

ẢNH HƯỞNG CỦA THỜI ĐIỂM MỞ XÚP-PÁP ĐẾN MÔ MEN CỦA ĐỘNG CƠ CNG CHUYỂN ĐỔI Ở TỐC ĐỘ CỐ ĐỊNH

Trần Đăng Quốc¹, Đào Minh Tiến¹

Tóm tắt: Bài báo này trình bày một nghiên cứu về ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp đến mô men của động cơ CNG phun trên đường nạp. Kết quả nghiên cứu tại tốc độ 1800 vòng/phút đã chỉ ra rằng: Để giảm được phần công của quá trình nạp và thải cần phải điều chỉnh thời điểm mở xúp-páp sớm hơn so với góc mở sớm ở động cơ diesel. Đối với động cơ diesel chuyển đổi thành động cơ CNG phun trên đường nạp với quá trình nạp tự nhiên, một trong những nhân tố quan trọng cần thiết để tăng mô men đó là giảm phần công dành cho quá trình thải và nén.

Từ khoá: Thời điểm mở xúp-páp, Mô men động cơ, Động cơ CNG chuyển đổi, Tốc độ cố định.

1. GIỚI THIỆU

Động cơ diesel được biết đến như là một nguồn động lực chính có hiệu suất nhiệt cao và kinh tế trong sử dụng. Tuy nhiên, nhược điểm rất lớn so với động cơ sử dụng nhiên liệu khác đó là chất thải dạng hạt (PM) và Ô-xít nitơ (NO_x) đẩy vào khí quyển một lượng khá lớn (Timothy V. Johnson, 2011). Khí thải do động cơ diesel phát ra là một trong những nguồn gây ảnh hưởng tiêu cực đến sức khỏe con người và góp phần thúc đẩy sự nóng dần lên của trái đất (Timothy V. Johnson, 2012). Trước yêu cầu cắt giảm ô nhiễm không khí, các phương tiện giao thông muốn được lưu hành trong nhóm G20 bắt buộc phải đáp ứng tiêu chuẩn khí thải EURO 6 kể từ tháng 9 năm 2015 (Martin Williams and Ray Minjares, 2016). Các nhà khoa học và sản xuất động cơ diesel đã đưa rất nhiều giải pháp công nghệ như: động cơ sử dụng lưỡng nhiên liệu có hoạt tính hoá học khác nhau để kiểm soát thời điểm cháy (RCCI), động cơ hỗn hợp đồng nhất tự bốc cháy (HCCI) và động cơ nén cháy với một phần hỗn hợp được hoà trộn trước (PCCI), hoặc động cơ diesel trang bị thêm hệ thống xử lý khí thải (J. Benajes, A. Garcia, 2012) (J. Benajes, 2015) (Ibrahim Aslan Resitoglu, 2020). Tuy nhiên, để giải quyết đồng thời hai vấn đề là an toàn năng lượng và tiêu chuẩn khí thải

mới, động cơ diesel chuyển đổi thành động cơ sử dụng nhiên liệu khí thiên nhiên là một giải pháp hiệu quả phù hợp với trình độ công nghệ ở Việt Nam và các quốc gia đang phát triển (Tran Dang Quoc, 2019) (Arkadiusz Jamrozik, 2019). Khí thiên nhiên với thành phần chủ yếu là khí Mê-tan (CH_4) được tổng hợp từ nhiều nguồn khác nhau như: mỏ khí tự nhiên, chưng cất dầu mỏ, khai thác băng cháy (Nguyễn Cảnh Dương, 2004). Để tăng khả năng dự trữ và vận chuyển, khí thiên nhiên được nén với áp suất khoảng 250 bar thành nhiên liệu CNG. Nhiên liệu CNG thay thế rất hiệu quả cho xăng và diesel bởi tỷ số nguyên tử giữa Hy-đrô với Các bon là 4, khi đốt cháy 1 kG nhiên liệu CNG ở điều kiện hòa trộn hỗn hợp lý tưởng (Stoichiometric, $\lambda = 1$) sẽ giảm được khoảng 12% CO_2 so với nhiên liệu xăng (P.R. Dave, R.. Meyer, 2007) (Isworo Pujotomo, 2018). Các thành phần khí thải khác như CO và NO_x cũng giảm được lần lượt là 80% và 12%, tuy nhiên hiệu suất nhiệt của động cơ tăng được 5% và giảm được suất tiêu hao nhiên liệu đến 15% (Maji, 2005).

Hầu hết các nghiên cứu về chuyển đổi động cơ diesel thành động cơ chuyên sử dụng CNG đều chỉ ra rằng cần phải thay đổi pít-tông, giảm tỷ số nén của động cơ diesel ban đầu và phải lắp thêm hệ thống đánh lửa, tối ưu lại thời điểm đóng mở của xúp-páp. Với động cơ CNG có thể phân biệt thành hai dạng chính dựa vào vị trí đặt

¹Viện Cơ khí Động Lực, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội

vòi phun nhiên liệu CNG mà ta có: động cơ CNG phun gián tiếp với vòi phun đặt trên đường ống nạp và động cơ CNG phun trực tiếp với vòi phun lắp trên nắp xy lanh (Tran Dang Quoc, 2015). Các nghiên cứu của Hollnagel và Kawabata tập trung phát triển hệ thống nhiên liệu CNG sử dụng vòi phun kết hợp với bộ điều áp, các kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng tỷ lệ không khí – nhiên liệu khí thiên nhiên (A/F) có thể kiểm soát chính xác hơn so với động cơ CNG sử dụng kiểu chế hoà khí và mức phát thải CO, CO₂ và NO_x thấp hơn nhiều. Công suất của động cơ CNG phun trên đường nạp có thể đạt xấp xỉ bằng động cơ xăng có cùng kích thước (Hollnagel, 2001) (Kawabata, 2004). Dòng khí đi từ đường nạp qua cửa nạp rồi đi vào bên trong buồng cháy có vận tốc độ cao, dòng khí ở trong xy lanh động cơ là tập hợp của những dòng chảy rối, đặc trưng của dòng là năng lượng động học rối và các chiều dài đặc trưng của dòng rối, đặc biệt khi động cơ làm việc ở vùng tải nhỏ (Hồ Hữu Chân, 2019). Nghiên cứu của Chedthawut Poompipatpong cho rằng khi thay đổi thời điểm đóng-mở của xúp-páp nạp ở động cơ diesel đã làm cho động cơ chuyển sang làm việc theo chu trình động cơ Miller không tăng áp, các kết quả chỉ ra cho thấy hiệu suất nhiệt tăng được khoảng 1.08% suất tiêu thụ nhiên liệu giảm khoảng 4,58%, NO_x giảm đến 14,5% nhưng phải kết hợp điều chỉnh đánh lửa sớm hơn (Chedthawut Poompipatpong, 2007). Thời điểm đóng mở của xúp-páp được sử dụng để xác định mối quan hệ giữa trị số thời gian tiết diện thay đổi theo góc quay trục khuỷu, cụ thể là thời điểm xúp-páp mở - đóng và thời gian xúp-páp mở. Trong động cơ đốt trong, tiết diện lưu thông và thời điểm đóng mở của xúp-páp là một trong những thông số quan trọng ảnh hưởng lớn đến đặc tính làm việc và khí thải của động cơ. Do đó các xúp-páp nạp và thải phải mở và đóng đúng thời điểm để hiệu suất nhiệt của động cơ cao (M.Aydın, 2017). Nghiên cứu của Mohammed Abass khẳng định rằng thời điểm đóng mở của xúp-páp thải ảnh hưởng nhiều đến công suất, mô

men và khí thải của động cơ, nhưng mức độ ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp thải lớn hơn so với thời điểm đóng (Mohammed Abass Ali Mohammed Salih, 2017). Hướng đến những hiểu biết cơ bản về động cơ CNG ở Việt Nam và cải thiện hiệu suất nhiệt cho động cơ CNG sau khi chuyển đổi cần phải tiến hành nghiên cứu “Ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp đến mô men của động cơ CNG chuyển đổi ở tốc độ cố định”. Bởi vì các kết quả nghiên cứu liên quan đến thời điểm đóng mở của xúp-páp nạp và thải ở động cơ CNG chuyển đổi là chưa rõ ràng hoặc rất khó để tiếp cận. Phương pháp thực hiện trong nghiên cứu này là nghiên cứu mô phỏng dựa trên các số liệu thực nghiệm của một động cơ nghiên cứu đặc biệt. Động cơ này được thiết kế và chế tạo lại từ động cơ diesel có một số tính năng đặc biệt.

2. THIẾT LẬP THÍ NGHIỆM VÀ CƠ SỞ LÝ THUYẾT

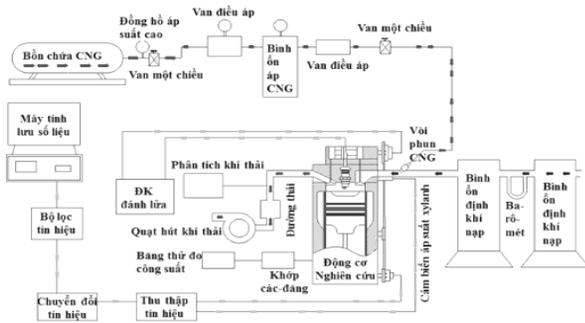
2.1. Thiết lập thí nghiệm

Hình 1 và 2 thể hiện sơ đồ bố trí các trang thiết bị thí nghiệm tổng thể để tiến hành đo đạc các số liệu ban đầu phục vụ nghiên cứu mô phỏng. Các thiết bị chính sử dụng trong thí nghiệm gồm: Động cơ nghiên cứu một xy lanh kiểu Ricardo được thiết kế lại từ động cơ diesel một xy lanh nằm ngang với các thông số được trình bày trong bảng 1. Hệ thống cung cấp nhiên liệu CNG (Mass Flow Controller: MFC) và một vòi phun CNG lắp trên đường ống nạp, Dynamometer để đo mô men động cơ, thêm vào đó là các hệ thống nạp/thải, hệ thống làm mát, bộ điều khiển động cơ, bộ thu thập dữ liệu và một vài hệ thống đo khác.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật động cơ nghiên cứu

Tên thông số	Ký hiệu	Giá trị	Thứ nguyên
Đường kính xy lanh	D	103	mm
Hành trình piston	S	115	mm
Dung tích xy lanh	V _{tp}	1,03	Lít
Tỷ số nén	ε	10	-

2.2. Cơ sở lý thuyết mô phỏng



Hình 1. Sơ đồ bố trí thiết bị thí nghiệm

Dòng khí chuyển động bên trong xy lanh động cơ luôn luôn là các dòng chuyển động rối, do vậy rất khó để kiểm soát được thời gian cháy và hiểu được chuyển động của dòng khí ngay ở kỳ nạp và trong cả quá trình cháy thông qua các phương pháp thực nghiệm. Sử dụng phần mềm AVL Boost sẽ là giải pháp hiệu quả và là một công cụ mạnh để hiểu rõ hơn các kết quả thu được từ thực nghiệm. Từ thư viện của phần mềm chọn mô hình cháy rối Fractal Combustion Model làm mô hình nghiên cứu đối với dòng môi chất đã được hoà trộn. Đây là mô hình phù hợp với những động cơ cháy cưỡng bức (Eugenio Giacomazzi, 1999) (Eugenio Giacomazzi, 2000) (FanhuaMa, 2012), cơ sở lý thuyết của mô hình được tóm tắt như sau:

- Thời điểm đánh lửa được coi là thời điểm bắt đầu cháy của mô phỏng.
- Sự hình thành màng lửa là thông số để hiệu chỉnh thời gian cháy trễ (C_{ign}).
- Tỷ lệ lan màng lửa là thông số để hiệu chỉnh thời gian cháy trễ ($r_{f,ref}$).
- Tương quan của thông số tham chiếu rối là thông số để hiệu chuẩn mô hình rối (m) cho phép thay đổi thêm thông số tham chiếu L_{max} dựa vào mật độ tập trung vùng chưa cháy:
$$\left(\frac{d_{mb}}{dt}\right) = \rho_{u} \left(\frac{L_{max}}{l_c} \left(\frac{\rho_{SOC}}{\rho_{uz}}\right)^m\right)^{D_s-2} A_L S_L$$
 trong đó ρ_{SOC} là mật độ tập trung của vùng chưa cháy tại thời điểm bắt đầu cháy, và ρ_{uz} là mật độ của vùng chưa cháy.
- Khối lượng nhỏ đã cháy được ở thời điểm bắt đầu cháy sát vách, xác định khi mô hình bắt



Hình 2. Động cơ và thiết bị thí nghiệm

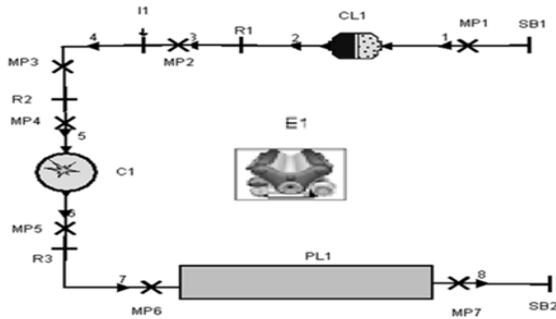
đầu giai đoạn cháy sát vách $\left(\frac{m_b}{m}\right)_{cr}$, trong đó thời gian chuyển tiếp t_{cr} đã được xác định khi khối lượng nhỏ đã cháy.

- Tốc độ cháy tăng $S_L = c_{ifs} S_{L,RC=0} (1 - m_{FRG})^d$ xác định khi mô hình bắt đầu giai đoạn cháy sát vách (d), cho phép điều chỉnh thêm S_L phụ thuộc vào hệ số dư khối (m_{FRG}).

Hình 3 trình bày động cơ mô phỏng bằng phần mềm AVL Boost, mỗi phần tử ở động cơ mô phỏng có các thông số giống động cơ thí nghiệm. Các phần tử gồm: SB1 và SB2 là nơi thiết lập những điều kiện biên đầu vào và đầu ra của đường ống nạp và thải. CL1 được sử dụng như hệ thống lọc không khí trên các phần tử đoạn ống nạp 1, 2, 3, 4 và 5, phần tử I1 mô phỏng vị trí và đặc tính vòi phun nhiên liệu trên đường ống nạp. Các phần tử: MP1, MP2, MP3, MP4 mô phỏng những vị trí đặt cảm biến và xuất ra các giá trị áp suất, nhiệt độ và các thông số của dòng khí trước khi đi vào xy lanh C1. MP5, MP6 và MP7 là vị trí đặt cảm biến xuất ra các giá trị áp suất, nhiệt độ và các thông số của dòng khí trước khi đi ra khỏi các phần tử đường ống thải: 6, 7, 8. Hai phần tử R1, R2 và R3 mô phỏng các hệ số gây tổn thất của dòng môi chất trên đường nạp và thải, trong đó PL1 mô phỏng bộ ổn định áp suất và giãn nở nhiệt trên đường thải.

2.3. Hiệu chuẩn mô hình

Hình 4 trình bày các kết quả mô men (M_e) và công suất (N_e) của động cơ thí nghiệm và mô phỏng, đường liền là các kết quả thí nghiệm của động cơ thực thu được trên băng thử động cơ.

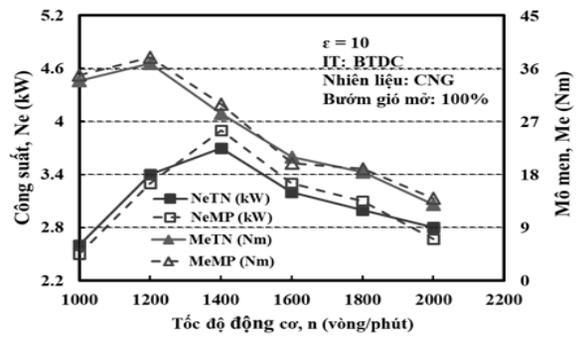


Hình 3. Mô phỏng động cơ QTC2015

Đường nét đứt là những kết quả thu được từ mô hình mô phỏng sau khi hiệu chuẩn lại mô hình so với thực tế, tuy nhiên các thông số của động cơ thí nghiệm QTC2015 như: đường kính xylanh, các thông số piston, hành trình piston, chiều dài và đường kính ống nạp và thải được sử dụng để nhập cho mô hình. Điều kiện thí nghiệm động cơ trên băng như: bướm gió mở hoàn toàn (WOT) vì vậy trên mô hình không sử dụng phần tử này, góc đánh lửa được điều chỉnh ở trước điểm chết trên (IT: BTDC) và tỷ số nén đặt ở $\epsilon = 10$. Xét trong toàn vùng thí nghiệm ($n = 1000 \div 2000$ vòng/phút), sai số lớn nhất và nhỏ nhất giữa kết quả mô phỏng với kết quả thí nghiệm theo thứ tự là khoảng 5% và 2%. Tuy nhiên tại tốc độ $n = 1800$ vòng/phút sai số kết quả của cả mô men và công suất là xấp xỉ 2% và tốc độ này sẽ được giữ cố định để nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số kết cấu và làm việc (vị trí bugi trên nắp máy, vị trí phần thể tích buồng cháy trên đỉnh piston, góc đánh lửa) đến thời gian cháy.

2.4. Điều khiển mô hình

Để xem xét sự ảnh hưởng của pha phối khí đến hiệu suất làm việc của động cơ CNG chuyển đổi, nghiên cứu mô phỏng sẽ được tiến hành như sau: Để loại bỏ những ảnh hưởng đến hệ số nạp và chuyển động rối của dòng môi chất bên trong xylanh động cơ ở kỳ nạp (Swirl và Tumble), các thông số làm việc như: tốc độ động cơ được giữ cố định tại $n = 1800$ vòng/phút để động năng dòng khí nạp đủ lớn, lượng nhiên liệu cấp trong một đơn vị thời gian (G_{nl}) và áp suất phun trên đường nạp (p_f) được giữ không đổi với các giá trị lần lượt là $G_{nl} = 0,755$ (g/s) và $p_f = 1$ bar, vị trí của bướm gió được mở hoàn toàn (100%) để giảm cản trên



Hình 4. Kết quả hiệu chuẩn mô hình

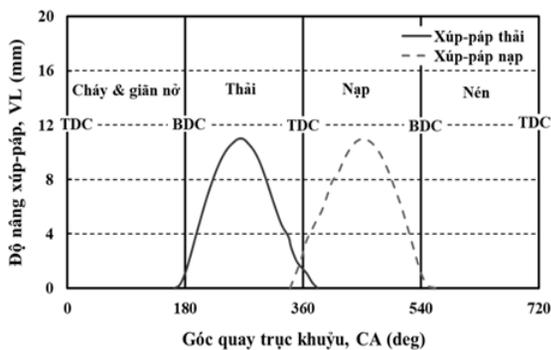
đường ống nạp. Phần thể tích buồng cháy trên đỉnh piston được giữ không đổi với $H_b = 17$ mm và $D_b = 66$ mm, tâm của phần thể tích này trùng với tâm xylanh của động cơ. Trong nghiên cứu này góc mở sớm của xúp-páp nạp và thải ở động cơ thí nghiệm được đặt tại 18 độ trước điểm chết trên (TDC) và 42 độ trước điểm chết dưới (BDC) theo thứ tự như hình 5. Khi thời điểm mở xúp-páp ở TDC đối với xúp-páp nạp và BDC đối với xúp-páp thải, giá trị biểu diễn trên kết quả mô phỏng sẽ là 0, các giá trị nằm bên trái và phải của số 0 sẽ có dấu trừ (-) và dấu cộng (+), bước dịch chuyển đối với cả hai trường hợp là $\Delta CA = 4$ độ góc quay trục khuỷu (CA).

3. PHÂN TÍCH KẾT QUẢ

3.1. Ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp đến hiệu suất làm việc của động cơ

Hình 6 trình bày các kết quả mô phỏng của hệ số nạp thay đổi theo thời điểm mở xúp-páp nạp và thải ở cùng điều kiện nghiên cứu như: $\epsilon = 10$, $n = 1800$ vòng/phút, Bướm gió mở: 100% và lượng nhiên liệu cấp không đổi trong suốt quá trình chạy mô phỏng. Quan sát các kết quả thu được trên hình vẽ có thể thấy rằng, đối với xúp-páp nạp, khi thay đổi thời điểm mở trong khoảng từ -18 độ góc quay trục khuỷu ở trước điểm chết trên (BTDC) đến 6 độ góc quay trục khuỷu ở sau TDC, hệ số nạp (η_v) có sự thay đổi như sau: ban đầu η_v có xu hướng tăng đến giá trị lớn nhất tại $CA = -10^\circ$ và sau đó giảm dần nếu tiếp tục điều chỉnh xúp-páp nạp mở muộn hơn. Kết quả này đã chỉ ra cho thấy góc mở sớm của xúp-páp nạp ($IVO = 18^\circ$ BTDC) ở động cơ góc ban đầu là không phù hợp với động cơ chuyển đổi, vì không tận dụng được động năng

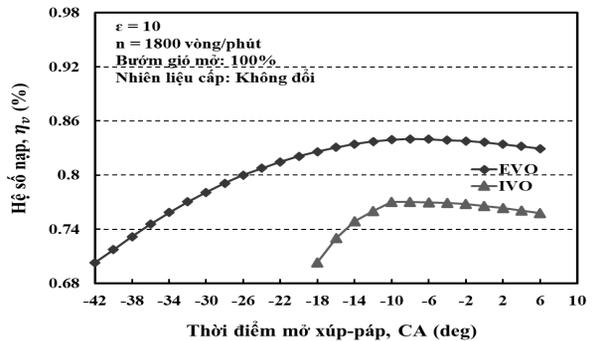
của dòng khí nạp nên hệ số nạp thấp. Xem xét đối với trường hợp khi thay đổi thời điểm mở của xúp-páp thải cùng trong khoảng từ khoảng 42° trước điểm chết dưới (EVO = 42° BBDC) đến 6 độ sau điểm chết dưới (EVO = 6° ABDC) hệ số nạp (η_v) cũng có xu hướng thay đổi giống như trường hợp xúp-páp nạp tuy nhiên tốc độ tăng hoặc giảm chậm hơn. Hệ số nạp (η_v) có xu hướng tăng đến giá trị lớn nhất tại CA = 14° BBDC và sau đó giảm dần nếu tiếp tục điều chỉnh xúp-páp thải mở muộn hơn, kết quả này cũng khẳng định rằng góc mở sớm xúp-páp thải của động cơ gốc ban đầu không phù hợp với động cơ CNG chuyển đổi. Từ các kết quả thu được đã chỉ ra góc mở sớm của xúp-páp nạp và



Hình 5. Độ nâng xúp-páp nạp và thải theo góc quay trục khuỷu

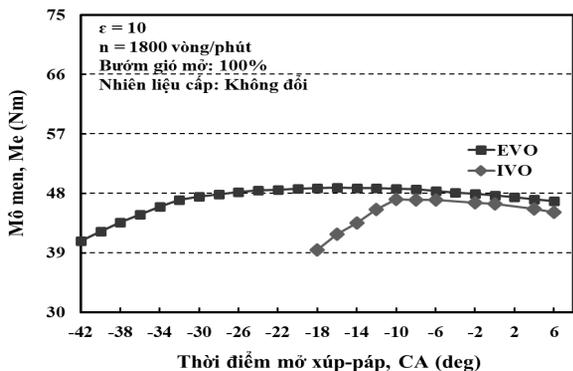
Hình 7 trình bày các kết quả mô men thay đổi theo thời điểm mở xúp-páp của hai trường hợp nạp và thải, mô men của cả hai trường hợp này đều có chung một xu hướng thay đổi giống nhau. Dường như thời điểm mở sớm của xúp-páp thải ảnh hưởng đến mô men không nhiều so với xúp-páp nạp, có thể thấy mô men của trường hợp xúp-páp thải thay đổi không đáng kể trong khoảng từ -26 đến -6 độ trước BDC. Kết quả này có thể là do tận dụng được thêm phần công dẫn nở và lợi dụng động năng của dòng khí nạp để chuẩn bị hỗn hợp cháy tốt hơn. Ảnh hưởng của thời điểm mở sớm xúp-páp nạp đến mô men lớn hơn so với xúp-páp thải, mô men của động cơ tăng trong khoảng từ CA = -18° đến -10° , và mô men động cơ đạt giá trị lớn nhất tại CA = -10° , nếu tiếp tục điều chỉnh

thải ở động cơ diesel gốc không phù hợp với động cơ CNG chuyển đổi. Trong nghiên cứu này, do biên dạng cam nạp và thải cố định nên khi thay đổi góc mở sớm cũng là thay đổi cả góc đóng muộn xúp-páp nạp và thải, vì vậy sự khác nhau về giá trị hệ số nạp (η_v) của xúp-páp nạp và thải cũng là do ảnh hưởng của thời gian hai xúp-páp cùng mở (VOP). Kết quả này cho thấy hệ số nạp chịu ảnh hưởng bởi góc mở sớm của xúp-páp nạp và VOP của hai xúp-páp, tuy nhiên ảnh hưởng của thời điểm mở của xúp-páp nạp đến hệ số nạp mạnh hơn so với thời điểm mở của xúp-páp thải. Để làm rõ hơn ảnh hưởng này, bước tiếp theo sẽ xem xét sự thay đổi của mô men khi thay đổi thời điểm mở xúp-páp.

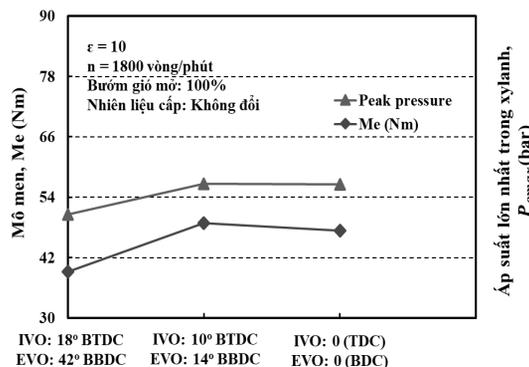


Hình 6. Hệ số nạp thay đổi theo thời điểm mở xúp-páp

mở sớm xúp-páp nạp muộn hơn (CA > -10°) thì mô men của động cơ sẽ giảm ngay. Từ kết quả này có thể suy ra rằng thời điểm mở sớm của xúp-páp nạp ảnh hưởng rất lớn đến mô men của động cơ, nguyên nhân để giải thích trong trường hợp này có thể là do hiệu suất cháy của nhiên liệu bên trong buồng cháy đã được cải thiện. Để tìm ra nguyên nhân chính tác động đến mô men động cơ khi thời điểm mở xúp-páp thay đổi, cần tập trung xem xét ở ba trường hợp đặc biệt: góc mở sớm của động cơ gốc (nạp mở sớm, IVO = 18° BTDC và thải mở sớm, EVO = 42° BBDC); hệ số nạp lớn nhất (IVO = 10° BTDC tức là 28° BTDC và EVO = 14° BBDC tức là 56° BBDC) và (IVO = 0° tương ứng với 10° BTDC và EVO = 0° tương đương 42° BBDC).



Hình 7. Mô men thay đổi theo thời điểm mở xúp-páp



Hình 8. Mô men và áp suất lớn nhất trong xy lanh tại ba điều kiện làm việc

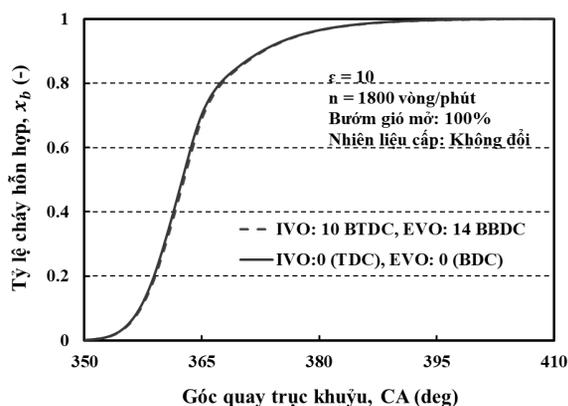
Hình 8 trình bày các kết quả về mô men và áp suất lớn nhất trong xy lanh tại ba điều kiện làm việc khác nhau. Do góc phối khí được điều chỉnh lại phù hợp với động cơ cấp nhiên liệu trên đường nạp nên hệ số nạp được cải thiện hơn vì vậy mô men (M_e) và áp suất lớn nhất trong xy lanh của động cơ gốc ($IVO = 18^\circ$ BTDC và $EVO = 42^\circ$ BBDC) luôn nhỏ hơn so với hai trường hợp còn lại. Nguyên nhân dẫn đến kết quả này chủ yếu là do xúp-páp nạp đóng quá sớm nên không tận dụng được động năng của dòng khí nạp do vậy lượng môi chất nạp thêm giảm đi nhiều so với hai trường hợp còn lại. Đối với trường hợp ($IVO = 0$ (TDC) và $EVO = 0$ (BDC)), mặc dù áp suất lớn nhất trong xy lanh xấp xỉ bằng nhau nhưng mô men vẫn nhỏ hơn so với trường hợp ($IVO = 10^\circ$ BTDC và $EVO = 14^\circ$ BBDC). Nguyên nhân của trường hợp này là do công dành cho quá trình thải của ($IVO = 0$ (TDC) và $EVO = 0$ (BDC)) lớn hơn so với trường hợp ($IVO = 10^\circ$ BTDC và $EVO = 14^\circ$ BBDC).

3.2. Ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp đến khả năng cháy

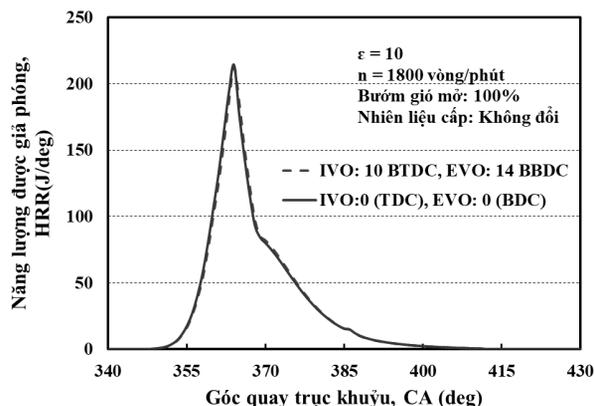
Để xác định được nhân tố chính tác động đến mô men của động cơ khi thay đổi thời điểm mở xúp-páp đối với cả hai trường hợp ($IVO = 10^\circ$ BTDC và $EVO = 14^\circ$ BBDC) và ($IVO = 0$ (TDC) và $EVO = 0$ (BDC)), các nhân tố ảnh hưởng đến năng lượng động học rời của dòng khí ở bên trong xy lanh động cơ vẫn được giữ nguyên như: tốc độ động cơ, hình dạng của buồng cháy, tỷ số nén, vị

trí đặt vòi phun trên đường ống nạp, áp suất và thời điểm phun. Hình 9 thể hiện sự biến đổi của tỷ lệ cháy hỗn hợp ở bên trong xy lanh động cơ theo góc quay trục khuỷu. Trong khoảng từ 350° đến 410° góc quay trục khuỷu, tốc độ cháy của cả hai trường hợp là không có sự khác nhau nhiều. Kết quả này đã chỉ ra cho thấy động năng của dòng môi chất ở bên trong buồng cháy là như nhau vì vậy tỷ lệ hỗn hợp đã cháy ở bên trong xy lanh động cơ tương đương nhau. Từ kết quả này cũng có thể suy ra tính ổn định của dòng môi chất trước và trong thời gian cháy là như nhau, do vậy khả năng giải phóng nhiệt của nhiên liệu ở bên trong buồng cháy đối với hai trường hợp này là như nhau. Hình 10 thể hiện năng lượng được giải phóng ở trong xy lanh động cơ theo góc quay trục khuỷu ở các điều kiện mô phỏng như: tỷ số nén $\epsilon = 10$, bướm ga mở hoàn toàn (100%), tốc độ động cơ giữ tại 1800 vòng/phút, lượng nhiên liệu cấp vào cho một chu trình không đổi đối với cả hai trường hợp ($IVO = 10^\circ$ BTDC và $EVO = 14^\circ$ BBDC) và $IVO = 0$ (TDC) và $EVO = 0$ (BDC). Nhìn chung giá trị năng lượng được giải phóng trong xy lanh động cơ không có sự khác biệt rõ rệt, giá trị lớn nhất cùng xuất hiện ở sau điểm chết trên. Các kết quả này khẳng định rằng tồn thất của quá trình nạp ảnh hưởng đến khả năng cháy là không đáng kể, sự thiếu hụt một phần của hỗn hợp nạp đã được bù đắp bởi hiệu suất giải phóng nhiệt của nhiên liệu ở bên trong buồng cháy.

4. KẾT LUẬN



Hình 9. Tỷ lệ hỗn hợp đã cháy theo góc quay trục khuỷu



Hình 10. Năng lượng được giải phóng theo góc quay trục khuỷu

Phân tích các kết quả thu được từ nghiên cứu mô phỏng về ảnh hưởng của thời điểm mở xúp-páp đến mô men của động cơ CNG chuyển đổi ở tốc độ cố định, các kết luận được rút ra từ nghiên cứu như sau:

- Mở sớm xúp-páp xả sẽ giảm được phần công dành cho quá trình xả, trong khi đó mở sớm xúp-páp nạp sẽ giảm được công dành cho quá trình nén.
- Thời điểm mở xúp-páp nạp có ảnh hưởng lớn đến năng lượng động học rời của dòng khí bên

trong xylanh, nhưng thời điểm mở xúp-páp thải ảnh hưởng mạnh đến mô men động cơ hơn so với xúp-páp nạp.

– Đối với động cơ diesel chuyển đổi thành động cơ CNG phun trên đường nạp và quá trình nạp tự nhiên, một trong những nhân tố quan trọng cần thiết để tăng mô men đó là giảm phần công dành cho quá trình thải và nén.

– Để có được mô men lớn nhất, góc mở sớm xúp-páp nạp và thải được tìm thấy trong nghiên cứu này là (IVO = 28° BTDC và EVO = 56° BBDC).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Hồ Hữu Chấn, Nguyễn Đức Hiệp, Nguyễn Ngọc Hải, Cao Hùng Phi, Trần Đăng Quốc, “Ảnh hưởng của vị trí vòi phun và áp suất phun đến động năng trong đường nạp của động cơ CNG được chuyển đổi từ động cơ diesel một xylanh”, Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường – Số đặc biệt (10/2019), trang 24-29, ISSN 1859–3941.
- TS. Nguyễn Cảnh Dương, (Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật Hà Nội, 2004), “Địa chất các mỏ than, dầu và khí đốt”.
- Arkadiusz Jamrozik, Wojciech Tutak and Karol Grab-Rogalin’ski, “An Experimental Study on the Performance and Emission of the diesel/CNG Dual-Fuel Combustion Mode in a Stationary CI Engine”, *Energies* 2019, 12, 3857; doi:10.3390/en12203857, www.mdpi.com/journal/energies.
- Chedthawut Poompipatpong, Master thesis “Effects of Intake Valve Timing and Injection Timing in a Natural Gas Dedicated Diesel Engine”, Automotive Engineering, King Mongkut’s Institute of Technology North Bangkok, 2007.
- Eugenio Giacomazzi, Claudio Bruno and Bernardo Favini, “Fractal modelling of turbulent combustion”, *Combustion Theory and Modelling* volume 4, 2000 issue 4, pages 391-412. DOI: 10.1088/1364-7830/4/4/302
- Eugenio Giacomazzi, Claudio Bruno, Bernardo Favini, “Fractal Modeling of Turbulent Mixing and Combustion”, XXII Event of the Italian Section of the Combustion Institute, 3-5 March 1999, Firenze, Italy.

- FanhuaMa, ShunLi, JianbiaoZhao, Zhengliang Qi, JiaoDeng, NashayNaeve, YituanHe, ShuliZhao, “*A fractal-based quasi-dimensional combustion model for SI engines fuelled by hydrogen enriched compressed natural gas*”, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 37, Issue 12, June 2012, Pages 9892-9901. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.03.045>.
- Hollnagel, C., J.A.M. Neto, M.E. Di Nardi C. Wunderlich, W. Muraro, C. Miletovic and F. Bisetto, 2001. *Application of the natural gas engines Mercedes-Benz in moving stage for the carnival 2001 in Salvador City*. SAE Technical Paper 200101-3824, <https://doi.org/10.4271/2001-01-3824>.
- Ibrahim Aslan Resitoglu, Kemal Altinisik, Ali Keskin, Kasim Ocakoglu, “*The effects of Fe₂O₃ based DOC and SCR catalyst on the exhaust emissions of diesel engines*”, Fuel, Volume 262, 15 February 2020, 116501, doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116501
- Isworo Pujotomo, “*Compressed Natural Gas Technology for Alternative Fuel Power Plants*”, E3S Web of Conferences 31, 01011 (2018), <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20183101011>.
- J. Benajes, A. Garcia, V. Domenech, R. Durrett, “*An investigation of partially premixed compression ignition combustion using gasoline and spark assistance*”, Applied Thermal Engineering, 52 (2013) pages 468-477, doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.025.
- J. Benajes, S. Molina, A. Garcia, J. Monsalve-Serrano, “*Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine*”, Energy, 90 (2015), pages 1261-1271, DOI: 10.1016/j.energy.2015.06.088.
- Kawabata, Y. and D. Mori, 2004. *Combustion diagnostics and improvement of a prechamber lean-burn natural gas engine*. SAE Technical Paper, 2004-01-0979, <http://www.sae.org/technical/papers/2004-01-0979>.
- Mohammed Abass Ali Mohammed Salih, “*Effect of intake and exhaust valves timing on gasoline engine performance and emissions*” A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Degree of M.Sc. in Mechanical Engineering (POWER), Sudan University of Science & Technology, June 2017.
- Maji, S., Sharma, P. B., & Babu, M. K. G. (2005) “*Experimental Investigations on Performance and Emission Characteristics of CNG in a Spark Ignition Engine. SAE Technical Paper Series*”. [doi:10.4271/2005-26-344](https://doi.org/10.4271/2005-26-344).
- Martin Williams and Ray Minjares, Briefing “*A technical summary of Euro 6/VI vehicle emission standards*”, The international council on clean transportation, June 2016, www.theicct.org.
- M.Aydın, C. Soruşbay, “*Effect of Variable Valve Timing on Performance and Emissions of SI Engines Fueled with Gasoline and Natural gas*”, 8th International Advanced Technologies Symposium (IATS’17), 19-21 October 2017, Elazığ, Turkey, <https://www.researchgate.net/publication/322099822>.
- P.R. Dave, R. Meyer,(Climate Change 2007): “*Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*” Cambridge University Press, Cambridge (2007).
- Tran Dang Quoc, Tran Thanh Tam, and Le Anh Tuan, “*Experimental Investigation into the Influence of Compression Ratio on Operating Characteristics of Single Cylinder CNG Engine with Port Injection*”, Applied Mechanics and Materials, ISSN: 1662-7482, Vol. 889, pp 396-402, <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.889.396>.
- Tran Dang Quoc, “*Effect of Auxiliary Injection Ratio on the Characteristic of Lean Limit in Early Direct Injection Natural Gas Engine*”, International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT) Volume 4, Issue 7, January 2015.
- Timothy V. Johnson, “*Diesel Emissions in Review*”, SAE International, 2011-01-0304, Published 04/12/2011, [doi:10.4271/2011-01-0304](https://doi.org/10.4271/2011-01-0304).

Abstract:

EFFECT OF OPENING VALVE TIMING ON ENGINE TORQUE OF CONVERTED CNG ENGINE AT THE ENGINE SPEED

This article presents a study on the effect of opening valve timing on engine torque of CNG engine with port injection. The obtained results from simulation at 1800 rpm were indicated that: To be reduced the work portion of intake and exhaust processes it was needed to correct the opening valve timing is earlier in comparison with the early open valve timing of diesel engine. For diesel engine converted to naturally aspirated CNG engine with port injection, the one of important factors to increase engine torque that was decreased the work portion of exhaust and intake processes.

Keywords: Opening valve timing, Engine torque, Converted CNG engine, Engine speed.

Ngày nhận bài: 04/5/2020

Ngày chấp nhận đăng: 10/6/2020