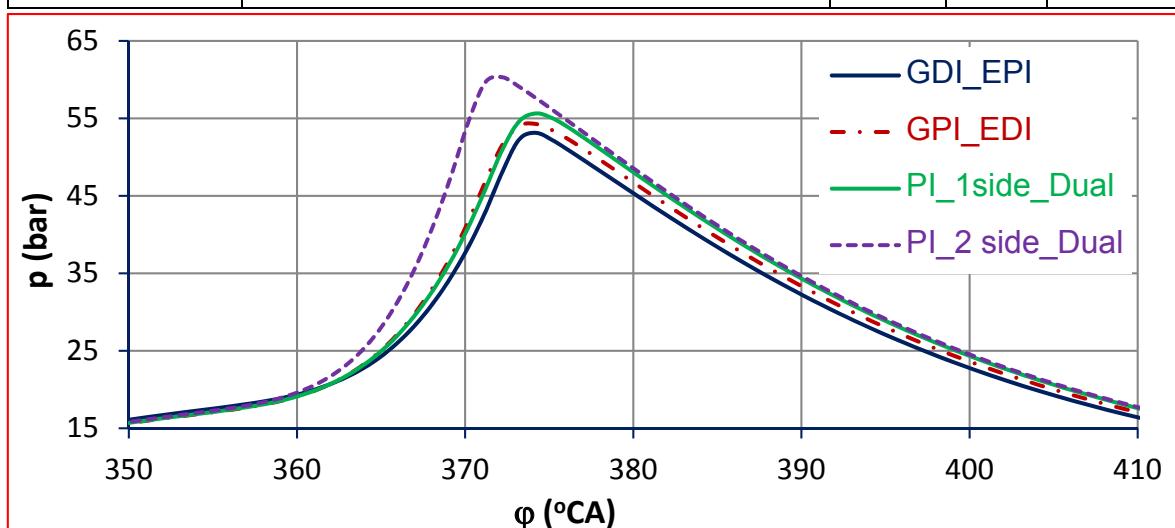
Từ kết quả trên cần lưu ý rằng, vị trí đầu phun có tác động không đáng kể đến nồng độ hơi ở cuối quá trình nén cho GDI-EPI hoặc EDI-GPI, mặc dù tốc độ bay hơi cao hơn được quan sát thấy trong trường hợp EDI-GPI trong giai đoạn phun. Bên cạnh đó, các kết quả trên cho thấy hòa khí ứng với trường hợp EPI đồng nhất hơn so với EDI. Điều này cũng phù hợp với kết quả thử nghiệm với nhiên liệu xăng của Yuan Zhuang và cộng sự [55], ông cho rằng hiệu quả cháy trong điều kiện GPI cao hơn một chút so với điều kiện GDI. Kết quả này liên quan đến sự suy giảm chất lượng hòa khí khi chuyển từ PI sang DI.

Trường hợp EDI tuy kém hiệu quả đối với tính đồng nhất của hòa khí nhưng nó có thể tạo ra hòa khí phân tầng với nồng độ ethanol cao xa so với bugie, do đó có hiệu quả ngăn chặn sự xuất hiện kích nổ. Ngược lại, GDI kém hiệu quả hơn EDI về giảm thiểu kích nổ cho động cơ.

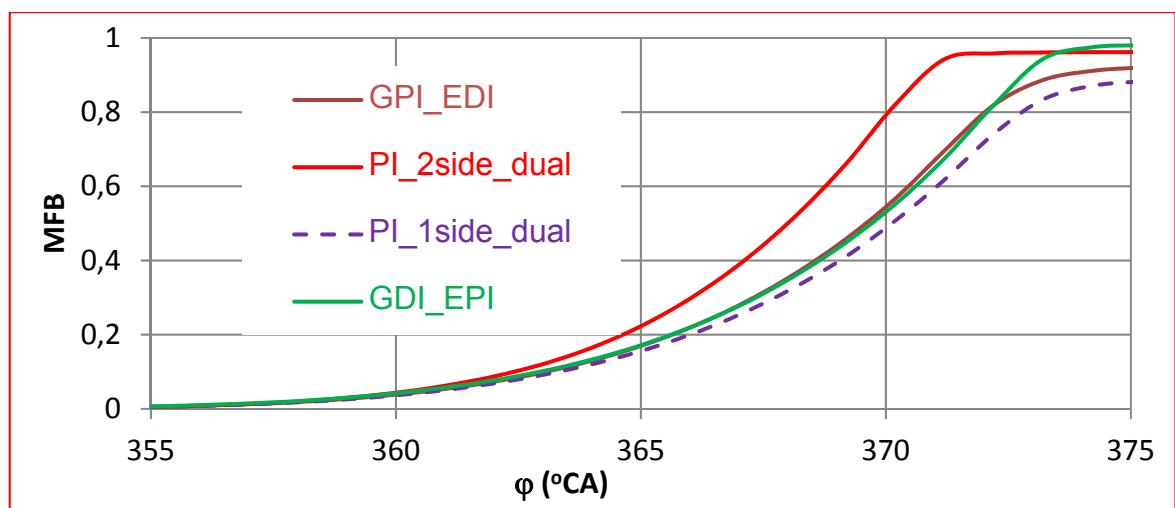
Bảng 4-9 cho thấy hòa khí ứng PI\_1side\_Dual có hệ số tương đương lớn nhất với  $\phi=0,97$ , thứ hai là trường hợp PI\_2side\_Dual có hệ số tương đương  $\phi=0,95$ , trường hợp GPI\_EDI và GDI\_EPI xếp cuối cùng với hệ số tương đương lần lượt là  $\phi=0,91$  và  $\phi=0,80$ . Như vậy so với PI1 phía, khi PI 2 phía sẽ cho hòa khí nhạt hơn và đồng nhất hơn, khi GPI\_EDI và GDI\_EPI sẽ cho hòa khí nhạt hơn và ít đồng nhất hơn.

Bảng 4-9: Hệ số  $\phi$ , áp suất cháy cục đại và NOx theo cấu hình phun nhiên liệu

| Ký hiệu       | Cấu hình phun                                                        | Hệ số $\phi$ | $p_{max}$ (bar) | NOx (ppm) |
|---------------|----------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------|-----------|
| GDI_EPI       | Xăng phun trực tiếp, ethanol phun gián tiếp                          | 0,80         | 53,13           | 3340,06   |
| GPI_EDI       | Xăng phun gián tiếp, ethanol phun trực tiếp                          | 0,91         | 54,28           | 2414,58   |
| PI_1side_Dual | Phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 1 phía sử dụng 2 vòi phun  | 0,97         | 55,64           | 1924,26   |
| PI_2side_Dual | Phun riêng rẽ xăng/ ethanol trên đường nạp 2 phía sử dụng 2 vòi phun | 0,95         | 60,31           | 2262,38   |



Hình 4.33: Diễn biến áp suất buồng cháy theo cấu hình phun nhiên liệu



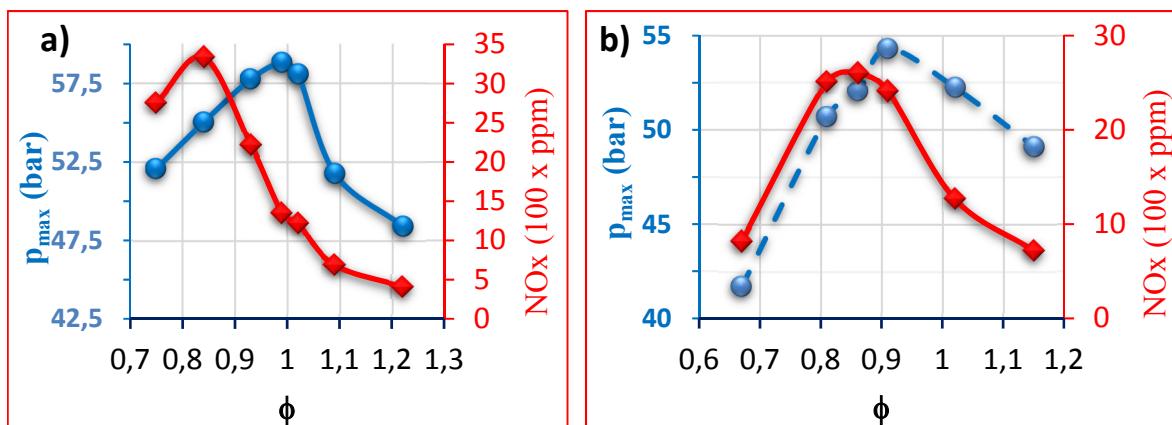
Hình 4.34: Tỷ lệ cháy (MFB) của nhiên liệu theo cấu hình phun nhiên liệu

Sự đồng nhất của hòa khí dẫn đến tốc độ cháy của hòa khí PI 2 phía nhanh hơn (giai đoạn cháy nhanh trên Hình 4.33) nên cho áp suất cháy cực đại lớn nhất ( $p_{max} \approx 60$  bar), GPI\_EDI và GDI\_EPI hòa khí ít đồng nhất nên áp suất cháy cực đại thấp nhất lần lượt là  $p_{max} \approx 54$  bar và  $p_{max} \approx 53$  bar; trong khi PI\_1side\_Brand có  $p_{max} \approx 58$  bar và PI\_1side\_Dual có  $p_{max} \approx 56$  bar. Như vậy, PI 2 phía sẽ cho  $p_{max}$  lớn nhất, tiếp đến là PI 1 phía và cuối cùng là phun kết hợp đồng thời trên đường nạp và phun trực tiếp.

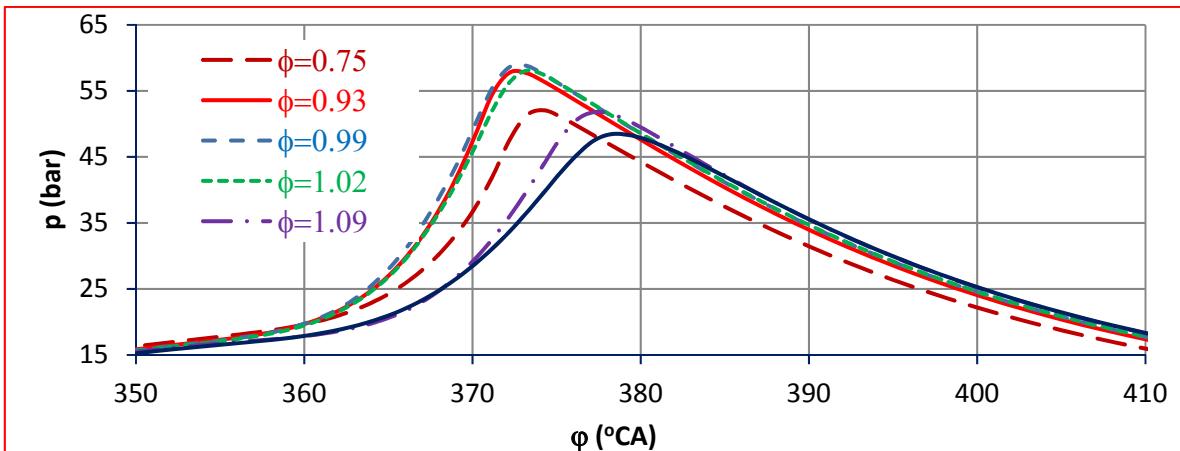
Bất lợi của khí cháy trường hợp PI 2 phía có NOx (2262 ppm) cao hơn so với PI 1 phía (1924 ppm). Bất lợi nhất là khí cháy của GPI\_EDI có NOx (3340 ppm) cao hơn so với GDI\_EPI (2414 ppm).

Vì vậy, cần tăng thêm lượng phun cho trường hợp phun 2 phía trên đường nạp nhằm tăng hệ số  $\phi$  lên gần với hòa khí lý thuyết để giảm NOx; còn đối với trường hợp phun trực tiếp cần thay đổi quy luật phun nhằm cải thiện khả năng bay hơi của nhiên liệu, tăng sự đồng nhất cho hòa khí.

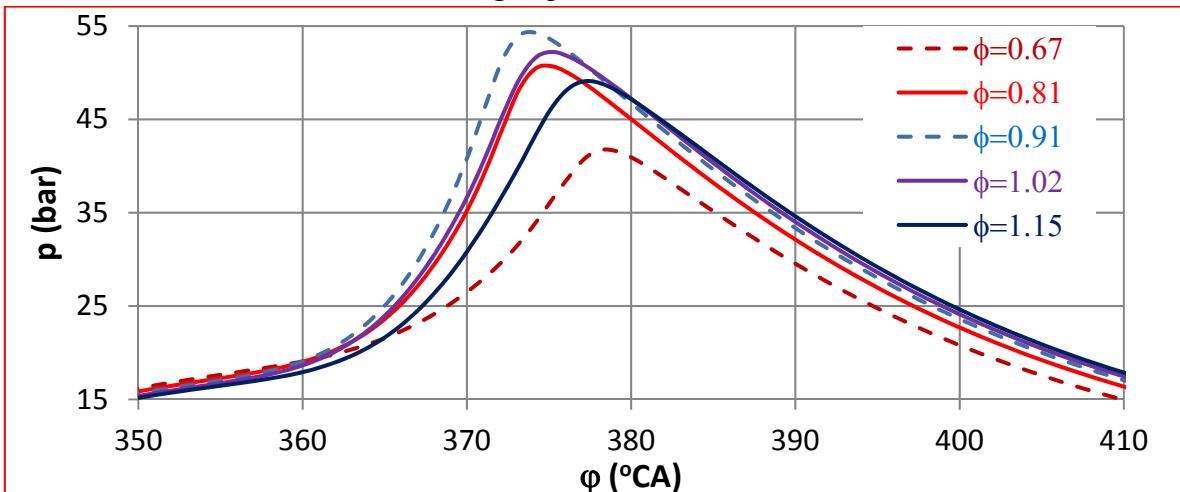
Hình 4.35, Hình 4.36 và Hình 4.37 thể hiện diễn biến áp suất buồng cháy, áp suất cháy cực đại và nồng độ phát thải NOx theo hệ số  $\phi$  cho trường hợp PI 2 phía hỗn hợp (PI\_2side\_Brand) và phun xăng trên đường nạp kết hợp với phun ethanol trực tiếp (GPI-EDI). Kết quả cho thấy, diễn biến áp suất có sự khác biệt lớn trong cả giai đoạn cháy chậm và cháy nhanh khi thay đổi hệ số tương đương trong khoảng  $\phi=0,65-1,22$ . Tốc độ tăng áp suất buồng cháy và giá trị áp suất cực đại  $p_{max}$  lớn nhất ứng với  $\phi=0,85-1,05$ .



Hình 4.35: Diễn biến áp suất cháy cực đại ( $p_{max}$ ) và NOx theo hệ số  $\phi$  khi phun nhiên liệu E50 ứng với PI\_2side\_Brand (a) và GPI-EDI (b)



Hình 4.36: *Điễn biến áp suất cháy theo hệ số tương đương  $\phi$  vững với phun nhiên liệu E50 trường hợp PI 2side blend*



Hình 4.37: *Điễn biến áp suất cháy theo hệ số tương đương  $\phi$  ứng với phun nhiên E50 trường hợp GPI-EDI*

Trường hợp PI\_2side\_Brand hòa khí có  $p_{\max}$  lớn nhất khi  $\phi \approx 1,0$ , còn trường hợp GPI-EDI hòa khí có  $p_{\max}$  lớn nhất khi  $\phi \approx 0,9$ . Như vậy, để tăng tốc độ cháy nhằm tăng áp suất cháy cực đại thì cần tăng lượng phun nhằm cải thiện nhiệt trị hòa khí, tuy nhiên đối với trường hợp GPI-EDI do ethanol phun trực tiếp khó bay hơi nên lượng phun giảm chút ít so với trường hợp PI\_2side\_Brand khiến hệ số  $\phi \approx 0,9$ . Khác với diễn biến áp suất, phát thải NOx sinh ra trong cả hai trường hợp PI\_2side\_Brand và GPI-EDI lớn nhất khi  $\phi \approx 0,85$  lần lượt 3339 và 2604 ppm. Ở giá trị  $\phi = 0,9-1,0$ ,  $p_{\max}$  có giá trị lớn nhất và đồng thời phát thải NOx chỉ còn khoảng 1300 ppm cho trường hợp PI\_2side\_Brand và 2400 ppm cho trường hợp GPI\_EDI.

Như vậy, tăng lượng phun tương ứng với tỷ lệ ethanol cung cấp sẽ không những

không làm giảm áp suất cháy mà còn giảm phát thải NOx. Việc làm này phù hợp nhất đối với trường hợp phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 2 phía với tỷ lệ ethanol cao. Khối lượng nhiên liệu cung cấp tăng thêm khoảng 23% khi sử dụng E50 so với khi sử dụng E0 để đảm bảo hệ số tương đương của hòa khí không thay đổi.

#### **Kết luận chương 4:**

- Khi phun trên đường nạp, xăng hầu như bay hơi trong quá trình nạp nhưng ethanol bay hơi chủ yếu trong quá trình nén. Nhiệt độ môi chất khi kết thúc quá trình nén ở trường hợp phun ethanol thấp hơn khoảng 60K so với trường hợp xăng. Trong trường hợp phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 1 phía thì cần ưu tiên phun sớm ethanol để cải thiện tốc độ bay hơi của ethanol và tăng tốc độ cháy.

- Ảnh hưởng của việc tăng nhiệt độ khí nạp hoặc nhiệt độ ban đầu đến tốc độ bay hơi của ethanol là mạnh hơn so với xăng. Ở tốc độ động cơ 2000 rpm, khi nhiệt độ ban đầu tăng từ 310K lên 350K, nồng độ hơi tăng 8%, 20% lần lượt ứng với phun xăng và ethanol. Trong trường hợp phun hỗn hợp trên đường nạp 1 phía, tăng nhiệt độ khí nạp sẽ làm tăng tốc độ cháy của hòa khí có tỷ lệ ethanol cao. Nhiệt độ khí nạp trên 330K là giải pháp cải thiện tốc độ cháy và giảm phát thải NOx cho động cơ sử dụng nhiên liệu E40.

- Phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 2 phía giúp cải thiện tốc độ bay hơi và phù hợp với nhiên liệu tỷ lệ ethanol cao. Nồng độ hơi cuối quá trình nén trong trường hợp phun 2 phía cao hơn 10% so với trường hợp phun 1 phía. So với phun 1 phía trên đường nạp, phun 2 phía trên đường nạp cho phép tăng lượng phun ethanol đồng thời giảm phát thải NOx.

- Tốc độ bay hơi khi phun trên đường nạp sẽ mạnh hơn so với phun trực tiếp. Nồng độ hơi nhiên liệu ở cuối quá trình nén trong trường hợp phun trên đường nạp cao hơn khoảng 5% so với trường hợp phun trực tiếp. Phun xăng trên đường nạp kết hợp với phun ethanol trực tiếp (GPI-EDI) không những góp phần cải thiện khả năng bay hơi của ethanol mà còn có khả năng tạo hòa khí phân lớp ethanol cao tập trung gần thành xilanh vào cuối quá trình nén.

- Ethanol cải thiện đáng kể tốc độ cháy của hòa khí trong điều kiện nhiên liệu

bay hơi hoàn toàn trước khi đánh lửa. Tỉ lệ cháy và tốc độ tăng áp suất buồng cháy của hòa khí E10, E15 và E20 cao gấp khoảng 1,3-1,5 lần so với E0, còn hòa khí E30 và E40 cao hơn khoảng 1,1-1,2 lần so với E0.

## KẾT LUẬN

Luân án đã hoàn thành mục tiêu nghiên cứu tính năng động cơ đánh lửa cuồng bức sử dụng xăng sinh học và đề xuất giải pháp kỹ thuật chuyển đổi động cơ phun xăng trên đường nạp thành động cơ sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ ethanol cao và thay đổi linh hoạt theo điều kiện vận hành. Các kết quả nhận được đó là:

1. Tỷ ethanol pha vào xăng RON92 đảm bảo tính năng kinh tế, kỹ thuật và phát thải ô nhiễm của động cơ Daewoo A16DMS khi sử dụng xăng sinh học tương đương với khi sử dụng xăng RON92 thông thường. Ở chế độ thường xuyên vận hành trong khoảng tốc độ từ 1250-4250rpm lần lượt ở các mức tải ứng với góc mở bướm ga 10, 30, 50 và 70%THA, tỷ lệ ethanol được giới hạn ứng với mỗi tính năng của động cơ Daewoo A16DMS như sau:

- Động cơ sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ ethanol không quá E20 cho công suất tương đương hoặc giảm không quá 5% so với xăng RON92.

- Động cơ sử dụng xăng sinh học có tỷ lệ ethanol không quá E15 có suất tiêu hao nhiên liệu có ích tương đương hoặc tăng không quá 5% so với xăng RON92.

- Động cơ sử dụng xăng sinh học E20 phát thải CO giảm đến 90% và HC giảm đến 50%, trong khi mức tăng NOx lên đến 60% so với xăng RON92.

2. Mô hình 3D-CFD động cơ Daewoo A16DMS mô phỏng bằng phần mềm Ansys-Fluent đáp ứng tốt mục tiêu phân tích quá trình phun nhiên liệu, đặc điểm hòa khí và diễn biến quá trình cháy trong động cơ phun xăng cho cả trường hợp phun hỗn hợp xăng-ethanol và phun riêng rẽ xăng/ethanol. Kết quả mô phỏng từ mô hình cho phép đánh giá hiệu quả của phương thức phối trộn xăng/ethanol trước và trong quá trình phun, vị trí và thời điểm phun ethanol thông qua qui luật bay hơi, đặc điểm hòa khí và diễn biến quá trình cháy trong động cơ.

3. Các giải pháp đồng bộ giải quyết tốt mục tiêu hoàn thiện bay hơi ethanol trong động cơ phun xăng vận hành với xăng sinh học có tỷ lệ ethanol cao, tạo hòa khí phân lớp tỷ lệ ethanol trong buồng, tăng hiệu suất và giảm phát thải NOx. Cụ thể đó là:

- Trường hợp phun hỗn hợp xăng-ethanol áp dụng đối với động cơ phun xăng trên đường nạp 1 phía: Tăng đồng thời lượng nhiên liệu phun và nhiệt độ khí nạp tương ứng với tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học nhằm cải thiện công suất, và giảm phát thải NOx.

- Trường hợp phun riêng rẽ ethanol/xăng áp dụng đối với động cơ phun xăng đường nạp 1 phía: Ethanol cần được phun sớm hơn so với xăng và thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol cung cấp theo điều kiện vận hành. Điều này tạo điều kiện bay hơi hoàn toàn cho ethanol.

- Trường hợp phun riêng rẽ ethanol/xăng áp dụng đối với động cơ phun xăng trên đường nạp 2 phía: Phun riêng rẽ ethanol trên nhánh nạp đối xứng với nhánh nạp phun xăng, thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol cung cấp theo điều kiện vận hành. Điều này giúp hình thành hòa khí phân lớp tỷ lệ ethanol cao về 1 nửa trong xilanh.

- Trường hợp phun riêng rẽ ethanol/xăng áp dụng đối với động cơ phun xăng trực tiếp: Phun xăng trên đường nạp kết hợp với phun ethanol trực tiếp (GPI-EDI), thay đổi linh hoạt tỷ lệ ethanol theo điều kiện vận hành. Điều này giúp ethanol bay hơi tốt khu vực gần thành xilanh, tạo hòa khí có nồng độ hơi ethanol cao tập trung gần thành xilanh vào cuối quá trình nén.

## HƯỚNG PHÁT TRIỂN

Hệ thống nhiên liệu phun riêng rẽ xăng / ethanol là hướng phát triển đầy hứa hẹn đối với động cơ đánh lửa cường bức sử dụng xăng sinh học. Phun riêng rẽ xăng/ethanol trên đường nạp 2 phía hoặc kết hợp phun xăng trên đường nạp với phun trực tiếp ethanol vào buồng cháy tạo hòa khí có trị số octane cao cách xa vị trí đánh lửa. Đây là tiền đề tiến hành những nghiên cứu tiếp theo về tổ chức quá trình cháy cho hòa khí phân lớp trị số octane, xác định tỷ số nén theo tỷ lệ ethanol trong xăng sinh học, thiết kế hệ thống điều khiển cho động cơ đánh lửa cường bức sử dụng xăng sinh học linh hoạt.

## DANH MỤC CÔNG TRÌNH KHOA HỌC

1. Dương Việt Dung, **Nguyễn Quang Trung**, “Mô phỏng sự vận động dòng môi chất trong quá trình nạp ở động cơ sử dụng dung nhiên liệu xăng-ethanol”. *Kỷ yếu Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc năm 2014 (ISSN 1859-4182)*, Tr. 112-120, 2015.
2. Huỳnh Tân Tiết, **Nguyễn Quang Trung**, “Mô hình nhiệt động tính nhiệt độ môi chất công tác động cơ đánh lửa cưỡng bức từ dữ liệu áp suất”. *Tạp chí KHCN ĐH Đà Nẵng (ISSN 1859-1531)*, Số 5[90], Tr. 93-97, 2015.
3. Dương Việt Dung, **Nguyễn Quang Trung**, “Mô phỏng quá trình cháy động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng xăng sinh học”. *Kỷ yếu Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc năm 2015 (ISSN 1859-4182)*, Tr. 128-138, 2016.
4. **Nguyễn Quang Trung**, Huỳnh Tân Tien, Phan Minh Đức, “The effect of ethanol, butanol addition on the equivalence air-fuel ratio, engine performance and pollutant emission of an SI engine using gasohol fuels”. In *2017 International Conference on System Science and Engineering (ISSN 2325-0925)*, p. 579-583, 2017.
5. **Nguyễn Quang Trung**, Dương Việt Dũng, “Ảnh hưởng của tỷ lệ phôi trộn ethanol trong xăng sinh học đến tính năng kinh tế kỹ thuật và ô nhiễm động cơ đánh lửa cưỡng bức ở chế độ tải trung bình”. *Tạp chí KHCN ĐH Đà Nẵng (ISSN 1859-1531)*, Số 7(116), Tr. 94-97, 2017.
6. **Nguyễn Quang Trung**, Bùi Văn Ga, Dương Việt Dũng, “Ảnh hưởng của tỷ lệ phôi trộn ethanol đến thời điểm đánh lửa động cơ đánh lửa cưỡng bức sử dụng xăng sinh học”. *Kỷ yếu Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc năm 2017 (ISSN 1859-4182)*, Tr. 858-867, 2018.
7. **Nguyễn Quang Trung**, Huỳnh Tân Tiết, Phan Minh Đức, Dương Việt Dũng, “Đánh giá ảnh hưởng của tỷ lệ Butanol trong hỗn hợp nhiên liệu xăng-Butanol đến thời gian cháy trễ của động cơ DAEWOO A16DMS”. *Kỷ yếu Hội nghị khoa học Cơ học Thủy khí toàn quốc năm 2017 (ISSN 1859-4182)*, Tr. 824-831, 2018.
8. Bui Van Ga, Tran Van Nam, Nguyen Van Dong, **Nguyễn Quang Trung**, Huỳnh Tân Tien, “Octane number stratified mixture preparation by gasoline–ethanol dual injection in SI engines”. *International Journal of Environmental Science and Technology (ISSN 1735-1472)*, p. 1-14, 2018.
9. Bui Van Ga, Tran Van Nam, **Nguyễn Quang Trung**, Huỳnh Tân Tien, "Evaporation and mixture formation of gasoline–ethanol sprays in spark ignition engines with pre-blended injection and dual injection: a comparative study". *IET Renewable Power Generation (ISSN 1752-1416)*, Volume 13, Issue 4, p. 539 – 548, 2019.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

### A. Tiếng Việt:

- [1] QCVN 1:2015/BKHCN, "Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về xăng, nhiên liệu điêzen và nhiên liệu sinh học," Bộ Khoa học Công nghệ, 2015.
- [2] Thủ tướng chính phủ, "Đề án phát triển nhiên liệu sinh học đến năm 2015, tầm nhìn đến năm 2025." Cơ sở dữ liệu Quốc gia: Bộ Công Thương, 2015.
- [3] Tập đoàn dầu khí Việt Nam, "Tình hình phân phối và định hướng phát triển mạng lưới phân phối nhiên liệu sinh học của PV OIL". *Công Nghiệp: Khoa học và Công nghệ*, pp. 6-7, 2013.
- [4] Nguyễn Văn Thắng, Nguyễn Trọng Hiệu, Trần Thực, Phạm Thị Thanh Hương, Nguyễn Thị Lan, Vũ Văn Thắng, Lê Nguyên Tường, Trần Văn Sáp, *Biến đổi khí hậu và tác động ở Việt Nam*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2011.
- [5] Nguyễn Tất Tiến, *Nguyên lý động cơ đốt trong*. NXB Giáo dục, Hà Nội, 2000.
- [6] Nguyễn Khánh Tùng, "Nghiên cứu sử dụng nhiên liệu sinh học có tỷ lệ cồn ethanol tới 100% cho động cơ xăng," Tiến sĩ Luận án, Đại học Bách Khoa Hà Nội, 2017.

### B. Tiếng Anh:

- [7] Ansys - Fluent 2015, "Internal Combustion Engine Tutorial Guide Ansys.". *Ansys - Fluent*, 2015.
- [8] AA Abdel-Rahman, MM Osman, "Experimental investigation on varying the compression ratio of SI engine working under different ethanol-gasoline fuel blends". *International Journal of Energy Research*, 21, pp. 31-40, 1997.
- [9] EA Ajav, Bachchan Singh, TK Bhattacharya, "Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blends as fuel". *Biomass and Bioenergy*, 17, pp. 357-365, 1999.
- [10] M Al-Hasan, "Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission". *Energy Conversion and Management*, 44, pp. 1547-1561, 2003.
- [11] PAVLOS G Aleiferis, ZR Van Romunde, "An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hole injector under hot fuel conditions". *Fuel*, 105, pp. 143-168, 2013.
- [12] Alex C Alkidas, Sherif H El Tahry, "Contributors to the fuel economy advantage of DISI engines over PFI engines," SAE Technical Paper 0148-7191, 2003.
- [13] TNC Anand, RV Ravikrishna, "Modelling of mixture preparation in a small engine with port fuel injection". *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 12, pp. 375-388, 2012.
- [14] WJD Annand, "First Paper: Effects of Simplifying Kinetic Assumptions in Calculating Nitric Oxide Formation in Spark-Ignition Engines". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 188, pp. 431-436, 1974.
- [15] Vinod Babu, Madhu Murthy, "Butanol and pentanol: The promising biofuels for CI engines—A review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, pp. 1068-1088, 2017.
- [16] Choongsik Bae, Jaeheun Kim, "Alternative fuels for internal combustion engines". *Proceedings of the Combustion Institute*, 36, pp. 3389-3413, 2017.

- [17] Syed Ameer Basha, K Raja Gopal, "In-cylinder fluid flow, turbulence and spray models—a review". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, pp. 1620-1627, 2009.
- [18] Reda M Bata, AC Elord, Richard W Rice, "Emissions from IC engines fueled with alcohol–gasoline blends: a literature review". *Transactions of the ASME*, 111, pp. 424-431, 1989.
- [19] DL Baulch, DD Drysdale, DG Horne, AC Lloyd, "Evaluated Kinetic Data for High Temperature Reactions". *Journal of physical and chemical reference data*, 15(2), pp. 465-592, 1986.
- [20] H Bayraktar, O Durgun, "Theoretical investigation of using ethanol–gasoline blends on SI engine combustion and performance," *10th International Conference on Thermal Engineering and Thermogrammetry*, 1997, pp. 240-249.
- [21] Hakan Bayraktar, "Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines". *Renewable energy*, 30, pp. 1733-1747, 2005.
- [22] Hakan Bayraktar, "Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends". *Renewable Energy*, 32, pp. 758-771, 2007.
- [23] Giacomo Belgiorno, Nikolaos Dimitrakopoulos, Gabriele Di Blasio, Carlo Beatrice, Martin Tuner, Per Tunestål, "Parametric Analysis of the Effect of Pilot Quantity, Combustion Phasing and EGR on Efficiencies of a Gasoline PPC Light-Duty Engine," SAE Technical Paper 0148-7191, 2017.
- [24] Giacomo Belgiorno, Gabriele Di Blasio, Carlo Beatrice, "Parametric study and optimization of the main engine calibration parameters and compression ratio of a methane-diesel dual fuel engine". *Fuel*, 222, pp. 821-840, 2018.
- [25] Giacomo Belgiorno, Gabriele Di Blasio, Sam Shamun, Carlo Beatrice, Per Tunestål, Martin Tunér, "Performance and emissions of diesel-gasoline-ethanol blends in a light duty compression ignition engine". *Fuel*, 217, pp. 78-90, 2018.
- [26] Jesús Benajes, Santiago Molina, Antonio García, Javier Monsalve-Serrano, Russell Durrett, "Conceptual model description of the double injection strategy applied to the gasoline partially premixed compression ignition combustion concept with spark assistance". *Applied Energy*, 129, pp. 1-9, 2014.
- [27] J Blauvens, B Smets, J Peters, "In 16th Symp.(Int'l.) on Combustion". *The Combustion Institute*, p. 1055, 1977.
- [28] VG Bui, VN Tran, VD Nguyen, QT Nguyen, TT Huynh, "Octane number stratified mixture preparation by gasoline–ethanol dual injection in SI engines". *International Journal of Environmental Science and Technology*, pp. 1-14, 2018.
- [29] Fernando A Castro, JMLM Palma, A Silva Lopes, "Simulation of the Askervein Flow. Part 1: Reynolds Averaged Navier–Stokes Equations (kε Turbulence Model)". *Boundary-Layer Meteorology*, 107, pp. 501-530, 2003.
- [30] Francesco Catapano, Paolo Sementa, Bianca Maria Vaglieco, "Air-fuel mixing and combustion behavior of gasoline-ethanol blends in a GDI wall-guided turbocharged multi-cylinder optical engine". *Renewable energy*, 96, pp. 319-332, 2016.
- [31] Masaharu Chato, Suguru Fukuda, Kiyotaka Sato, Tatsuya Fujikawa, Run Chen, Zezheng Li, Jiangping Tian, Keiya Nishida, "Fuel spray evaporation and mixture formation processes of ethanol/gasoline blend injected by hole-type nozzle for DISI

- engine". *SAE International Journal of Engines*, 5, pp. 1836-1846, 2012.
- [32] Longfei Chen, Richard Stone, Dave Richardson, "A study of mixture preparation and PM emissions using a direct injection engine fuelled with stoichiometric gasoline/ethanol blends". *Fuel*, 96, pp. 120-130, 2012.
- [33] Peter Christoff, "The promissory note: COP 21 and the Paris Climate Agreement". *Environmental Politics*, 25, pp. 765-787, 2016/09/02 2016.
- [34] MA Costagliola, L De Simio, S Iannaccone, MV Prati, "Combustion efficiency and engine out emissions of a SI engine fueled with alcohol/gasoline blends". *Applied energy*, 111, pp. 1162-1171, 2013.
- [35] Jan Czerwinski, Pierre Comte, Zbigniew Stepien, Stanislaw Oleksiak, "Effects of Ethanol Blend Fuels E10 and E85 on the Non-Legislated Emissions of a Flex Fuel Passenger Car," SAE Technical Paper 0148-7191, 2016.
- [36] Gabriele Di Blasio, Giacomo Belgiorno, Carlo Beatrice, Valentina Fraioli, Marianna Migliaccio, "Experimental evaluation of compression ratio influence on the performance of a dual-fuel methane-diesel light-duty engine". *SAE International Journal of Engines*, 8, pp. 2253-2267, 2015.
- [37] Silvana Di Iorio, Paolo Sementa, Bianca Maria Vaglieco, "Experimental characterization of an ethanol DI-gasoline PFI and gasoline DI-gasoline PFI dual fuel small displacement SI engine," SAE Technical Paper 0148-7191, 2015.
- [38] Nikolaos Dimitrakopoulos, Giacomo Belgiorno, Martin Tuner, Per Tunestal, Gabriele Di Blasio, Carlo Beatrice, "PPC Operation with Low RON Gasoline Fuel. A Study on Load Range on a Euro 6 Light Duty Diesel Engine," *The Proceedings of the International symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines 2017.9*, 2017, p. C308.
- [39] Michael C Drake, Richard J Blint, "Calculations of NO<sub>x</sub> formation pathways in propagating laminar, high pressure premixed CH<sub>4</sub>/air flames". *Combustion science and technology*, 75, pp. 261-285, 1991.
- [40] Kathi Epping, Salvador Aceves, Richard Bechtold, John E Dec, "The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions," SAE Technical Paper 0148-7191, 2002.
- [41] S. Di Iorio F. Catapano, P. Sementa, B. M. Vaglieco, "Effects of Ethanol and Gasoline Blending and Dual Fueling on Engine Performance and Emissions". *SAE Paper 2015-24-2490*, 2015.
- [42] WL Flower, RK Hanson, CH Kruger, "In 15th Symp.(Int'l.) on Combustion". *The Combustion Institute*, p. 823, 1975.
- [43] Ganesh R Gawale, G Naga Srinivasulu, "Numerical and experimental investigations on a dual fuel HCCI engine by using ethanol as primary fuel and diesel as secondary fuel for NO<sub>x</sub> reduction and better performance". *International Journal of Ambient Energy*, pp. 1-10, 2018.
- [44] British Petroleum Global, "BP statistical review of world energy June 2017". *Relatório. Disponível em: <http://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>*, 2017.
- [45] Changming Gong, Jiajun Liu, Legao Peng, Fenghua Liu, "Numerical study of effect of injection and ignition timings on combustion and unregulated emissions of DISI methanol engine during cold start". *Renewable Energy*, 112, pp. 457-465, 2017.
- [46] Ansys-Fluent User's Guide, "Release 13.0, Ansys Inc.," ed. Canonsburg, 2011.

- [47] Alan C Hansen, Qin Zhang, Peter WL Lyne, "Ethanol–diesel fuel blends—a review". *Bioresource technology*, 96, pp. 277-285, 2005.
- [48] Ronald K Hanson, Siamak Salimian, "Survey of rate constants in the N/H/O system," in *Combustion chemistry*, ed: Springer, 1984, pp. 361-421.
- [49] Bang-Quan He, Jian-Xin Wang, Ji-Ming Hao, Xiao-Guang Yan, Jian-Hua Xiao, "A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels". *Atmospheric Environment*, 37, pp. 949-957, 2003.
- [50] John B Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-hill, New York, 1988.
- [51] John B Heywood, Orian Z Welling, "Trends in performance characteristics of modern automobile SI and diesel engines". *SAE International Journal of Engines*, 2, pp. 1650-1662, 2009.
- [52] Wei-Dong Hsieh, Rong-Hong Chen, Tsung-Lin Wu, Ta-Hui Lin, "Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol–gasoline blended fuels". *Atmospheric Environment*, 36, pp. 403-410, 2002.
- [53] Zhiyuan Hu, Gengqiang Pu, Fang Fang, Chengtao Wang, "Economics, environment, and energy life cycle assessment of automobiles fueled by bio-ethanol blends in China". *Renewable Energy*, 29, pp. 2183-2192, 2004.
- [54] Yuhan Huang, Guang Hong, Xiaobei Cheng, Ronghua Huang, "Investigation to charge cooling effect of evaporation of ethanol fuel directly injected in a gasoline port injection engine," SAE Technical Paper 0148-7191, 2013.
- [55] Yuhan Huang, Sheng Huang, Peng Deng, Ronghua Huang, Guang Hong, "The effect of fuel temperature on the ethanol direct injection spray characteristics of a multi-hole injector". *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 7, pp. 792-802, 2014.
- [56] Yuhan Huang, Guang Hong, Ronghua Huang, "Investigation to charge cooling effect and combustion characteristics of ethanol direct injection in a gasoline port injection engine". *Applied energy*, 160, pp. 244-254, 2015.
- [57] Yuhan Huang, Guang Hong, Ronghua Huang, "Numerical investigation to the dual-fuel spray combustion process in an ethanol direct injection plus gasoline port injection (EDI+ GPI) engine". *Energy Conversion and Management*, 92, pp. 275-286, 2015.
- [58] Yuhan Huang, Sheng Huang, Ronghua Huang, Guang Hong, "Spray and evaporation characteristics of ethanol and gasoline direct injection in non-evaporating, transition and flash-boiling conditions". *Energy Conversion and Management*, 108, pp. 68-77, 2016.
- [59] Takuya Ikoma, Shizuo Abe, Yukihiro Sonoda, Hisao Suzuki, Yuichi Suzuki, Masatoshi Basaki, "Development of V-6 3.5-liter engine adopting new direct injection system," SAE Technical Paper 0148-7191, 2006.
- [60] Paolo Iodice, Giuseppe Langella, Amedeo Amoresano, "Ethanol in gasoline fuel blends: Effect on fuel consumption and engine out emissions of SI engines in cold operating conditions". *Applied Thermal Engineering*, 130, pp. 1081-1089, 2018.
- [61] Sh Y Jaw, Ch J Chen, "Present status of second-order closure turbulence models. I: overview". *Journal of Engineering Mechanics*, 124, pp. 485-501, 1998.
- [62] SY Jaw, CJ Chen, "Present status of second order closure turbulence models. II. Applications". *Journal of Engineering Mechanics*, 124, pp. 502-512, 1998.

- [63] Patrick Jenny, Dirk Roekaerts, Nijso Beishuizen, "Modeling of turbulent dilute spray combustion". *Progress in Energy and Combustion Science*, 38, pp. 846-887, 2012.
- [64] Dae Sik Kim, Chang Sik Lee, "Improved emission characteristics of HCCI engine by various premixed fuels and cooled EGR". *Fuel*, 85, pp. 695-704, 2006.
- [65] Mustafa Koç, Yakup Sekmen, Tolga Topgül, Hüseyin Serdar Yücesu, "The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine". *Renewable energy*, 34, pp. 2101-2106, 2009.
- [66] Paulina S Kuo, "Cylinder pressure in a spark-ignition engine: a computational model". *J. Undergrad. Sci*, 3, pp. 141-145, 1996.
- [67] Brian Edward Launder, Dudley Brian Spalding, *Mathematical models of turbulence*. Academic press, 1972.
- [68] George A Lavoie, John B Heywood, James C Keck, "Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines". *Combustion science and technology*, 1, pp. 313-326, 1970.
- [69] Yaopeng Li, Ming Jia, Yachao Chang, Sage L Kokjohn, Rolf D Reitz, "Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes". *Applied Energy*, 180, pp. 849-858, 2016.
- [70] SY Liao, DM Jiang, Q Cheng, ZH Huang, Q Wei, "Investigation of the cold-start combustion characteristics of ethanol– gasoline blends in a constant-volume chamber". *Energy & Fuels*, 19, pp. 813-819, 2005.
- [71] C Manochio, BR Andrade, RP Rodriguez, BS Moraes, "Ethanol from biomass: A comparative overview". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, pp. 743-755, 2017.
- [72] James A Miller, Craig T Bowman, "Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion". *Progress in energy and combustion science*, 15, pp. 287-338, 1989.
- [73] RS Miller, K Harstad, J Bellan, "Evaluation of equilibrium and non-equilibrium evaporation models for many-droplet gas-liquid flow simulations". *International Journal of Multiphase Flow*, 24, pp. 1025-1055, 1998.
- [74] S Molina, A García, JM Pastor, E Belarte, I Balloul, "Operating range extension of RCCI combustion concept from low to full load in a heavy-duty engine". *Applied Energy*, 143, pp. 211-227, 2015.
- [75] JP Monat, RK Hanson, CH Kruger, "In 17th Symp.(Int'l.) on Combustion". *The Combustion Institute*, 543, 1979.
- [76] CHR Mundo, M Sommerfeld, C Tropea, "Droplet-wall collisions: experimental studies of the deformation and breakup process". *International journal of multiphase flow*, 21, pp. 151-173, 1995.
- [77] Robert K Niven, "Ethanol in gasoline: environmental impacts and sustainability review article". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9, pp. 535-555, 2005.
- [78] Noboru Noguchi, Hideo Terao, Chikanori Sakata, "Performance improvement by control of flow rates and diesel injection timing on dual-fuel engine with ethanol". *Bioresource Technology*, 56, pp. 35-39, 1996.
- [79] Mohamed Nour, Hidenori Kosaka, Mahmoud Bady, Susumu Sato, Ali K Abdel-Rahman, "Combustion and emission characteristics of DI diesel engine fuelled by ethanol injected into the exhaust manifold". *Fuel Processing Technology*, 164, pp. 33-50, 2017.
- [80] Peter J O'Rourke, Anthony A Amsden, "The TAB method for numerical calculation

- of spray droplet breakup," SAE Technical Paper 0148-7191, 1987.
- [81] S Prasad, Anoop Singh, HC Joshi, "Ethanol as an alternative fuel from agricultural, industrial and urban residues". *Resources, Conservation and Recycling*, 50, pp. 1-39, 2007.
- [82] CD Rakopoulos, DC Rakopoulos, GC Mavropoulos, EG Giakoumis, "Experimental and theoretical study of the short term response temperature transients in the cylinder walls of a diesel engine at various operating conditions". *Applied Thermal Engineering*, 24, pp. 679-702, 2004.
- [83] WE Ranz, W R Marshall, "Evaporation from drops". *Chem. Eng. Prog*, 48, pp. 141-146, 1952.
- [84] Rolf D Reitz, Ganesh Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines". *Progress in Energy and Combustion Science*, 46, pp. 12-71, 2015.
- [85] Sergei S Sazhin, "Advanced models of fuel droplet heating and evaporation". *Progress in energy and combustion science*, 32, pp. 162-214, 2006.
- [86] SS Sazhin, T Kristyadi, WA Abdelghaffar, MR Heikal, "Models for fuel droplet heating and evaporation: comparative analysis". *Fuel*, 85, pp. 1613-1630, 2006.
- [87] Mark Sellnau, James Sinnamon, Kevin Hoyer, Harry Husted, "Gasoline direct injection compression ignition (GDCI)-diesel-like efficiency with low CO<sub>2</sub> emissions". *SAE International Journal of Engines*, 4, pp. 2010-2022, 2011.
- [88] Mark Sellnau, Wayne Moore, James Sinnamon, Kevin Hoyer, Matthew Foster, Harry Husted, "GDCI multi-cylinder engine for high fuel efficiency and low emissions". *SAE International Journal of Engines*, 8, pp. 775-790, 2015.
- [89] Sam Shamun, Mengqin Shen, Bengt Johansson, Martin Tuner, Joakim Pagels, Anders Gudmundsson, Per Tunestal, "Exhaust PM emissions analysis of alcohol fueled heavy-duty engine utilizing PPC". *SAE International Journal of Engines*, 9, pp. 2142-2152, 2016.
- [90] Akhilendra Pratap Singh, Avinash Kumar Agarwal, "Combustion characteristics of diesel HCCI engine: an experimental investigation using external mixture formation technique". *Applied Energy*, 99, pp. 116-125, 2012.
- [91] Dhananjay Kumar Srivastava, Avinash Kumar Agarwal, Amitava Datta, Rakesh Kumar Maurya, *Advances in Internal Combustion Engine Research*. Springer, 2018.
- [92] Shalabh Srivastava, Harold Schock, Farhad Jaber, David LS Hung, "Numerical simulation of a direct-injection spark-ignition engine with different fuels," SAE Technical Paper 0148-7191, 2009.
- [93] Robert A Stein, Christopher J House, Thomas G Leone, "Optimal use of E85 in a turbocharged direct injection engine". *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 2, pp. 670-682, 2009.
- [94] LRKRWDR Talbot, RK Cheng, RW Schefer, DR Willis, "Thermophoresis of particles in a heated boundary layer". *Journal of fluid mechanics*, 101, pp. 737-758, 1980.
- [95] Venugopal Thangavel, Sai Yashwanth Momula, Dheeraj Bharadwaj Gosala, Ramesh Asvathanarayanan, "Experimental studies on simultaneous injection of ethanol-gasoline and n-butanol-gasoline in the intake port of a four stroke SI engine". *Renewable Energy*, 91, pp. 347-360, 2016.
- [96] RH Thring, "Alternative fuels for spark-ignition engines," SAE Technical Paper

- 0148-7191, 1983.
- [97] Martin Tuner, "Review and benchmarking of alternative fuels in conventional and advanced engine concepts with emphasis on efficiency, co<sub>2</sub>, and regulated emissions," SAE Technical Paper 0148-7191, 2016.
- [98] JWG Turner, RJ Pearson, E Dekker, B Iosefa, K Johansson, K Ac Bergström, "Extending the role of alcohols as transport fuels using iso-stoichiometric ternary blends of gasoline, ethanol and methanol". *Applied energy*, 102, pp. 72-86, 2013.
- [99] Bui Van Ga, Tran Van Nam, "Appropriate structural parameters of biogas SI engine converted from diesel engine". *IET Renewable Power Generation*, 9, pp. 255-261, 2014.
- [100] Bui Van Ga, Tran Van Nam, Bui Thi Minh Tu, Nguyen Quang Trung, "Numerical simulation studies on performance, soot and NOx emissions of dual-fuel engine fuelled with hydrogen enriched biogas mixtures". *IET Renewable Power Generation*, 12, pp. 1111-1118, 2018.
- [101] Henk Kaarle Versteeg, Weeratunge Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education, 2007.
- [102] T. O. Wagner, D. S. Gray, B. Y. Zarah, A. A. Kozinski, "Practicality of Alcohols as Motor Fuel," 1979.
- [103] Chan-Wei Wu, Rong-Horng Chen, Jen-Yung Pu, Ta-Hui Lin, "The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline-blended fuels". *Atmospheric Environment*, 38, pp. 7093-7100, 2004.
- [104] Xuesong Wu, Ritchie Daniel, Guohong Tian, Hongming Xu, Zuohua Huang, Dave Richardson, "Dual-injection: The flexible, bi-fuel concept for spark-ignition engines fuelled with various gasoline and biofuel blends". *Applied Energy*, 88, pp. 2305-2314, 2011.
- [105] Jinyue Yan, Tun Lin, "Biofuels in Asia". *Applied energy*, pp. S1-S10, 2009.
- [106] Fikret Yüksel, Bedri Yüksel, "The use of ethanol-gasoline blend as a fuel in an SI engine". *Renewable energy*, 29, pp. 1181-1191, 2004.
- [107] Ji Zeldovich, "Acta Physicochim". URSS, 21, p. 577, 1946.
- [108] Wei Zeng, Min Xu, Gaoming Zhang, Yuyin Zhang, David J Cleary, "Atomization and vaporization for flash-boiling multi-hole sprays with alcohol fuels". *Fuel*, 95, pp. 287-297, 2012.
- [109] E Zervas, X Montagne, J Lahaye, "Emission of alcohols and carbonyl compounds from a spark ignition engine. Influence of fuel and air/fuel equivalence ratio". *Environmental science & technology*, 36, pp. 2414-2421, 2002.
- [110] Yuan Zhuang, Guang Hong, "Investigation to leveraging effect of ethanol direct injection (EDI) in a gasoline port injection (GPI) engine," SAE Technical Paper 0148-7191, 2013.
- [111] Yuan Zhuang, Guang Hong, "Primary investigation to leveraging effect of using ethanol fuel on reducing gasoline fuel consumption". *Fuel*, 105, pp. 425-431, 2013.
- [112] Yuan Zhuang, Guang Hong, "Effects of direct injection timing of ethanol fuel on engine knock and lean burn in a port injection gasoline engine". *Fuel*, 135, pp. 27-37, 2014.
- [113] Yuan Zhuang, Yejian Qian, Guang Hong, "The effect of ethanol direct injection on knock mitigation in a gasoline port injection engine". *Fuel*, 210, pp. 187-197, 2017.

- [114] Vladimir Zimont, Wolfgang Polifke, Marco Bettelini, Wolfgang Weisenstein, "An efficient computational model for premixed turbulent combustion at high Reynolds numbers based on a turbulent flame speed closure," *ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, 1997, pp. V002T06A054-V002T06A054.

**C. Website:**

- [115] <http://www.lexusv8engines.co.za/luz-fe-vvt-i-4l-v8/>.
- [116] [https://baotainguyenmoitruong.vn/moi-truong/khi-thai-phuong-tien-giao-thong-  
nguyễn-nhan-dau-bang-gay-o-nhiem-khong-khi-1233441.html](https://baotainguyenmoitruong.vn/moi-truong/khi-thai-phuong-tien-giao-thong-nguyễn-nhan-dau-bang-gay-o-nhiem-khong-khi-1233441.html).
- [117] [https://xe.thanhnien.vn/thi-truong-xe/the-gioi-tieu-thu-84-trieu-o-to-trong-nam-  
2016-10080.html](https://xe.thanhnien.vn/thi-truong-xe/the-gioi-tieu-thu-84-trieu-o-to-trong-nam-2016-10080.html).
- [118] <http://bnews.vn/luong-tieu-thu-o-to-ca-nuoc-9-thang-tang-31-/25983.html>.

## PHỤ LỤC

### **Phụ lục 1. Nhiên liệu thực nghiệm**

#### **1.1. Ethanol pha trộn**

*Bảng PL-1: Chỉ tiêu kỹ thuật của etanol nhiên liệu không biến tính [1]*

| Tên chỉ tiêu                                                                 | Mức  | Phương pháp thử                          |
|------------------------------------------------------------------------------|------|------------------------------------------|
| 1. Hàm lượng etanol, % thể tích                                              | min. | 99,0<br>TCVN 7864 (ASTM D 5501)          |
| 2. Hàm lượng metanol, % thể tích                                             | max. | 0,5<br>TCVN 7864 (ASTM D 5501)           |
| 3. Hàm lượng nước, % thể tích                                                | max. | 1,0<br>TCVN 7893 (ASTM E 1064)           |
| 4. Độ axit (tính theo axit axetic CH <sub>3</sub> COOH), % khối lượng (mg/L) | max. | 0,007<br>(56)<br>TCVN 7892 (ASTM D 1613) |
| 5. Hàm lượng clorua vô cơ, mg/L (mg/kg)                                      | max. | 8 (10)<br>ASTM D 7319; ASTM D 7328       |

*Bảng PL-2: Chỉ tiêu kỹ thuật của etanol nhiên liệu biến tính [1]*

| Tên chỉ tiêu                                                                 | Mức  | Phương pháp thử                          |
|------------------------------------------------------------------------------|------|------------------------------------------|
| 1. Hàm lượng etanol, % thể tích                                              | min. | 92,1<br>TCVN 7864 (ASTM D 5501)          |
| 2. Hàm lượng metanol, % thể tích                                             | max. | 0,5<br>TCVN 7864 (ASTM D 5501)           |
| 3. Hàm lượng nước, % thể tích                                                | max. | 1,0<br>TCVN 7893 (ASTM E 1064)           |
| 4. Độ axit (tính theo axit axetic CH <sub>3</sub> COOH), % khối lượng (mg/L) | max. | 0,007<br>(56)<br>TCVN 7892 (ASTM D 1613) |
| 5. Hàm lượng clorua vô cơ, mg/L (mg/kg)                                      | max. | 8 (10)<br>ASTM D 7319; ASTM D 7328       |

*Bảng PL-3: Các thông số của cồn dùng trong quá trình thí nghiệm*

| STT | Chỉ tiêu phân tích               | Kết quả phân tích |
|-----|----------------------------------|-------------------|
| 1   | Chỉ số octan (RON)               | 116,8             |
| 2   | Tỷ trọng ở 20°C                  | 0,791             |
| 3   | Nhiệt độ sôi đầu(°C)             | 78,1              |
| 4   | Nhiệt độ sôi cuối (°C)           | 78,2              |
| 5   | Nồng độ ethanol, % thể tích, min | 99,5              |

## 1.2. Xăng RON 92 gốc pha trộn

Bảng PL-4: Chỉ tiêu chất lượng cơ bản của xăng không chì [I]

| Tên chỉ tiêu                              |      | Mức 2                                              | Mức 3    | Mức 4    | Phương pháp thử                                     |
|-------------------------------------------|------|----------------------------------------------------|----------|----------|-----------------------------------------------------|
| 1. Trí số óctan (RON)                     | min. | 90/92/95                                           | 92/95/98 | 92/95/98 | TCVN 2703 (ASTM D 2699)                             |
| 2. Hàm lượng chì, g/L                     | max. | 0,013                                              | 0,013    | 0,005    | TCVN 7143 (ASTM D 3237)                             |
| 3. Thành phần cát phân đoạn:              |      |                                                    |          |          | TCVN 2698 (ASTM D 86)                               |
| - Điểm sôi đầu, °C                        |      | Báo cáo                                            | Báo cáo  | Báo cáo  |                                                     |
| - 10 % thể tích, °C                       | max. | 70                                                 | 70       | 70       |                                                     |
| - 50 % thể tích, °C                       | max. | 120                                                | 70 - 120 | 70 - 120 |                                                     |
| - 90 % thể tích, °C                       | max. | 190                                                | 190      | 190      |                                                     |
| - Điểm sôi cuối, °C                       | max. | 215                                                | 210      | 210      |                                                     |
| - Cení cuối, % thể tích                   | max. | 2,0                                                | 2,0      | 2,0      |                                                     |
| 4. Hàm lượng lưu huỳnh, mg/kg             | max. | 500                                                | 150      | 50       | TCVN 6701 (ASTM D 2622);<br>TCVN 7760 (ASTM D 5453) |
| 5. Hàm lượng benzen, % thể tích           | max. | 2,5                                                | 2,5      | 1,0      | TCVN 3166 (ASTM D 5580);<br>TCVN 6703 (ASTM D 3606) |
| 6. Hydrocacbon thơm, % thể tích           | max. | 40                                                 | 40       | 40       | TCVN 7330 (ASTM D 1319)                             |
| 7. Hàm lượng olefin, % thể tích           | max. | 38                                                 | 30       | 30       | TCVN 7330 (ASTM D 1319)                             |
| 8. Hàm lượng oxy, % khối lượng            | max. | 2,7                                                | 2,7      | 2,7      | TCVN 7332 (ASTM D 4815)                             |
| 9. Tổng hàm lượng kim loại (Fe, Mn), mg/L | max. | 5                                                  | 5        | 5        | TCVN 7331 (ASTM D 3831)                             |
| 10. Ngoại quan                            |      | Trong suốt, không phân lớp và<br>không có tạp chất |          |          | TCVN 7759 (ASTM D 4176)                             |

## 1.3. Kết quả thử nghiệm mẫu nhiên liệu

Bảng PL-5: Chỉ tiêu lý hóa nhiên liệu xăng-ethanol thực nghiệm

| STT | CHỈ TIÊU LÝ HÓA            | ĐV. TÍNH | PP THỬ                 | E10         | E20         | E30         | E40     |
|-----|----------------------------|----------|------------------------|-------------|-------------|-------------|---------|
| 01  | Màu sắc                    | -        | -                      | -           | -           | -           | -       |
| 02  | Khối lượng riêng ở<br>15°C | kg/l     | D1298-12b<br>D 4052-11 | 0,7369      | 0,7443      | 0,7516      | 0,7588  |
| 03  | Trí số Octane              | RON      | D2699-15               | 94,4        | 97,3        | 100,4       | 104,3   |
| 04  | Hàm lượng chì              | g/l      | D3237-12<br>D5059-14   | <0,002<br>5 | <0,002<br>5 | <0,002<br>5 | <0,0025 |
| 05  | Hàm lượng lưu huỳnh        | mg/kg    | D5453-12<br>D4294-10   | 40          | 37          | 33          | 31      |
| 06  | Ăn mòn đồng<br>3h, 50°C    |          | D130-12                | 1a          | 1a          | 1a          | 1a      |

| STT | CHỈ TIÊU LÝ HÓA                                                                                                                                           | ĐV. TÍNH     | PP THỦ    | E10                                                        | E20                                                        | E30                                                        | E40                                                        |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------|
| 07  | Áp suất hơi bão hòa                                                                                                                                       | kPa          | D5191-10b | 72,0                                                       | 70,0                                                       | 66,6                                                       | 62,3                                                       |
| 08  | Hàm lượng nhựa                                                                                                                                            | mg/100ml     | D381-12   | <0,5                                                       | <0,5                                                       | <0,5                                                       | <0,5                                                       |
| 09  | Thành phần cát:<br>Nhiệt độ sôi dầu<br>Nhiệt độ sôi 10%<br>Nhiệt độ sôi 50%<br>Nhiệt độ sôi 90%<br>Nhiệt độ sôi 95%<br>Nhiệt độ sôi cuối<br>Cặn + Hao hụt | °C           | D86-12    | 33,6<br>50,8<br>69,3<br>158,1<br>171,9<br>186,5<br>1,0+1,2 | 34,4<br>52,1<br>70,2<br>156,1<br>179,8<br>183,7<br>1,0+1,2 | 35,9<br>54,3<br>72,2<br>153,8<br>170,4<br>183,0<br>1,0+1,2 | 36,6<br>56,1<br>73,8<br>147,8<br>161,9<br>181,7<br>1,0+1,2 |
| 10  | Độ ổn định oxy hóa                                                                                                                                        | Phút         | D525-12a  | >480                                                       | >480                                                       | >480                                                       | >480                                                       |
| 11  | Hydrocacbon thơm                                                                                                                                          | % thể tích   | D1319-14  | 25,2                                                       | 22,5                                                       | 20,0                                                       | 17,0                                                       |
| 12  | Hàm lượng Benzen                                                                                                                                          | % thể tích   | D5580-13  | 0,91                                                       | 0,80                                                       | 0,69                                                       | 0,59                                                       |
| 13  | Hàm lượng Olefin                                                                                                                                          | % thể tích   | D1319-14  | 31,7                                                       | 28,0                                                       | 25,1                                                       | 21,7                                                       |
| 14  | Hàm lượng Oxy                                                                                                                                             | % khói lượng | D4815-15a | 3,68                                                       | 7,69                                                       | 11,55                                                      | 15,54                                                      |
| 15  | Hàm lượng ethanol                                                                                                                                         | % thể tích   | D4815-15a | 9,82                                                       | 20,70                                                      | 30,40                                                      | 40,70                                                      |
| 16  | Hàm lượng kim loại                                                                                                                                        | mg/l         | D3831-12  | <1,0                                                       | <1,0                                                       | <1,0                                                       | <1,0                                                       |
| 17  | Ngoại quan                                                                                                                                                |              | D4176-09  | Trong suốt, không phân lớp, không có tạp chất lơ lửng      |                                                            |                                                            |                                                            |

## **Phụ lục 2. Quy trình thực nghiệm**

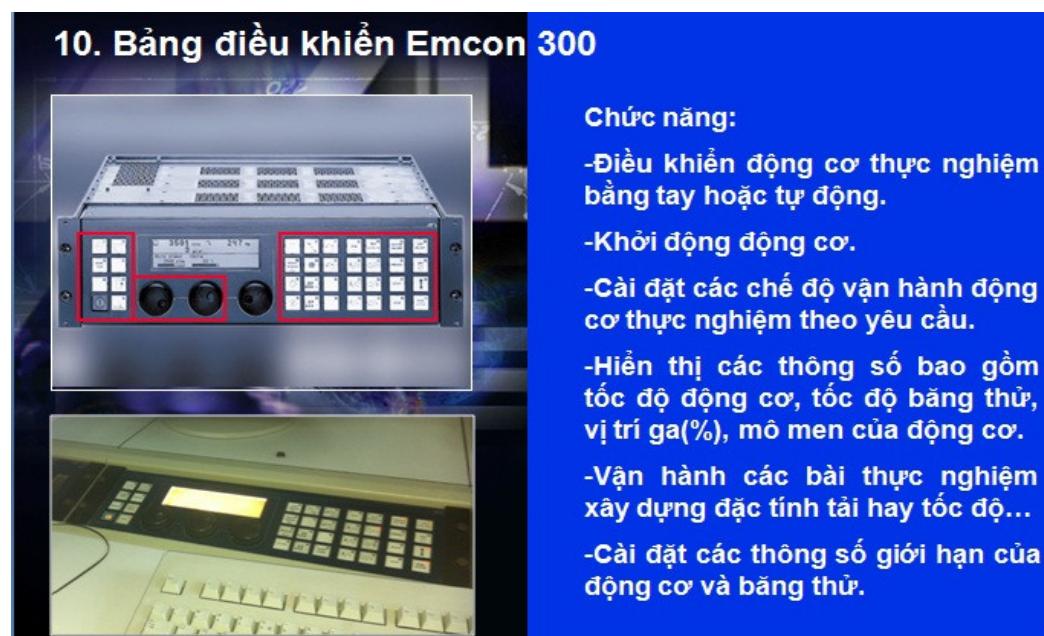
### **Bước 1: Chuẩn bị thí nghiệm**

Lắp đặt động cơ cần tiến hành thí nghiệm lên băng thử, lắp đặt các thiết bị phụ trợ như các cảm biến trên động cơ, hệ thống cung cấp nhiên liệu, hệ thống cung cấp nước, hệ thống khí nén, hệ thống quạt hút và thổi, hệ thống làm mát, hệ thống đo, đầu nối các thiết bị, khai báo lập trình...

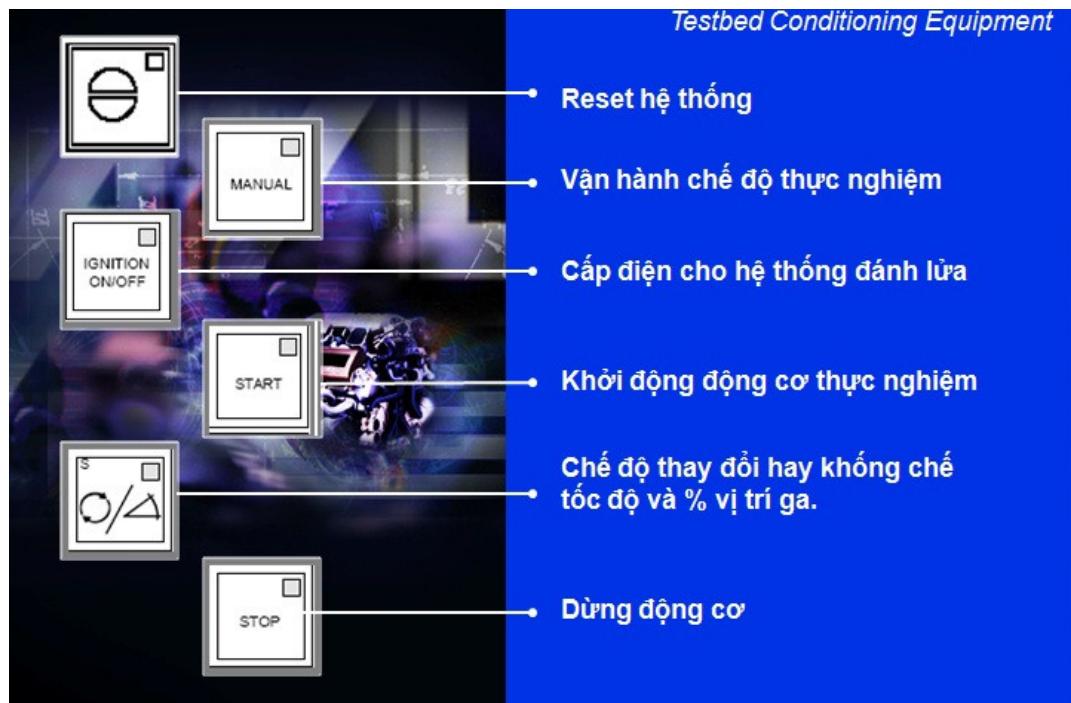
### **Bước 2: Vận hành các thiết bị chính trong phòng thí nghiệm động cơ**

1. Vận hành các thiết bị phụ trợ
2. Vận hành các trang thiết bị xác lập điều kiện thí nghiệm (Độ ẩm, nhiệt độ phòng, nhiệt độ nhiên liệu...)
3. Vận hành hệ thống làm mát nhiên liệu
4. Vận hành hệ thống đo tiêu hao nhiên liệu
5. Vận hành hệ thống điều hòa nhiệt độ nước làm mát cấp cho động cơ
6. Vận hành hệ thống điều hòa nhiệt độ dầu bôi trơn động cơ (554)
7. Vận hành hệ thống đo bồ hóng, khí xả động cơ
8. Kiểm tra động cơ và nối kết điện acqui cho hệ thống điều khiển động cơ
9. Chuẩn bị công tác PCCC và an toàn
10. Vận hành PUMA

### **Bước 3: Kích hoạt chế độ băng tay**

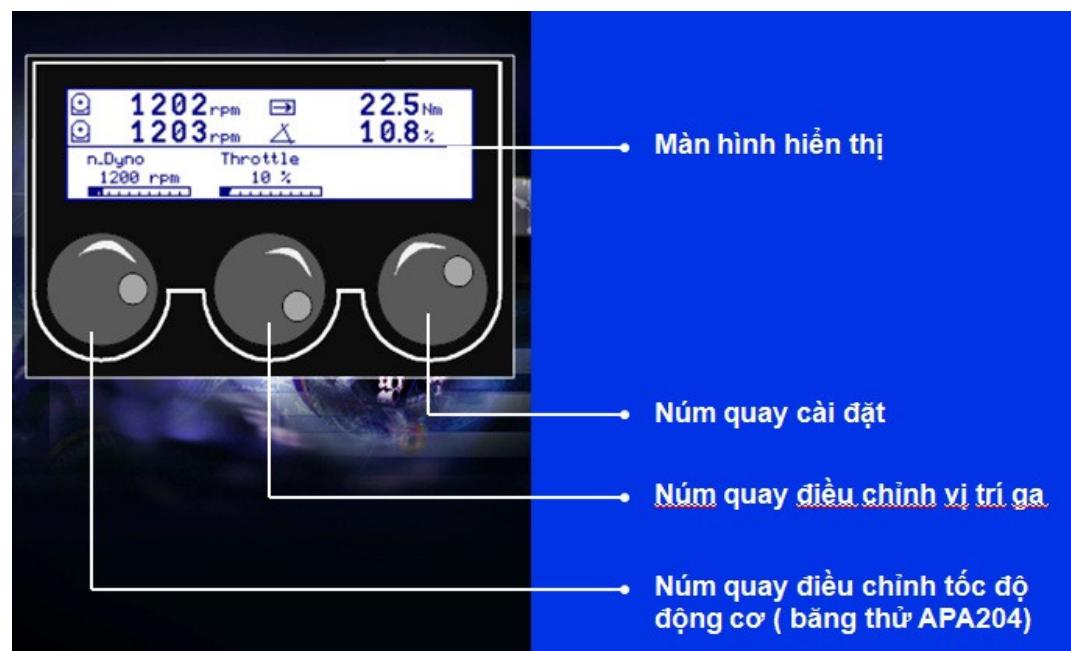


*Hình PL-1: Bảng điều khiển Emcon 300*



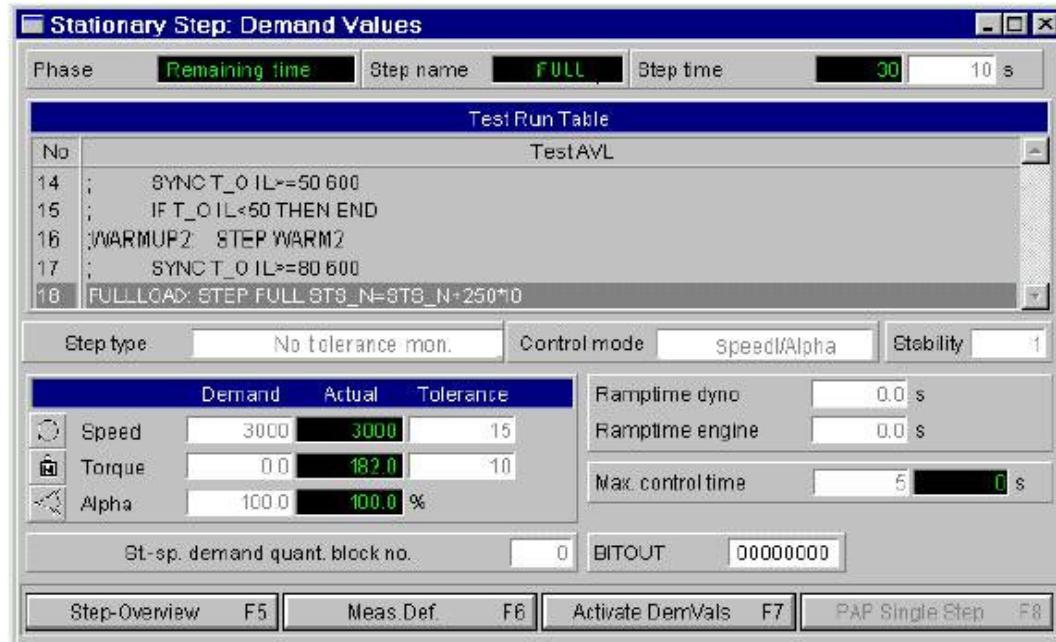
Hình PL-2: Các nút phím trên Emcon

#### Bước 4: Khởi động động cơ



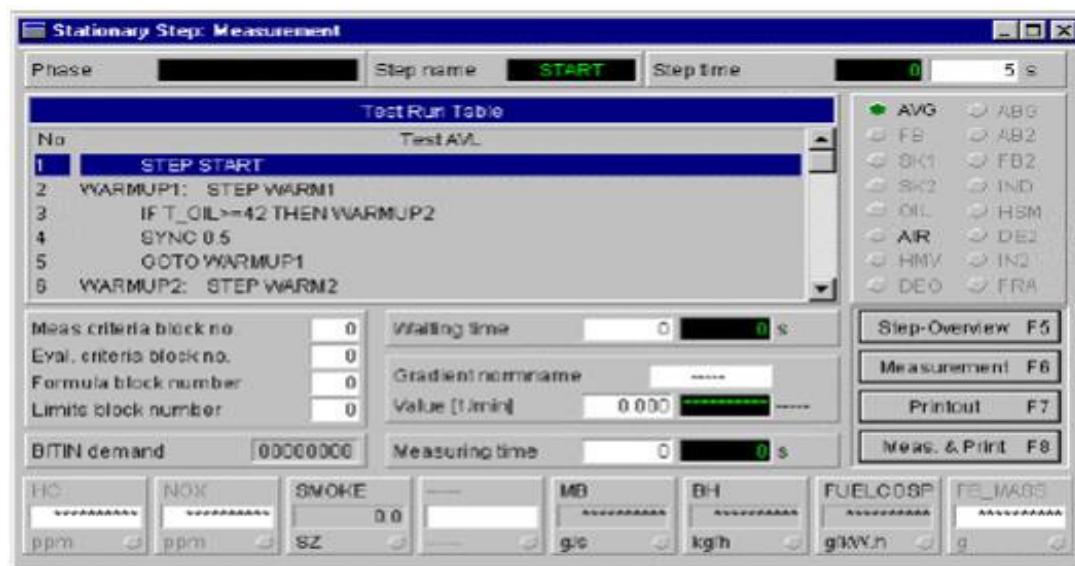
Hình PL-3: Các nút xoay trên Pano

#### Bước 5: Chọn bài thí nghiệm



Hình PL-4: Giao diện Stationary Step: Demand Values

**Bước 6:** Ghi và lưu kết quả đo:



Hình PL-5: Giao diện Stationary Step: Measurement

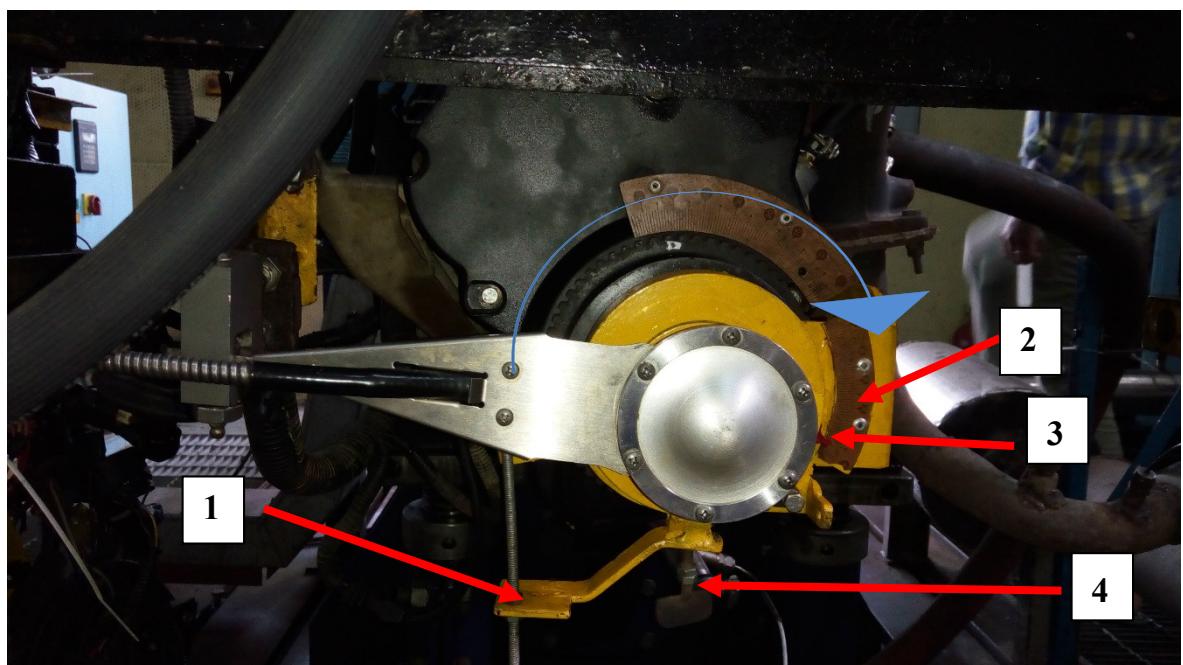
**Bước 7:** Kết thúc

### **Phụ lục 3. Xác định ĐCT, góc đánh lửa và điều chỉnh góc đánh lửa**

Góc đánh lửa được xác định gần đúng bằng thiết bị kiểm tra góc đánh lửa Model 33E được chế tạo bởi hãng Technotest-Ý.



*Hình PL-6: Thiết bị kiểm tra góc đánh lửa Model 33E, Technotest-Ý*

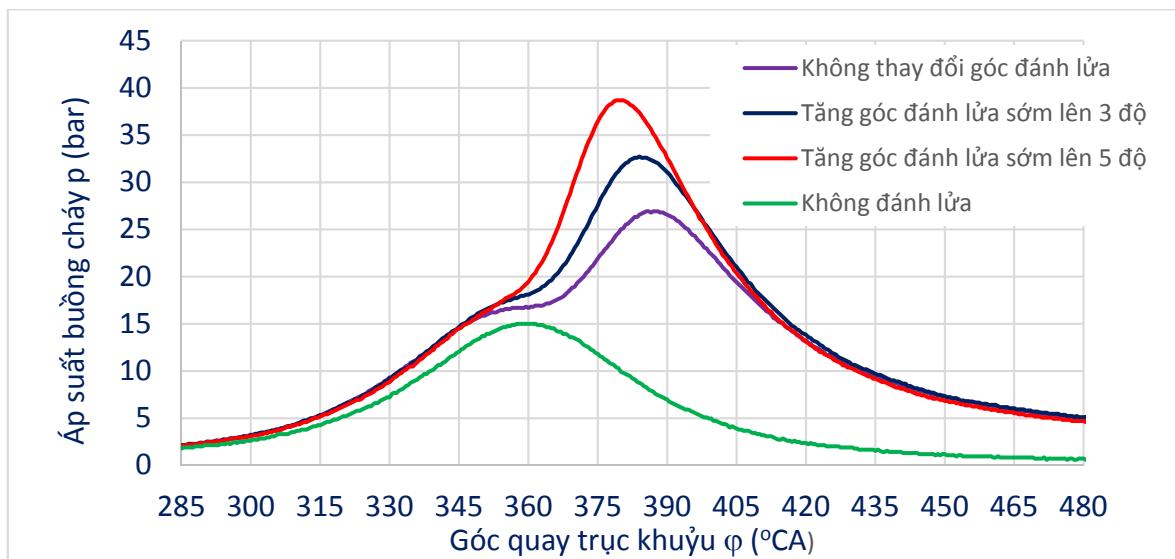


*Hình PL-7: Thiết bị điều chỉnh góc đánh lửa cơ khí*

1- Càng xoay thay đổi vị trí cảm biến tốc độ; 2- Thang điều chỉnh góc đánh lửa; 3 - Kim chỉ góc đánh lửa; 4 - Vít cố định càng xoay.



Hình PL-8: Vị trí lắp đặt cảm biến trên thiết bị điều chỉnh góc đánh lửa cơ khí  
1- Cảm biến vị trí trực khuỷu



Hình PL-9: Diễn biến áp suất buồng cháy theo điều kiện đánh lửa úng với 3250 rpm

Kết quả đo cho thấy động cơ Daewoo A16DMS có góc đánh lửa dao động trong khoảng từ 15°CA trước ĐCT đến 10°CA sau ĐCT. Quy luật chung nhận thấy càng tăng tốc độ góc đánh lửa càng sớm so với ĐCT và càng tăng góc mở bướm ga (%THA) góc đánh lửa càng muộn so với ĐCT. Cảm biến vị trí trực khuỷu có thể được lắp lên thiết bị điều chỉnh góc đánh lửa cơ khí (xem Hình PL-7, Hình PL-8). Bằng cách xoay cảm biến vị trí trực khuỷu sớm lên 3 và 5°CA đường áp suất sẽ chuyển dịch từ đường màu tím (không xoay cảm biến) thành đường màu đen (xoay 3°CA) và

đường màu đỏ (xoay 5°CA) như thể hiện trên Hình PL-9. Vị trí ĐCT sẽ trùng với vị trí áp suất đạt giá trị cực đại của đường áp suất không đánh lửa như thể hiện trên Hình PL-9.

#### **Phụ lục 4. Kết quả thực nghiệm**

*Bảng PL-6: Công suất có ích Ne (kW) ở 10%THA*

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250  | 2750  | 3250  | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|-------|-------|-------|------|------|
| E0      | 8,62 | 9,71 | 10,81 | 10,78 | 11,89 | -    | -    |
| E10     | 8,50 | 9,86 | 11,23 | 11,01 | 11,95 | -    | -    |
| E15     | 8,56 | 9,92 | 11,29 | 11,04 | 11,96 | -    | -    |
| E20     | 8,38 | 9,79 | 11,21 | 10,97 | 11,88 | -    | -    |
| E30     | 8,41 | 9,64 | 10,88 | 10,69 | 11,62 | -    | -    |
| E40     | 7,96 | 9,23 | 10,50 | 10,15 | 10,86 | -    | -    |

*Bảng PL-7: Công suất có ích Ne (kW) ở 30%THA*

| n (rpm) | 1250 | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 9,56 | 14,51 | 19,46 | 23,71 | 27,03 | 28,43 | 29,83 |
| E10     | 9,47 | 14,53 | 19,60 | 23,85 | 27,16 | 28,73 | 30,29 |
| E15     | 9,36 | 14,53 | 19,69 | 23,93 | 27,22 | 28,71 | 30,19 |
| E20     | 9,28 | 14,53 | 19,78 | 23,99 | 27,27 | 28,65 | 30,02 |
| E30     | 9,07 | 14,43 | 19,79 | 23,94 | 27,15 | 28,37 | 29,59 |
| E40     | 8,85 | 14,06 | 19,27 | 23,44 | 26,70 | 27,93 | 29,16 |

*Bảng PL-8: Công suất có ích Ne (kW) ở 50%THA*

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 11,99 | 17,54 | 23,09 | 30,24 | 37,40 | 40,61 | 43,81 |
| E10     | 11,83 | 17,74 | 23,65 | 30,79 | 37,93 | 41,16 | 44,38 |
| E15     | 11,71 | 17,71 | 23,71 | 31,14 | 38,57 | 41,71 | 44,84 |
| E20     | 11,45 | 17,58 | 23,71 | 31,18 | 38,65 | 41,67 | 44,69 |
| E30     | 11,03 | 17,30 | 23,57 | 31,40 | 39,22 | 41,51 | 43,80 |
| E40     | 10,59 | 16,66 | 22,73 | 30,70 | 38,67 | 40,08 | 41,48 |

*Bảng PL-9: Công suất có ích Ne (kW) ở 70%THA*

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 12,33 | 18,21 | 24,09 | 32,78 | 41,47 | 47,26 | 52,12 |
| E10     | 12,24 | 18,20 | 24,16 | 33,08 | 42,01 | 47,72 | 52,49 |
| E15     | 11,99 | 18,22 | 24,44 | 33,23 | 42,02 | 47,90 | 52,82 |
| E20     | 11,63 | 17,90 | 24,16 | 33,41 | 42,66 | 48,07 | 52,52 |
| E30     | 11,21 | 17,48 | 23,75 | 32,74 | 41,72 | 47,09 | 51,51 |
| E40     | 10,03 | 16,26 | 22,50 | 31,68 | 40,85 | 45,09 | 48,43 |

*Bảng PL-10: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_e$  (g/kW-h) ở 10%THA*

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750 | 4250 |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| E0      | 337,1 | 350,1 | 363,1 | 363,4 | 401,9 | -    | -    |

|     |       |       |       |       |       |   |   |
|-----|-------|-------|-------|-------|-------|---|---|
| E10 | 345,2 | 360,8 | 376,4 | 379,1 | 421,7 | - | - |
| E15 | 362,9 | 374,7 | 386,6 | 388,4 | 431,2 | - | - |
| E20 | 373,6 | 385,4 | 397,1 | 399,6 | 444,3 | - | - |
| E30 | 391,5 | 406,0 | 420,5 | 421,3 | 466,5 | - | - |
| E40 | 413,5 | 429,7 | 446,0 | 453,9 | 509,5 | - | - |

Bảng PL-11: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_e$  (g/kW-h) ở 30%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 327,2 | 305,6 | 284,0 | 300,9 | 305,9 | 312,0 | 318,1 |
| E10     | 334,5 | 311,7 | 289,0 | 302,9 | 304,9 | 312,7 | 320,5 |
| E15     | 339,8 | 312,7 | 285,6 | 300,9 | 304,4 | 315,3 | 326,2 |
| E20     | 358,7 | 325,0 | 291,3 | 304,2 | 305,3 | 320,7 | 336,2 |
| E30     | 379,8 | 338,7 | 297,7 | 311,5 | 313,2 | 330,3 | 347,4 |
| E40     | 403,7 | 359,1 | 314,5 | 328,7 | 330,0 | 349,8 | 369,7 |

Bảng PL-12: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_e$  (g/kW-h) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 312,4 | 299,7 | 286,9 | 270,9 | 254,9 | 262,7 | 270,4 |
| E10     | 324,7 | 311,5 | 298,3 | 278,4 | 258,6 | 266,8 | 275,0 |
| E15     | 336,3 | 317,1 | 297,8 | 279,1 | 260,3 | 266,7 | 273,0 |
| E20     | 349,6 | 328,1 | 306,7 | 283,8 | 261,0 | 270,1 | 279,2 |
| E30     | 372,2 | 344,2 | 316,2 | 294,1 | 271,9 | 276,6 | 281,3 |
| E40     | 392,7 | 364,6 | 336,6 | 313,5 | 290,4 | 296,0 | 301,6 |

Bảng PL-13: Suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_e$  (g/kW-h) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 322,3 | 312,3 | 302,3 | 287,1 | 271,9 | 282,3 | 287,1 |
| E10     | 345,0 | 329,3 | 313,7 | 295,3 | 277,0 | 288,1 | 293,4 |
| E15     | 352,6 | 333,4 | 314,2 | 296,6 | 279,1 | 290,4 | 296,0 |
| E20     | 374,4 | 349,3 | 324,1 | 302,3 | 280,5 | 295,7 | 304,9 |
| E30     | 405,8 | 371,4 | 337,0 | 315,9 | 294,8 | 312,7 | 324,4 |
| E40     | 455,7 | 411,4 | 367,2 | 341,6 | 316,0 | 334,3 | 346,0 |

Bảng PL-14: Hiệu suất có ích  $\eta_e$  (%) ở 10%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750 | 4250 |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| E0      | 24,55 | 23,67 | 22,79 | 20,61 | 20,59 | -    | -    |
| E10     | 25,02 | 23,98 | 22,95 | 20,63 | 20,48 | -    | -    |
| E15     | 24,32 | 23,58 | 22,83 | 20,57 | 20,47 | -    | -    |
| E20     | 24,14 | 23,43 | 22,72 | 20,43 | 20,30 | -    | -    |
| E30     | 24,10 | 23,27 | 22,43 | 20,26 | 20,22 | -    | -    |
| E40     | 23,89 | 23,02 | 22,14 | 19,73 | 19,39 | -    | -    |

Bảng PL-15: Hiệu suất có ích  $\eta_e$  (%) ở 30%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 25,30 | 27,22 | 29,14 | 28,66 | 27,05 | 26,53 | 26,02 |
| E10     | 25,82 | 27,86 | 29,89 | 29,69 | 28,33 | 27,64 | 26,95 |
| E15     | 25,98 | 28,44 | 30,91 | 30,55 | 28,99 | 28,02 | 27,05 |
| E20     | 25,15 | 28,06 | 30,97 | 30,87 | 29,55 | 28,19 | 26,83 |
| E30     | 24,84 | 28,27 | 31,69 | 31,52 | 30,12 | 28,64 | 27,16 |
| E40     | 24,47 | 27,93 | 31,40 | 31,28 | 29,93 | 28,32 | 26,72 |

Bảng PL-16: Hiệu suất có ích  $\eta_e$  (%) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 26,49 | 27,67 | 28,84 | 30,65 | 32,46 | 31,53 | 30,60 |
| E10     | 26,60 | 27,78 | 28,96 | 31,18 | 33,40 | 32,40 | 31,41 |
| E15     | 26,24 | 27,94 | 29,64 | 31,77 | 33,90 | 33,12 | 32,33 |
| E20     | 25,80 | 27,61 | 29,41 | 31,99 | 34,56 | 33,44 | 32,31 |
| E30     | 25,35 | 27,59 | 29,83 | 32,27 | 34,70 | 34,12 | 33,54 |
| E40     | 25,15 | 27,25 | 29,35 | 31,68 | 34,01 | 33,38 | 32,75 |

Bảng PL-17: Hiệu suất có ích  $\eta_e$  (%) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 25,68 | 26,53 | 27,38 | 28,91 | 30,44 | 29,93 | 28,82 |
| E10     | 25,04 | 26,29 | 27,54 | 29,36 | 31,18 | 30,62 | 29,44 |
| E15     | 25,03 | 26,56 | 28,09 | 29,86 | 31,62 | 31,03 | 29,82 |
| E20     | 24,09 | 25,96 | 27,83 | 29,99 | 32,15 | 31,18 | 29,59 |
| E30     | 23,25 | 25,62 | 27,99 | 30,00 | 32,00 | 30,85 | 29,08 |
| E40     | 21,68 | 24,29 | 26,90 | 29,08 | 31,26 | 30,20 | 28,55 |

Bảng PL-18: Phát thải CO (%) ở 10%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 3,9  | 3,2  | 2,5  | 2,5  | 2,8  | -    | -    |
| E10     | 2,6  | 1,9  | 1,3  | 1,3  | 1,6  | -    | -    |
| E15     | 2,0  | 1,5  | 1,1  | 1,1  | 1,3  | -    | -    |
| E20     | 1,7  | 1,3  | 0,9  | 0,9  | 1,1  | -    | -    |
| E30     | 0,9  | 0,7  | 0,5  | 0,5  | 0,6  | -    | -    |
| E40     | 0,3  | 0,2  | 0,1  | 0,1  | 0,1  | -    | -    |

Bảng PL-19: Phát thải CO (%) ở 30%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 4,6  | 3,9  | 3,2  | 3,8  | 4,2  | 4,1  | 3,9  |
| E10     | 2,9  | 2,4  | 1,8  | 2,3  | 2,7  | 2,5  | 2,4  |
| E15     | 2,4  | 2,0  | 1,5  | 1,9  | 2,3  | 2,2  | 2,1  |

|     |     |     |     |     |     |     |     |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| E20 | 2,1 | 1,7 | 1,3 | 1,6 | 1,9 | 1,8 | 1,7 |
| E30 | 1,1 | 0,9 | 0,7 | 0,9 | 1,0 | 1,0 | 0,9 |
| E40 | 0,2 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |

Bảng PL-20: Phát thải CO (%) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 2,9  | 2,6  | 2,3  | 3,0  | 3,8  | 3,3  | 2,9  |
| E10     | 1,6  | 1,4  | 1,2  | 1,8  | 2,3  | 2,0  | 1,7  |
| E15     | 1,5  | 1,3  | 1,1  | 1,5  | 2,0  | 1,7  | 1,5  |
| E20     | 1,2  | 1,0  | 0,9  | 1,2  | 1,6  | 1,4  | 1,2  |
| E30     | 0,6  | 0,5  | 0,5  | 0,7  | 0,9  | 0,8  | 0,6  |
| E40     | 0,0  | 0,0  | 0,1  | 0,1  | 0,1  | 0,0  | 0,0  |

Bảng PL-21: Phát thải CO (%) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 4,8  | 3,8  | 2,8  | 4,4  | 5,9  | 4,7  | 3,5  |
| E10     | 2,5  | 2,1  | 1,6  | 2,5  | 3,4  | 2,8  | 2,1  |
| E15     | 2,1  | 1,8  | 1,4  | 2,2  | 2,9  | 2,4  | 1,9  |
| E20     | 1,7  | 1,5  | 1,2  | 1,9  | 2,5  | 2,0  | 1,5  |
| E30     | 0,9  | 0,8  | 0,7  | 1,0  | 1,4  | 1,1  | 0,7  |
| E40     | 0,1  | 0,0  | 0,0  | 0,1  | 0,2  | 0,1  | 0,1  |

Bảng PL-22: Phát thải HC (ppm) ở 10%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|-------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 106,4 | 83,3 | 60,2 | 62,8 | 72,0 | -    | -    |
| E10     | 35,9  | 43,3 | 50,7 | 52,8 | 60,5 | -    | -    |
| E15     | 90,0  | 68,6 | 47,1 | 48,7 | 55,3 | -    | -    |
| E20     | 63,2  | 52,4 | 41,6 | 42,3 | 47,4 | -    | -    |
| E30     | 71,5  | 50,1 | 28,7 | 33,3 | 41,3 | -    | -    |
| E40     | 36,5  | 35,7 | 34,9 | 37,1 | 43,2 | -    | -    |

Bảng PL-23: Phát thải HC (ppm) ở 30%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750 | 2250 | 2750 | 3250  | 3750 | 4250 |
|---------|-------|------|------|------|-------|------|------|
| E0      | 119,6 | 99,9 | 80,2 | 95,1 | 106,2 | 99,0 | 91,9 |
| E10     | 102,3 | 87,9 | 73,5 | 83,2 | 89,6  | 80,2 | 70,8 |
| E15     | 96,2  | 78,4 | 60,7 | 69,6 | 75,7  | 71,5 | 67,2 |
| E20     | 73,1  | 63,6 | 54,2 | 61,5 | 66,5  | 62,8 | 59,1 |
| E30     | 66,2  | 59,0 | 51,9 | 54,4 | 54,8  | 56,3 | 57,8 |
| E40     | 69,7  | 63,5 | 57,3 | 61,6 | 63,4  | 61,8 | 60,2 |

Bảng PL-24: Phát thải HC (ppm) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 166,8 | 136,6 | 106,4 | 114,7 | 122,9 | 137,3 | 151,7 |
| E10     | 145,4 | 108,8 | 72,2  | 81,9  | 91,6  | 101,8 | 111,9 |
| E15     | 99,4  | 74,5  | 49,6  | 65,5  | 81,3  | 84,1  | 86,9  |
| E20     | 87,6  | 67,3  | 47,0  | 58,5  | 70,0  | 77,2  | 84,4  |
| E30     | 87,9  | 63,5  | 39,0  | 47,4  | 55,8  | 68,2  | 80,7  |
| E40     | 92,9  | 66,5  | 40,0  | 52,6  | 65,2  | 75,4  | 85,7  |

Bảng PL-25: Phát thải HC (ppm) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250  | 1750  | 2250  | 2750  | 3250  | 3750  | 4250  |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| E0      | 203,0 | 186,0 | 169,1 | 154,5 | 140,0 | 165,7 | 188,0 |
| E10     | 181,5 | 159,0 | 136,5 | 122,7 | 108,9 | 129,5 | 147,4 |
| E15     | 155,6 | 134,9 | 114,1 | 105,3 | 96,5  | 105,8 | 112,9 |
| E20     | 137,5 | 110,3 | 83,0  | 73,5  | 64,1  | 88,3  | 110,7 |
| E30     | 117,9 | 92,3  | 66,6  | 58,7  | 50,7  | 73,9  | 95,5  |
| E40     | 122,1 | 100,7 | 79,3  | 69,4  | 59,4  | 80,8  | 100,6 |

Bảng PL-26: Phát thải CO<sub>2</sub> (%) ở 10%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 11,2 | 11,2 | 11,3 | 10,6 | 11,0 | -    | -    |
| E10     | 11,4 | 11,7 | 11,9 | 11,0 | 11,2 | -    | -    |
| E15     | 11,5 | 11,7 | 11,9 | 11,0 | 11,3 | -    | -    |
| E20     | 11,3 | 11,5 | 11,7 | 10,7 | 10,9 | -    | -    |
| E30     | 11,0 | 11,3 | 11,5 | 10,6 | 10,7 | -    | -    |
| E40     | 10,4 | 10,9 | 11,4 | 10,2 | 10,1 | -    | -    |

Bảng PL-27: Phát thải CO<sub>2</sub> (%) ở 30%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 11,2 | 11,5 | 11,8 | 12,0 | 11,7 | 11,6 | 11,5 |
| E10     | 11,6 | 11,9 | 12,1 | 12,2 | 11,9 | 11,8 | 11,8 |
| E15     | 11,4 | 11,8 | 12,1 | 12,2 | 11,9 | 11,8 | 11,8 |
| E20     | 11,1 | 11,5 | 12,0 | 12,1 | 11,8 | 11,6 | 11,3 |
| E30     | 10,4 | 11,2 | 12,0 | 12,0 | 11,6 | 11,4 | 11,2 |
| E40     | 9,8  | 10,8 | 11,7 | 11,7 | 11,2 | 10,9 | 10,6 |

Bảng PL-28: Phát thải CO<sub>2</sub> (%) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 11,5 | 11,6 | 11,8 | 11,8 | 11,9 | 11,7 | 11,6 |
| E10     | 11,4 | 11,6 | 11,9 | 12,0 | 12,0 | 11,9 | 11,7 |
| E15     | 11,3 | 11,6 | 11,8 | 11,9 | 12,0 | 11,8 | 11,6 |
| E20     | 11,3 | 11,5 | 11,8 | 11,9 | 12,0 | 11,8 | 11,6 |
| E30     | 11,1 | 11,4 | 11,7 | 11,8 | 12,0 | 11,6 | 11,3 |
| E40     | 10,6 | 10,9 | 11,2 | 11,6 | 12,0 | 11,5 | 11,1 |

Bảng PL-29: Phát thải CO<sub>2</sub> (%) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 11,4 | 11,5 | 11,6 | 11,6 | 11,6 | 11,8 | 11,7 |
| E10     | 11,5 | 11,5 | 11,6 | 11,7 | 11,8 | 12,0 | 11,9 |
| E15     | 11,3 | 11,4 | 11,5 | 11,5 | 11,5 | 11,8 | 11,8 |
| E20     | 11,0 | 11,2 | 11,4 | 11,4 | 11,5 | 11,8 | 11,8 |
| E30     | 10,6 | 10,7 | 10,8 | 11,0 | 11,2 | 11,5 | 11,6 |
| E40     | 10,2 | 10,4 | 10,5 | 10,6 | 10,8 | 11,2 | 11,3 |

Bảng PL-30: Phát thải NOx (ppm) ở 10%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 765  | 839  | 914  | 904  | 988  | -    | -    |
| E10     | 1142 | 1054 | 965  | 984  | 1106 | -    | -    |
| E15     | 1049 | 1042 | 1034 | 1093 | 1267 | -    | -    |
| E20     | 1304 | 1256 | 1208 | 1150 | 1213 | -    | -    |
| E30     | 734  | 890  | 1046 | 1072 | 1211 | -    | -    |
| E40     | 496  | 729  | 962  | 1035 | 1217 | -    | -    |

Bảng PL-31: Phát thải NOx ở 30%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 917  | 984  | 1052 | 1124 | 1151 | 1232 | 1314 |
| E10     | 1131 | 1220 | 1309 | 1371 | 1380 | 1433 | 1486 |
| E15     | 1402 | 1492 | 1582 | 1591 | 1537 | 1617 | 1696 |
| E20     | 1525 | 1612 | 1698 | 1930 | 2085 | 1945 | 1805 |
| E30     | 1712 | 1818 | 1924 | 2116 | 2225 | 2090 | 1955 |
| E40     | 1688 | 1782 | 1876 | 2028 | 2100 | 1998 | 1897 |

Bảng PL-32: Phát thải NOx (ppm) ở 50%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 1109 | 1188 | 1267 | 1275 | 1282 | 1367 | 1452 |
| E10     | 1454 | 1462 | 1471 | 1701 | 1930 | 1882 | 1834 |
| E15     | 1563 | 1652 | 1740 | 1848 | 1956 | 1978 | 2000 |
| E20     | 1721 | 1838 | 1955 | 2113 | 2270 | 2297 | 2323 |
| E30     | 1605 | 1875 | 2144 | 2307 | 2470 | 2376 | 2282 |
| E40     | 1586 | 1753 | 1920 | 1867 | 1813 | 1961 | 2110 |

Bảng PL-33: Phát thải NOx (ppm) ở 70%THA

| n (rpm) | 1250 | 1750 | 2250 | 2750 | 3250 | 3750 | 4250 |
|---------|------|------|------|------|------|------|------|
| E0      | 1360 | 1489 | 1618 | 1787 | 1956 | 1886 | 1778 |
| E10     | 1559 | 1684 | 1809 | 1945 | 2081 | 2141 | 2158 |
| E15     | 1762 | 1944 | 2127 | 2307 | 2486 | 2465 | 2395 |

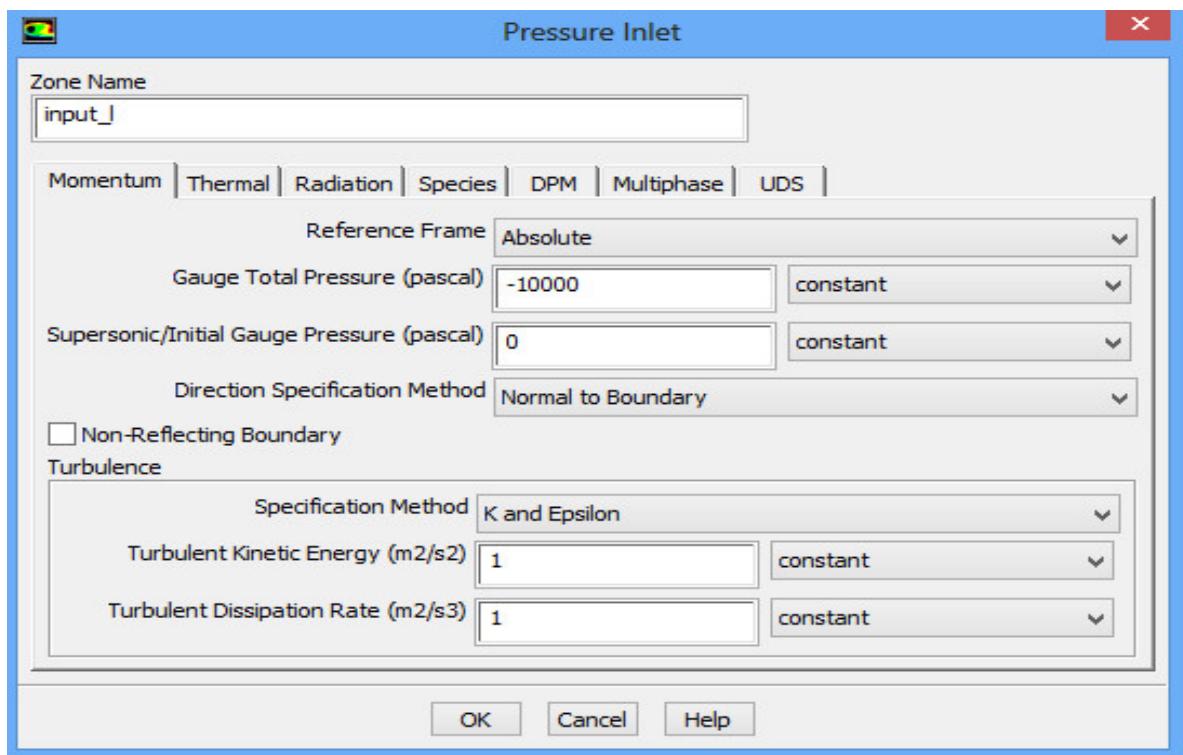
|     |      |      |      |      |      |      |      |
|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| E20 | 1979 | 2096 | 2213 | 2553 | 2893 | 2693 | 2439 |
| E30 | 2069 | 2236 | 2404 | 2536 | 2667 | 2648 | 2575 |
| E40 | 2140 | 2184 | 2227 | 2390 | 2554 | 2501 | 2398 |

## Phụ lục 5. Khai báo dữ liệu và xác lập điều kiện đầu vào mô phỏng

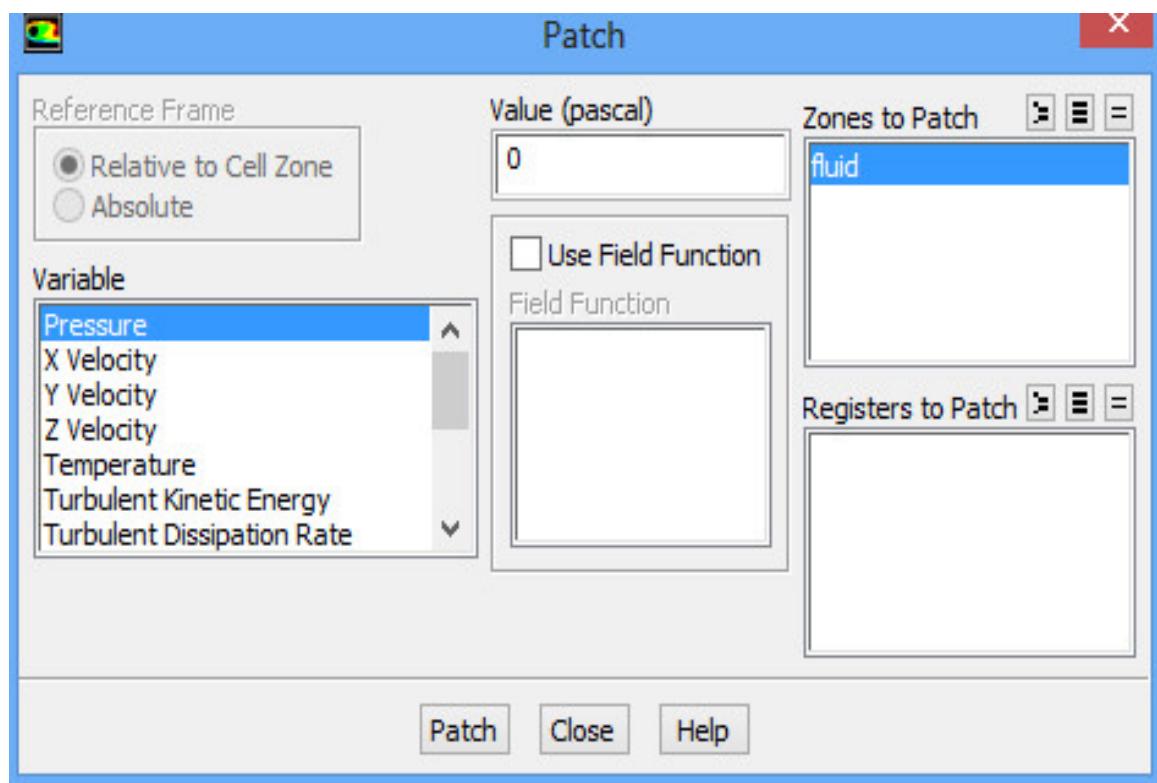
Bảng PL-34: Các hằng số đa thức nhiệt dung riêng, enthalpy và entropy tiêu chuẩn

|                                  | $\frac{C_p}{R} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4$ | $\frac{h^0}{RT} = a_1 + \frac{a_2}{2}T + \frac{a_3}{4}T^2 + \frac{a_4}{4}T^3 + \frac{a_5}{5}T^4 + \frac{a_6}{T}$ | $\frac{s^0}{R} = a_1 \ln T + a_2T + \frac{a_3}{2}T^2 + \frac{a_4}{3}T^3 + \frac{a_5}{4}T^4 + a_6$ |
|----------------------------------|---------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH |                                                         |                                                                                                                  |                                                                                                   |
| $a_1$                            | 7,93E+00                                                | 9,08E+04                                                                                                         | 3,17E-09                                                                                          |
| $a_2$                            | 1,36E-02                                                | -1,62E+01                                                                                                        | 2,25E-12                                                                                          |
| $a_3$                            | -4,72E-06                                               | -1,63E-01                                                                                                        | 9,30E+04                                                                                          |
| $a_4$                            | 7,45E-10                                                | 3,57E-02                                                                                                         | 2,56E+01                                                                                          |
| $a_5$                            | -4,39E-14                                               | -2,35E-05                                                                                                        | 0                                                                                                 |
| $a_6$                            | -                                                       | 0                                                                                                                | 0                                                                                                 |
| C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>   |                                                         |                                                                                                                  |                                                                                                   |
| $a_1$                            | 1,76E+01                                                | -36414,8                                                                                                         | 3,22E-11                                                                                          |
| $a_2$                            | 5,13323108E-02-<br>1,65307266E-05                       | 8,16E-01                                                                                                         | -3,05E+04                                                                                         |
| $a_3$                            | 2,43E-09                                                | 7,33E-02                                                                                                         | 2,42E+01                                                                                          |
| $a_4$                            | -1,36E-13                                               | 1,78E-05                                                                                                         | -2,69E+04                                                                                         |
| $a_5$                            | 0                                                       | -6,93592790E-08                                                                                                  | 0                                                                                                 |
| $a_6$                            | -                                                       | 0                                                                                                                | 0                                                                                                 |
| CO <sub>2</sub>                  |                                                         |                                                                                                                  |                                                                                                   |
| $a_1$                            | 4,45E+00                                                | -48967,9                                                                                                         | 6,87E-09                                                                                          |
| $a_2$                            | 3,14E-03                                                | 2,28E+00                                                                                                         | -2,12E-12                                                                                         |
| $a_3$                            | -1,28E-06                                               | 9,92E-03                                                                                                         | -4,84E+04                                                                                         |
| $a_4$                            | 2,39E-10                                                | -1,04E-05                                                                                                        | 1,02E+01                                                                                          |
| $a_5$                            | -1,67E-14                                               | 0                                                                                                                | 0                                                                                                 |
| $a_6$                            | -                                                       | 0                                                                                                                | 0                                                                                                 |
| CO                               |                                                         |                                                                                                                  |                                                                                                   |
| $a_1$                            | 3,03E+00                                                | -1,43E+04                                                                                                        | 5,58E-09                                                                                          |
| $a_2$                            | 1,44E-03                                                | 6,11E+00                                                                                                         | -2,47E-12                                                                                         |

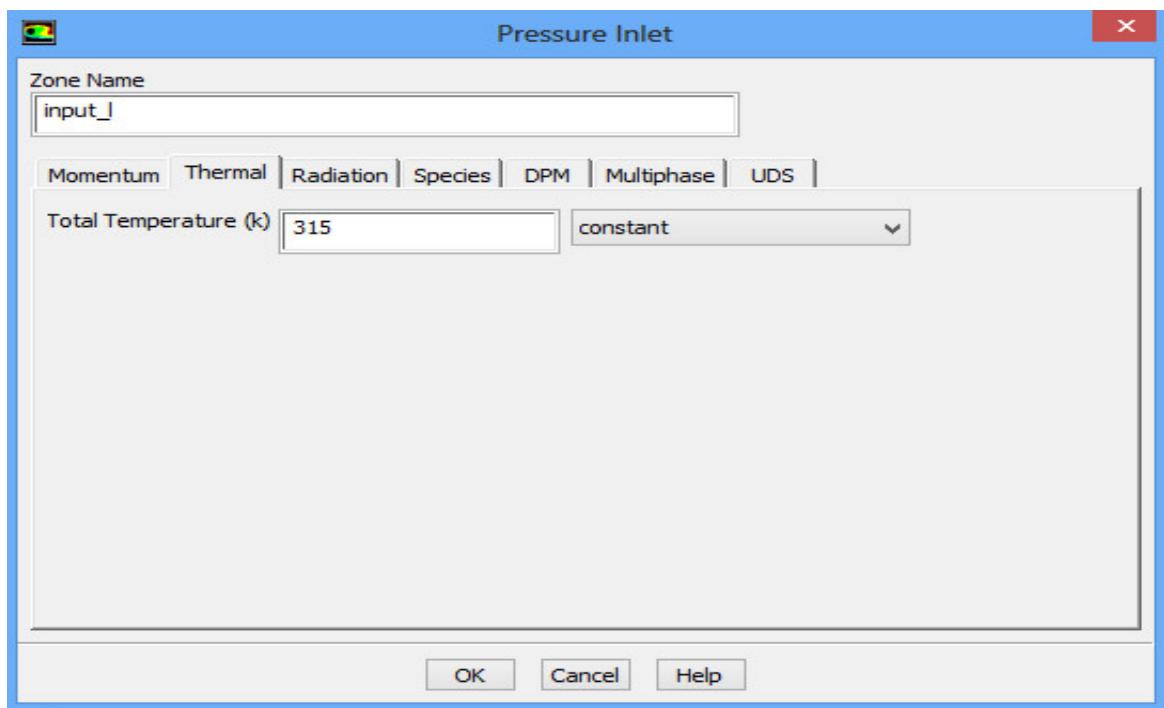
|                  |           |           |           |
|------------------|-----------|-----------|-----------|
| $a_3$            | -5,63E-07 | 3,26E+00  | -1,43E+04 |
| $a_4$            | 1,02E-10  | 1,51E-03  | 4,85E+00  |
| $a_5$            | -6,91E-15 | -3,88E-06 | 0         |
| $a_6$            | -         | 0         | 0         |
| H <sub>2</sub> O |           |           |           |
| $a_1$            | 2,67E+00  | -2,99E+04 | 6,97E-09  |
| $a_2$            | 3,06E-03  | 6,86E+00  | -2,51E-12 |
| $a_3$            | -8,73E-07 | 3,39E+00  | -3,02E+04 |
| $a_4$            | 1,20E-10  | 3,47E-03  | 2,59E+00  |
| $a_5$            | -6,39E-15 | -6,35E-06 | 0         |
| $a_6$            | -         | 0         | 0         |
| O <sub>2</sub>   |           |           |           |
| $a_1$            | 3,70E+00  | -1,23E+03 | 1,31E-09  |
| $a_2$            | 6,14E-04  | 3,19E+00  | -8,8E-13  |
| $a_3$            | -1,26E-07 | 3,21E+00  | -1005,25  |
| $a_4$            | 1,78E-11  | 1,13E-03  | 6,03E+00  |
| $a_5$            | -1,14E-15 | -5,76E-07 | 0         |
| $a_6$            | -         | 0         | 0         |
| N <sub>2</sub>   |           |           |           |
| $a_1$            | 2,93E+00  | -9,23E+02 | 5,64E-09  |
| $a_2$            | 1,49E-03  | 5,98E+00  | -2,44E-12 |
| $a_3$            | -5,68E-07 | 3,30E+00  | -1,02E+03 |
| $a_4$            | 1,01E-10  | 1,41E-03  | 3,95E+00  |
| $a_5$            | -6,75E-15 | -3,96E-06 | 0         |
| $a_6$            | -         | 0         | 0         |



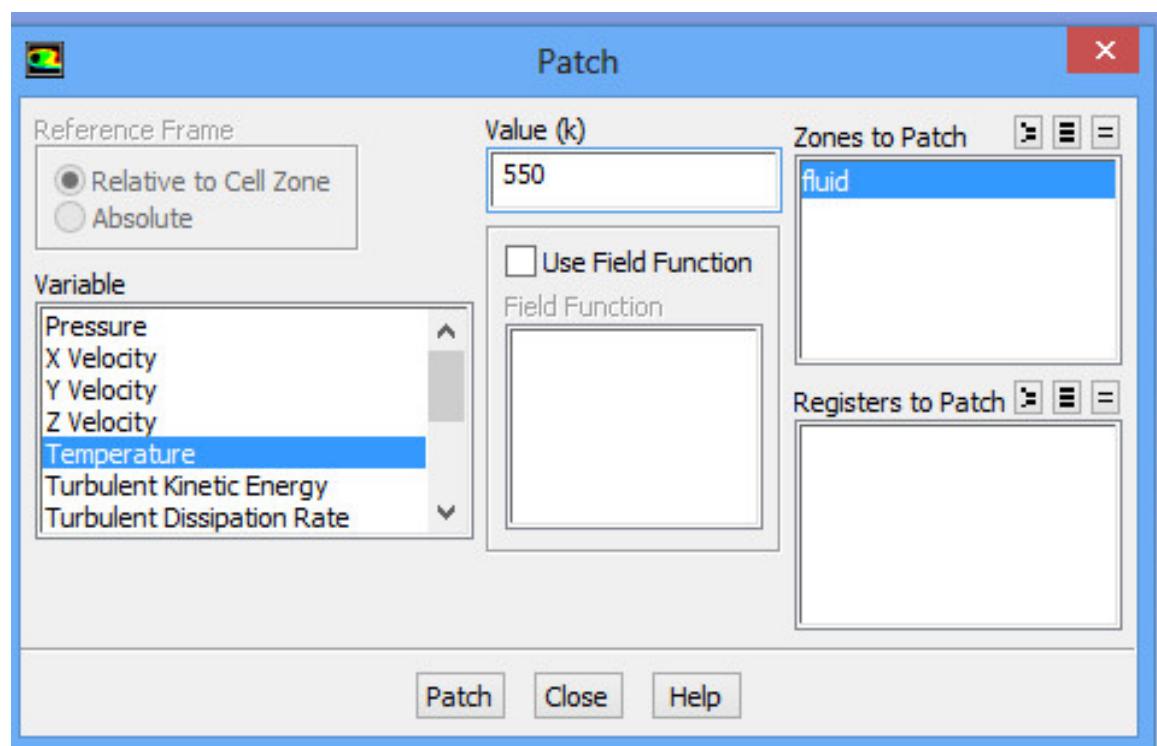
Hình PL-10: Xác lập áp suất khí nạp tại cửa nạp



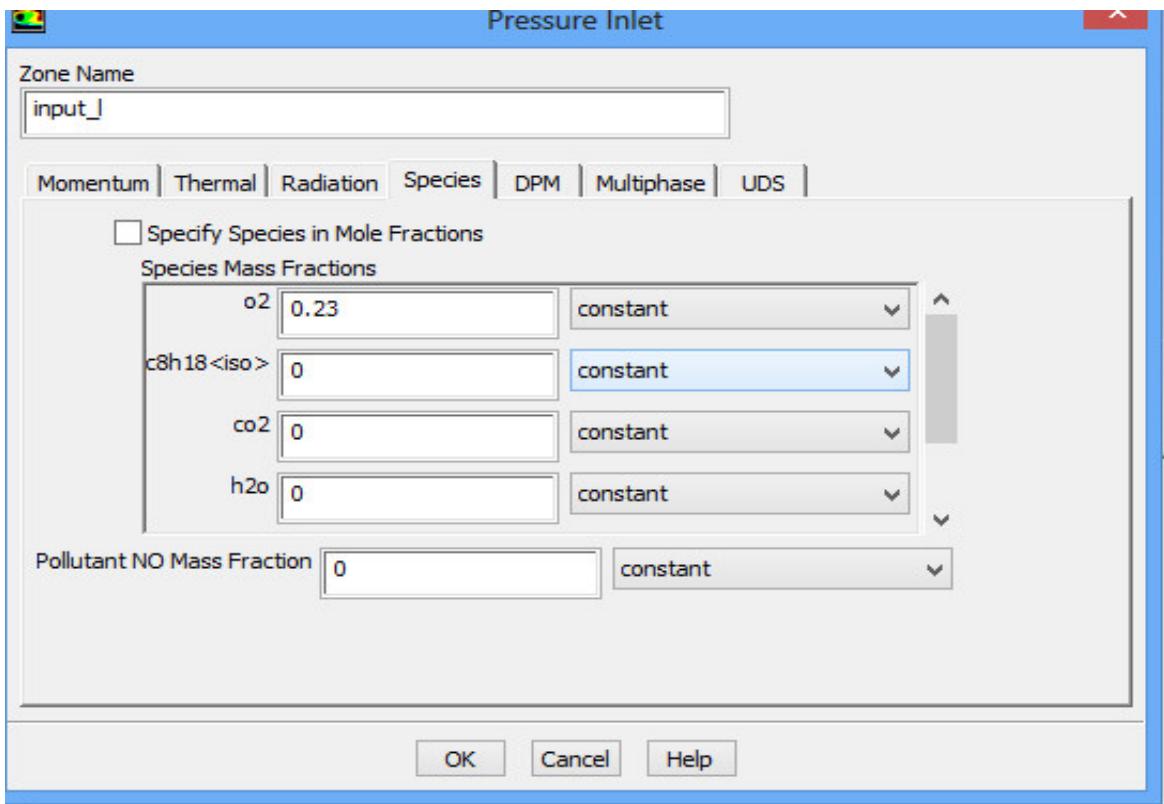
Hình PL-11: Xác lập áp suất khí sót trong buồng cháy



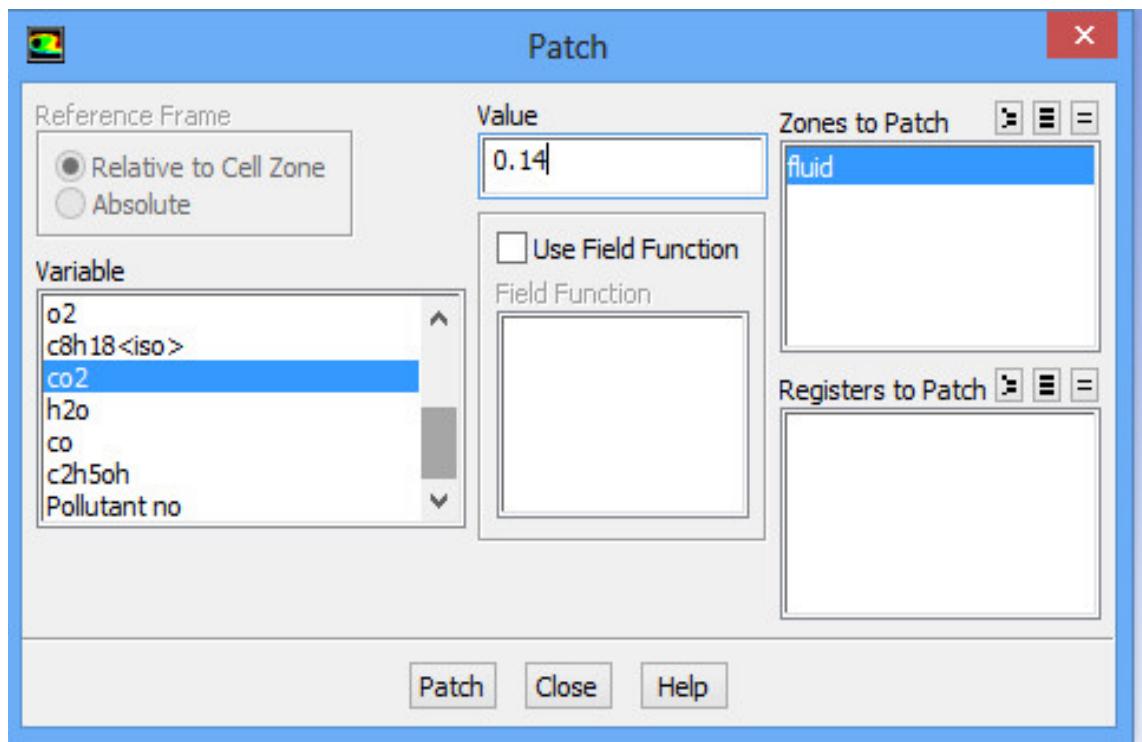
Hình PL-12: Xác lập nhiệt độ khí nạp tại cửa nạp



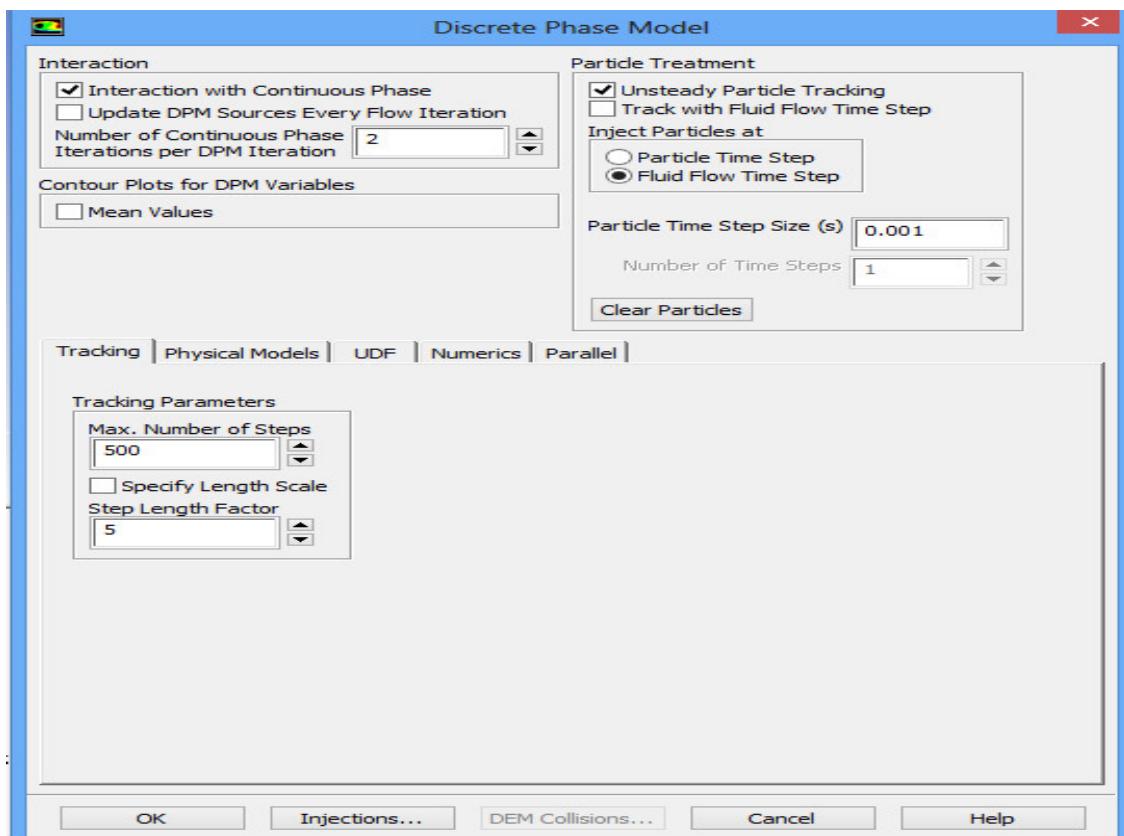
Hình PL-13: Xác lập nhiệt độ khí sót trong buồng cháy



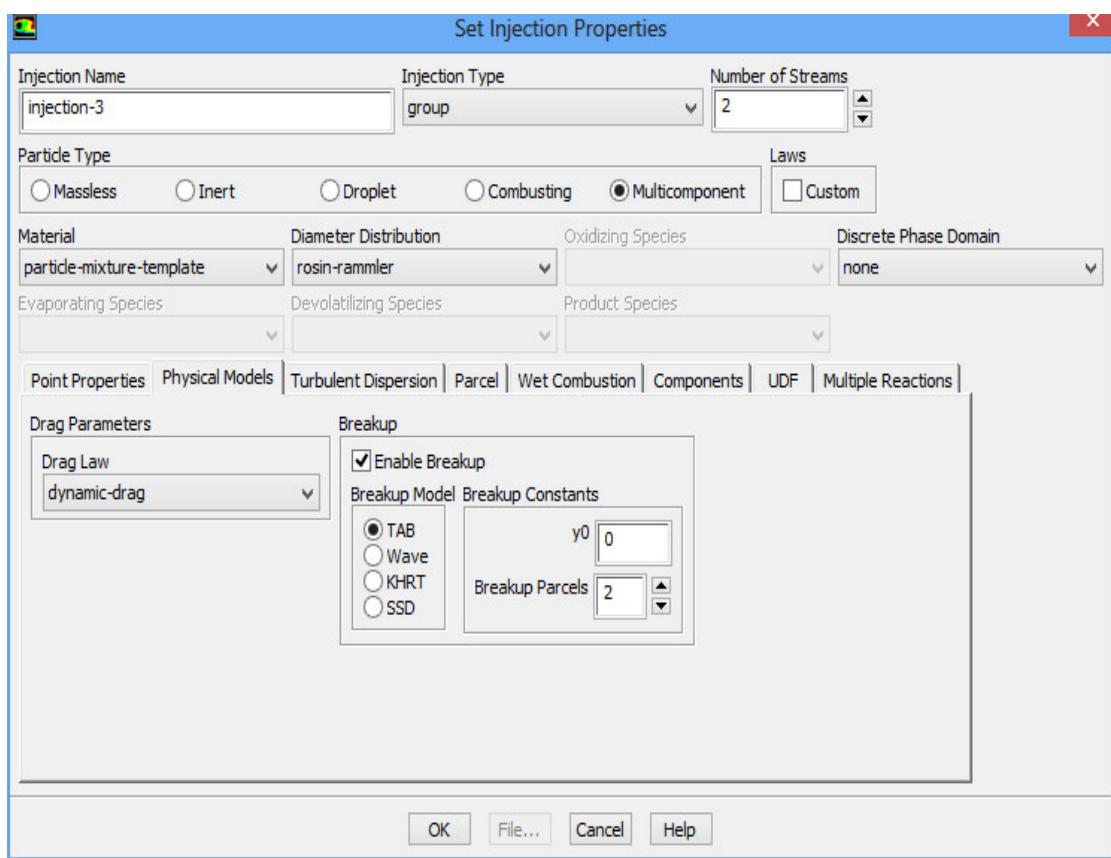
Hình PL-14: Xác lập thành phần khí nạp tại cửa nạp



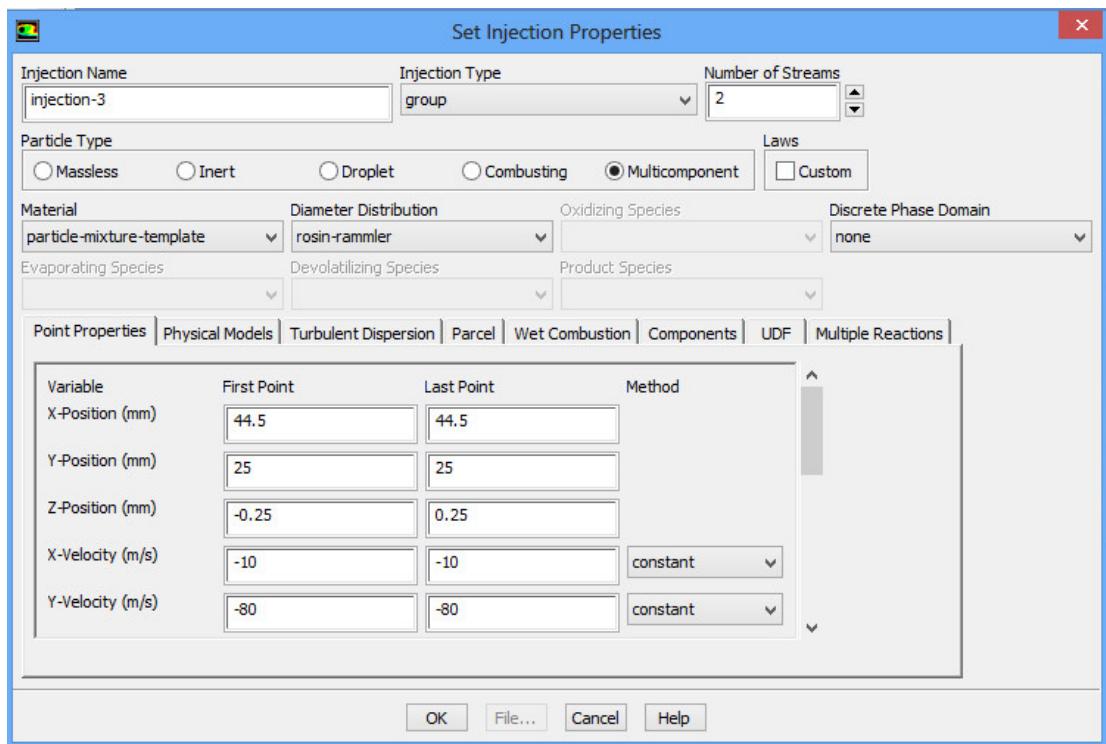
Hình PL-15: Xác lập thành phần khí sót trong buồng cháy



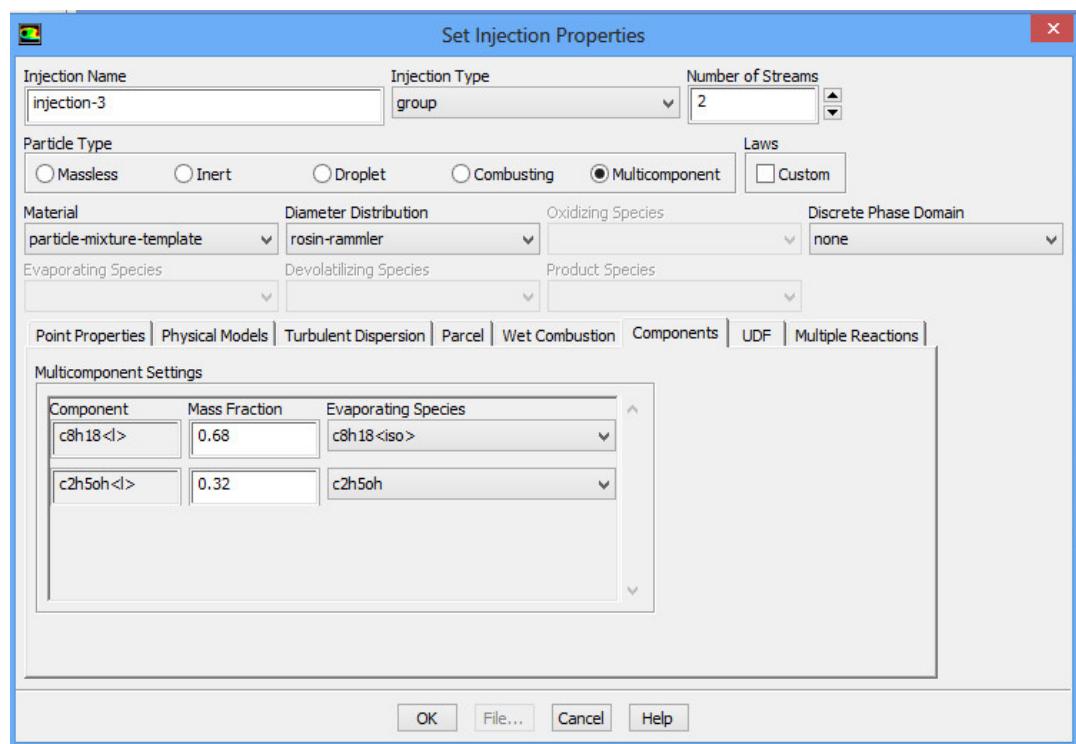
Hình PL-16: Các lựa chọn mô hình Discrete phase



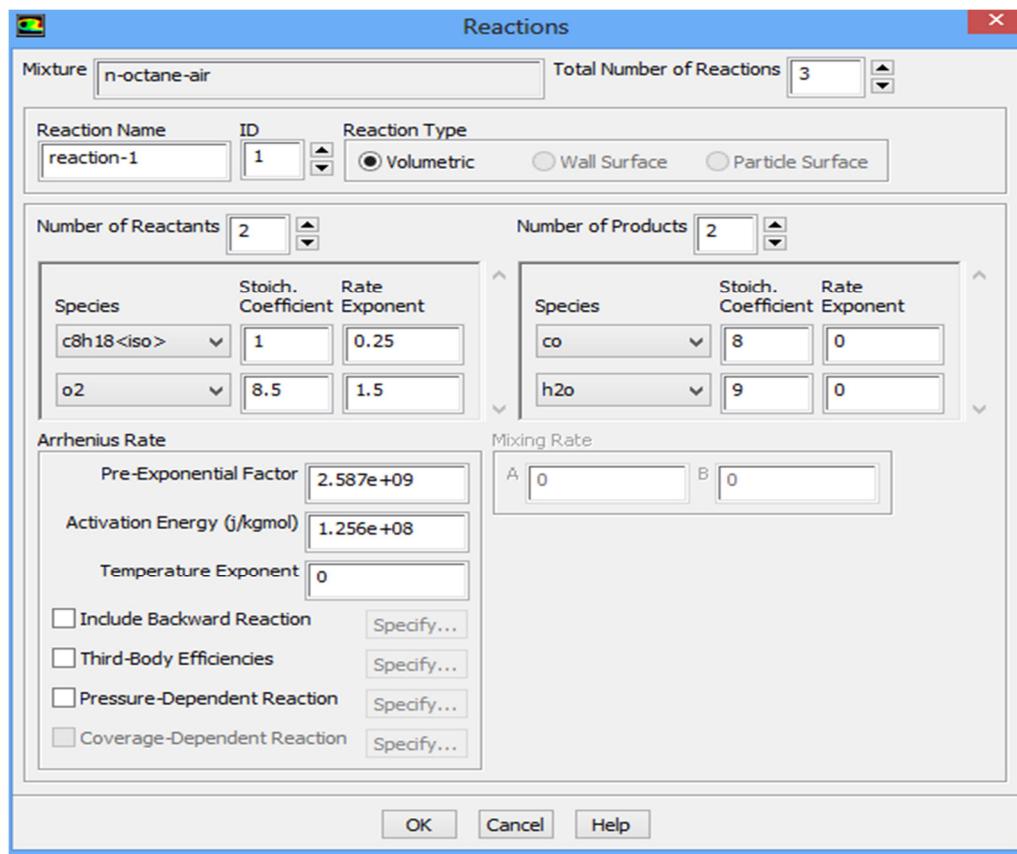
Hình PL-17: Xác lập mô hình phân rã tia phun (TAB)



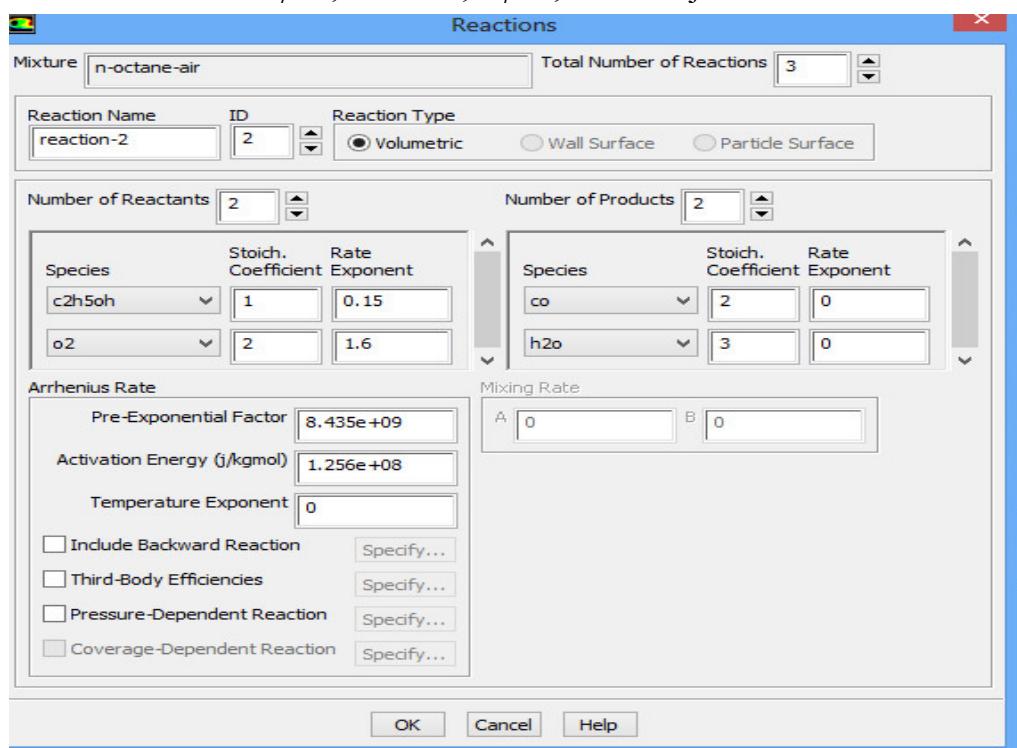
Hình PL-18: Khai báo thông số động học tia phun



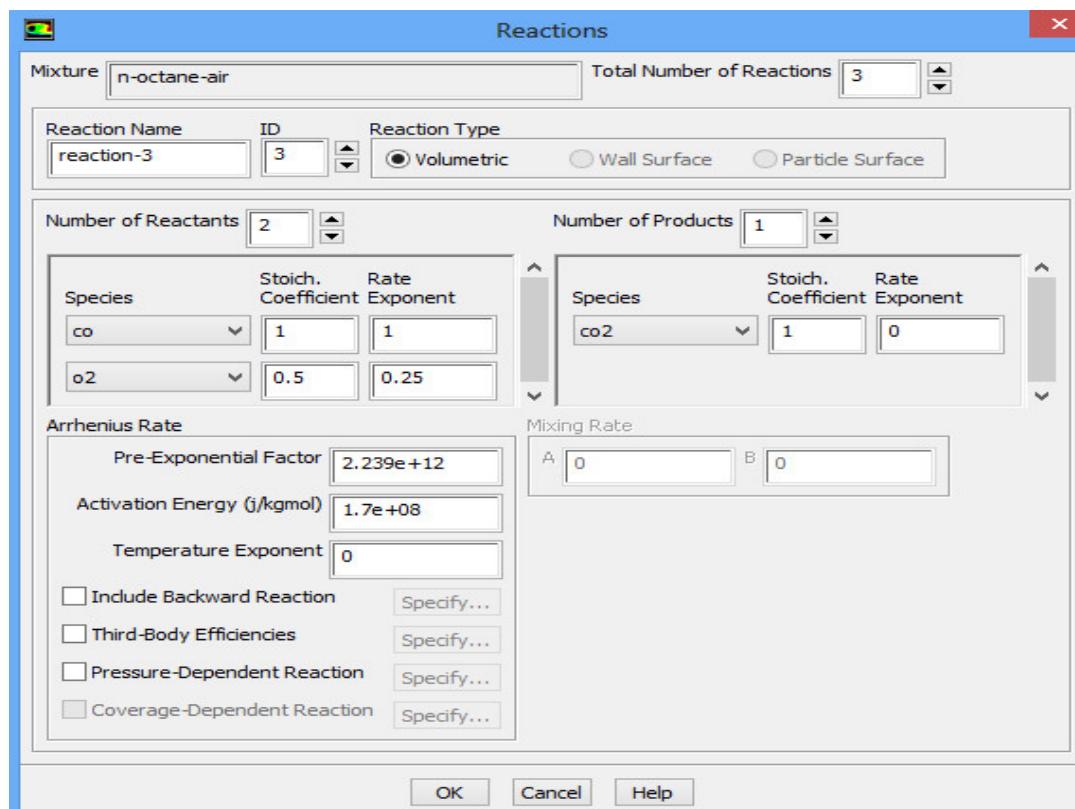
Hình PL-19: Khai báo tỷ lệ xăng/ethanol theo khối lượng



Hình PL-20: Khai báo hằng số phản ứng cháy  $C_8H_{18} + 8.5O_2 = 8CO + 9H_2O$   
 $A_r = 2,587e+09$ ;  $E_r = 1,256e+08 \text{ J/kmol}$



Hình PL-21: Khai báo hằng số phản ứng cháy  $C_2H_5OH + 2O_2 = 2CO + 3H_2O$   
 $A_r = 8,435e+09$ ;  $E_r = 1,256e+08 \text{ J/kmol}$



Hình PL-22: Khai báo hằng số phản ứng cháy  $CO + 0,5O_2 = CO_2$   
 $A_r = 2,239e+12; E_r = 1,7e+08 \text{ J / kmol}$