

TÍNH TOÁN QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL BẰNG MÔ HÌNH ĐƠN PHƯƠNG ĐA KHU VỰC

Phạm Xuân Mai – Văn Thị Bông

Trường Đại Học Kỹ Thuật

(Bài nhận ngày 08/06/1998)

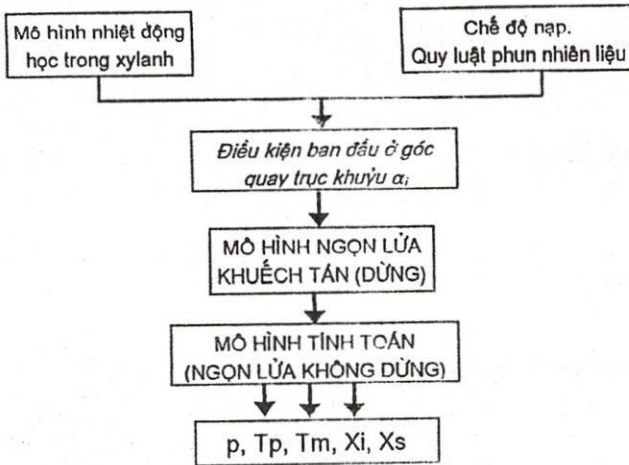
TÓM TẮT : Một mô hình đơn phương đa khu vực về tính toán quá trình cháy chính của hỗn hợp không đồng nhất trong động cơ Diesel phun trực tiếp đã được xây dựng dựa trên mô hình ngọn lửa rời và khuếch tán ngoài khí quyển (ngọn lửa dừng). Sự phân bố nhiên liệu, oxy và tốc độ tiêu thụ nhiên liệu được tính toán theo mô hình cháy khuếch tán Diesel ở từng mặt cắt ngang của ngọn lửa trong buồng cháy (ngọn lửa không dừng). Các kết quả thu được phù hợp với các số liệu thực nghiệm tiến hành trong động cơ mô phỏng có tầm quan sát lớn (transparent) và động cơ công lập.

1. GIỚI THIỆU

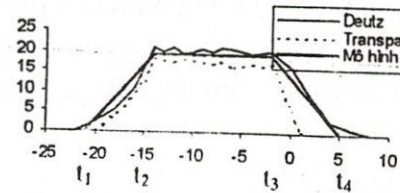
Khác với quá trình cháy trong động cơ xăng, trong động cơ Diesel nhiên liệu được phun trực tiếp vào buồng cháy vì vậy hỗn hợp không được chuẩn bị trước. Ngọn lửa xuất hiện ở những khu vực cục bộ mà theo đó tỷ lệ nhiên liệu/oxy nằm trong giới hạn bốc cháy. Các trung tâm cháy sau đó do vận động của dòng khí sẽ lan đến những điểm khác trong tia nhiên liệu và quá trình cháy diễn ra theo các giai đoạn khác nhau rất phức tạp, phụ thuộc vào tốc độ phản ứng hóa học và nhất là tốc độ hoàn trộn hỗn hợp.

Rất nhiều các mô hình một và nhiều khu vực [1], [2] đã được thiết lập qua con đường thực nghiệm hoặc bán thực nghiệm để tính toán tốc độ cháy. Tuy nhiên, đối với động cơ Diesel, việc thiết lập một mô hình có khả năng tính toán tốc độ tiêu thụ nhiên liệu theo con đường lý thuyết vẫn rất cần thiết, điều này chỉ có thể thực hiện được khi xác định được sự phân bố nhiên liệu cục bộ trong ngọn lửa.

Mô hình ngọn lửa khuếch tán bên ngoài động cơ do Bùi Văn Ga [3] xây dựng là mô hình ngọn lửa dừng một chiều, có ưu điểm là cho phép xác định nồng độ nhiên liệu và oxy tại từng mặt cắt ngang của ngọn lửa. Khi đưa mô hình này vào trong buồng cháy động cơ Diesel, nó cần được điều chỉnh theo điều kiện nạp, quy luật phun nhiên liệu và theo điều kiện nhiệt động học buồng cháy để biến thành ngọn lửa không dừng. Từ đó ta tính được các thông số nhiệt động học như nhiệt độ hỗn hợp cháy T_m , nhiệt độ sản phẩm cháy T_p , áp suất nồng độ các chất trong sản phẩm cháy theo từng bước góc quay trục khuỷu của động cơ α_i . Sơ đồ logic của mô hình tính toán được trình bày như trên hình 1.1.



Hình 1.1: Sơ đồ tính toán quá trình cháy trong động cơ Diesel



Hình 1.2: Mô hình quy luật phun nhiên liệu

Hệ phương trình mô tả quá trình cháy của ngọn lửa khuếch tán ngoài động cơ đã được mô tả trong [3] và mô hình nhiệt động học trong xy lanh cũng đã được giới thiệu trong [4].

2. MÔ HÌNH QUY LUẬT PHUN NHIÊN LIỆU

Việc xác định quy luật phun nhiên liệu có kể đến các thông số trong hệ thống nhiên liệu đòi hỏi một mô hình rất phức tạp. Theo Heywood [5], lưu lượng nhiên liệu qua lỗ phun m_i (kg/s) được xác định theo biểu thức :

$$m_i = K.S\sqrt{2(p_i - p_c)}\rho \quad (1.1)$$

Với K,S là hệ số lưu lượng và tiết diện lỗ phun, p_i và p_c là áp suất trước và sau lỗ phun, ρ là khối lượng riêng của nhiên liệu.

Trong tính toán, có thể giả thiết gần đúng rằng biến thiên lưu lượng nhiên liệu m_i theo góc quay trục khuỷu đồng dạng với quy luật nhắc kim phun có dạng hình thang như hình 1.2. Lượng nhiên liệu chu trình được tính :

$$\Delta g_{ci} = \int_1^2 m_i .dt + \int_2^3 m_2 .dt + \int_3^4 m_3 .dt \quad (1.2).$$

trong đó Δg_{ci} là lượng nhiên liệu chu trình (kg/cyc), m_i là lưu lượng nhiên liệu phun tại thời điểm tính toán i (kg/s). Biểu thức (1.2) là một hàm số theo m_{max} . Từ đó, chúng ta dễ dàng xác định được giá trị lưu lượng cực đại m_{max} và xây dựng quy luật phun nhiên liệu $m_i = f(t)$ cho các giai đoạn $(t_1 - t_2)$, $(t_2 - t_3)$, $(t_3 - t_4)$.

3. TÍNH TOÁN CÁC GIAI ĐOẠN CỦA QUÁ TRÌNH CHÁY DIESEL

3.1 Giai đoạn cháy trễ :

Thời gian cháy trễ được tính theo biểu thức thực nghiệm của Hardenberg và Hase [5] cho kết quả phù hợp với thực nghiệm trong động cơ Diesel phun trực tiếp :

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22.S_p) \exp \left[E \left(\frac{1}{R.T} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21,2}{p-12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (1.3)$$

trong đó :

τ_{id} : là thời gian cháy trễ (góc quay trục khuỷu).

T : là nhiệt độ

p : là áp suất khí thể (bars).

S_p là tốc độ trung bình của piston (m/s)

R là hằng số vạn năng = 8,31443J/mol.K.

E là năng lượng kích hoạt (J/mol) được xác định từ biểu thức :

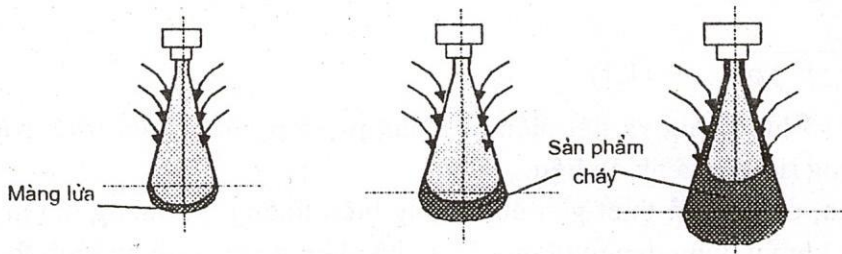
$$E = \frac{618840}{C_N + 25}$$

Với C_N là chỉ số xêtan của nhiên liệu.

Đây là giai đoạn chuẩn bị các điều kiện lý hóa cần thiết cho quá trình cháy.

3.2 Giai đoạn cháy nhanh

Giai đoạn cháy nhanh diễn ra với hỗn hợp được hòa trộn nước trong giai đoạn cháy trễ do vậy mang tính chất tương tự động cơ xăng. Giai đoạn cháy nhanh bắt đầu từ những điểm ngoài rìa tia. Trong tính toán, tập hợp những điểm này được giả định như một màng lửa hình bán cầu ở mũi tia phun (hình 1.3).



Hình 1.3 : Mô hình phát triển màng lửa trong giai đoạn cháy nhanh.

Kích thước hình học của màng lửa ở thời điểm bắt đầu cháy được xác định theo những công thức thực nghiệm của Haupais và Abramovitch [6].

Sự phát triển màng lửa với tốc độ lan tràn màng lửa được xác định theo áp suất và nhiệt độ môi chất theo công thức [7] :

$$u_l = f_f . u_1 = f_f \cdot \left[\frac{0,78.10^4}{\left(\frac{10^4}{T_b} + \frac{900}{T_u} \right)^{4,938}} \cdot p^{-0,09876} \right] \quad (1.4)$$

Trong đó : f_f là hệ số tốc độ chảy rối

T_u và T_b là nhiệt độ của hỗn hợp khí chưa cháy và đã cháy (K)

p là áp suất trong xy lanh (bar)

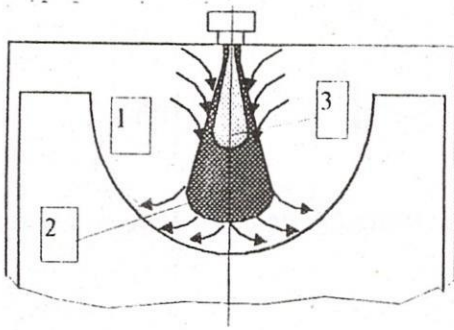
p là áp suất trong xy lanh (bar)

Giai đoạn cháy nhanh kết thúc sau khi đã tiêu thụ hết lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy trong giai đoạn cháy trễ.

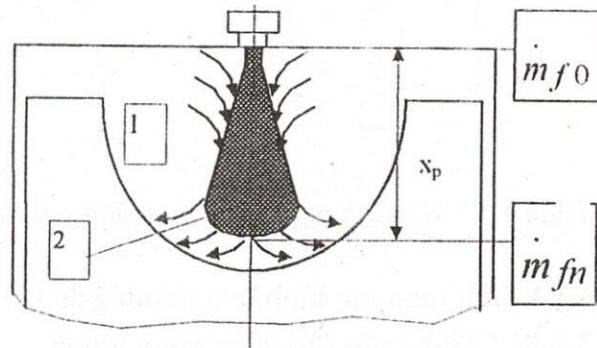
3.3 Giai đoạn cháy khuếch tán

3.3.2 Mô tả mô hình đơn phương đa khu vực :

Ngọn lửa khuếch tán trong động cơ Diesel bước đầu có thể chia ra 3 vùng (hình 1.4a). Vùng 1 ban đầu chứa không khí, sau đó trong quá trình cháy có thêm một ít nhiên liệu không cháy hết từ ngọn lửa khuếch tán thoát ra. Vùng 2 là vùng cháy chính. Vùng 3 là lõi, tia hỗn hợp quá đậm đặc không diễn ra quá trình cháy.



Hình 1.4a : Mô hình ngọn lửa 3 vùng



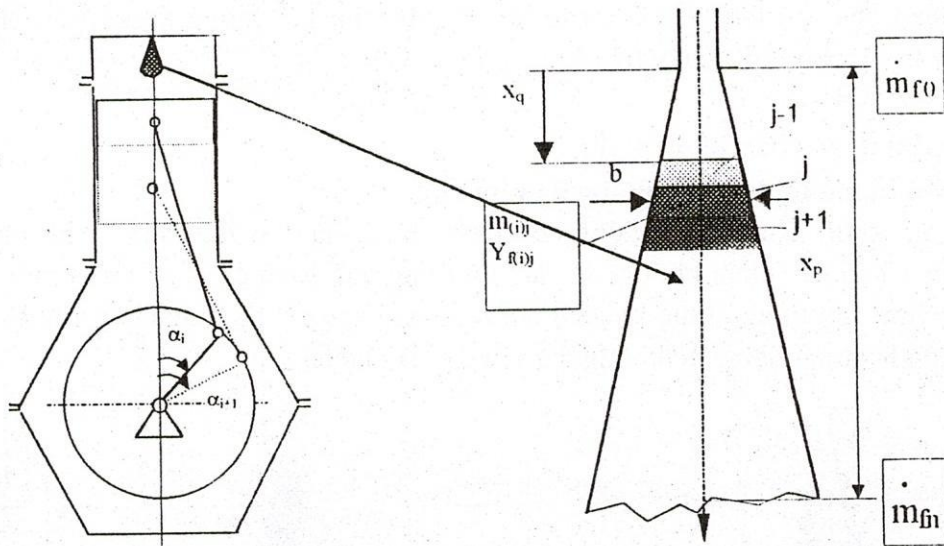
Hình 1.4b : Mô hình ngọn lửa 2 vùng

Hình 1.4a và hình 1.4b

Theo Chiu, Shaded và Lyn [8], trong các nghiên cứu mô hình hóa, người ta có thể chấp nhận tia phun dạng hơi. Vì thế chúng ta có thể xem nhiên liệu trong vùng 3 được phân bố trong ngọn lửa theo quy luật cháy khuếch tán và mô hình 3 vùng được chuyển thành mô hình 2 vùng (hình 1.4b). Ngọn lửa khuếch tán phát triển với cơ chế kéo dài theo thời gian (theo góc quay trục khuỷu). Không khí ở vùng 1 sẽ bị kéo vào ngọn lửa và biến mất khi đã bị cuốn hút hết vào vùng 2, trong quá trình này, ngọn lửa phát triển dần theo thời gian với chiều dài xuyên thấu x_p , chiều dài đuôi x_q và bề rộng b theo quy luật phun, xuyên thấu và khí kéo theo (hình 1.5)

Ở mỗi bước tính i (bước góc quay trục khuỷu), ngọn lửa khuếch tán sẽ được chia thành từng lớp hay khu vực theo mặt cắt ngang với các giả thiết tính toán như Bùi Văn Ga đã đề nghị trong [3]. Như vậy, mô hình nói trên có dạng tương tự mô hình đơn phương đa khu vực (multi-zone one-dimensional) như Shaded, Chiu và Lyn đã đề cập trong [9] với các lớp khu vực phát triển theo phương chính x của tia phun như hình 1.5. Ở đây, chỉ số i

Biểu thị bước góc quay trục khuỷu (bước tính) và j là số lớp-khu vực theo mặt cắt ngang của ngọn lửa. Trong mô hình này, lưu lượng nhiên liệu tại miệng vòi phun m_{f0} biến thiên theo góc quay trục khuỷu $\Delta\alpha$ với quy luật phun hình thang được xác định như ở mục 2.



Hình 1.5 : Mô hình ngọn lửa đơn phương đa khu vực trong buồng cháy động cơ Diesel

3.3.3 Tính toán mô hình đơn phương đa khu vực

3.3.3.1* Tính toán cân bằng năng lượng.

Biến thiên nội năng được tính

$$\frac{dU}{dt} = W + Q \quad (1.5)$$

Trong đó Q là lượng nhiệt truyền qua thành và W là công trao đổi với bên ngoài do chuyển động của piston và do sự phun nhiên liệu :

$$W = -p \frac{dV}{dt} + p_{inj} \frac{m_{fo}}{\rho} \quad (1.6)$$

Với p_{inj} và ρ là áp suất phun và khối lượng riêng của nhiên liệu.

Biến thiên nội năng trong các vùng 1 và 2 được tính như sau :

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d}{dt} [m_1 \cdot u_1] + \frac{d}{dt} [m_2 \cdot u_2]$$

$$\frac{d}{dt} [m_1 \cdot u_1] = -p \frac{dV_1}{dt} - Q - m_2 h_1 + P_{inj} \frac{m_{fo}}{\rho} \quad (1.7)$$

$$\frac{d}{dt} [m_2 \cdot u_2] = -p \frac{dV_2}{dt} + m_2 h_1$$

trong đó u và h là nội năng và entanpi tương ứng cho từng vùng.

3.3.3.2* Tính toán cân bằng vật chất :

1. Lượng nhiên liệu chưa cháy ở từng thời điểm được tính :

$$m_{f, jet} = \int_{x_q}^r \pi \cdot R^2 \cdot \langle \rho \rangle \cdot \langle Y_f \rangle \cdot dx \quad (1.8)$$

trong đó :

* - x_p và x_q được xác định theo mô hình tia phun của Abramovitch và Haupais [6] :

$$x_p = a \sqrt{V_{eq} d_{eq} t}, \quad (1.9)$$

$$x_q = \frac{a}{2} \sqrt{V_{eq} d_{eq} (t - t_{f, inj})}$$

Với : d_{eq} là đường kính tương đương của lỗ vòi phun nhiên liệu, được xác định theo biểu thức :

$$d_{eq} = d \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}} \quad (1.10)$$

và V_{eq} là vận tốc phun trung bình :

$$V_{eq} = \sqrt{\frac{1}{t} \int V^2(\tau) d\tau} \quad (1.11)$$

a là hệ số xuyên thấu của nhiên liệu và chỉ phụ thuộc vào vòi phun, thay đổi từ 2,4 đến 3.

* - $\langle \rho \rangle$ và $\langle Y_f \rangle$ và R được tính toán theo mô hình ngọn lửa khuếch tán [3].

2. Lượng nhiên liệu đã cháy được tính :

$$m_b \int_0 m_{f_0} \cdot dt - m_{f, jet} \quad (1.12)$$

3. Lượng không khí tham gia vào quá trình cháy :

$$m_{a,2} = m_b \cdot r_{af} \quad (1.13)$$

Trong đó r_{af} là tỷ lệ nhiên liệu/ không khí trung bình :

$$r_{af} = \frac{34,56 \cdot (4 + m/n)}{(12,011 + 1,008 \cdot m/n) \phi}$$

Với ϕ , m , n là hệ số tương đương, và các chỉ số trong công thức $C_n H_m$.

4. Khối lượng hỗn hợp cháy :

$$m_{pr} = m_b \cdot (r_{af} + 1) \quad (1.14)$$

5. Lượng không khí trong vùng 1 được xác định :

$$m_1 = m_{a,0} - m_{a,2} \quad (1.15)$$

với lượng không khí nạp vào ban đầu trong vùng 1 :

$$m_{a,0} = p_a \cdot V_a / R_{\mu} \cdot T_a \quad (1.16)$$

Từ đây, ta xác định được tốc độ tiêu thụ nhiên liệu :

$$\frac{dm_{pr}}{dt} = \eta_{dmp} \frac{d}{dt} [m_b (r_{af} + 1)] \quad (1.17).$$

Trong đó η_{dmp} là hệ số tính đến sự tăng tốc độ hòa trộn do ảnh hưởng của vận động luồng xoáy trong buồng cháy.

3.3.3.3* Tính toán cân bằng nhiệt động học tổng quát :

Sau khi tính được cân bằng vật chất, tính toán cân bằng nhiệt động học tổng quát trong buồng cháy Diesel được thực hiện bằng cách phối hợp các phương trình cân bằng năng lượng cho 2 vùng với các nhiệt độ và thể tích tương ứng T_1, T_2 và V_1, V_2 có cùng một áp suất p . hệ phương trình cân bằng nhiệt động học cuối cùng được viết :

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \frac{d(h_1)}{dt} = V_1 \frac{dp}{dt} - Q + p_{mj} \frac{m_{fo}}{\rho} \\ pV_1 = m_1 R_{\mu} T_1 \\ m_2 \frac{d(h_2)}{dt} = V_2 \frac{dp}{dt} + m_2 (h_1 - h_2) \\ pV_2 = m_2 R_{\mu} T_2 \\ V = V_1 + V_2 \end{array} \right. \quad (1.18)$$

Tính toán truyền nhiệt giữa môi chất công tác và thành buồng cháy được cho bởi biểu thức : $Q_{\Sigma} = Q_c + Q_r$. Với Q_c và Q_r là lượng nhiệt truyền qua thành theo thứ tự của đối lưu và bức xạ. Bức xạ chủ yếu trong động cơ Diesel là do bồ hóng. Trong tính toán, Q_c được xác định theo công thức thực nghiệm của Woschni [10]. Tính toán chi tiết Q_r phải xuất phát từ mô hình bức xạ của đám mây hạt rắn trong môi trường khí nóng. Để đơn giản hóa, trong công trình này truyền nhiệt bức xạ Q_r được xác định theo truyền nhiệt đối lưu : $Q_r = \eta \cdot Q_c$

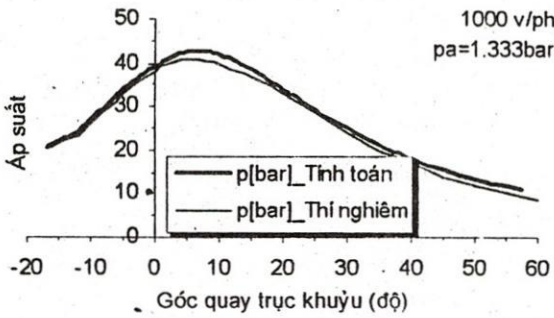
Theo tài liệu [11], giả thiết này có thể chấp nhận được trong mô hình hóa với hệ số thực nghiệm $\eta = 0,15 - 0,2$ (động cơ Diesel phun trực tiếp).

4. KẾT QUẢ

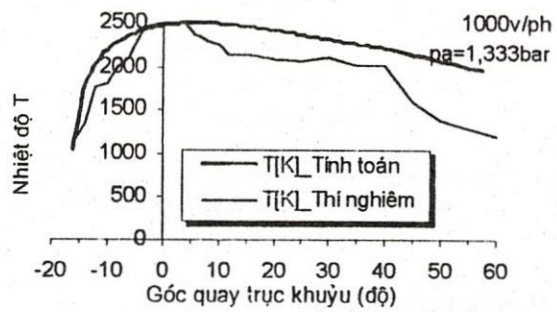
Hai động cơ có trang bị các thiết bị đo theo phương pháp hỏa kế lưỡng sắc đã được sử dụng để thiết lập các thông số thực nghiệm kiểm chứng mô hình tính toán. Động cơ mô phỏng transparent phun trực tiếp, vòi phun 1 lỗ có buồng cháy trong suốt với hai cửa quang học lớn cho phép quan sát và ghi nhận toàn bộ diễn biến của quá trình cháy trong xy lanh. Động cơ công nghiệp DEUTZ-F2L912, 2 xy lanh, vòi phun 4 lỗ có hai cửa quang học bé tại vị trí trung tâm buồng cháy và trên đỉnh piston. Nhiệt độ buồng cháy được đo bằng hỏa kế lưỡng sắc [12] và áp suất trong xy lanh được xác định bằng cảm biến piézo-

électrique. Các thí nghiệm này được thực hiện tại phòng thí nghiệm máy nhiệt- Cơ học Chất lỏng- Âm học, đại học Trung tâm Lyon (Pháp).

Trong động cơ transparent, nhiên liệu được phun vào buồng cháy hình hộp chữ nhật có độ dư lượng không khí lớn và tỷ số nén là 8,8. Động cơ này có thể thay đổi chế độ khí nạp nhờ một thiết bị biến áp và điều nhiệt ở đầu vào. Ứng xử của ngọn lửa trong buồng cháy vì vậy có thể điều khiển một cách tiệm tiến để đưa ngọn lửa ngoài khí quyển hòa nhập dần vào trong động cơ.

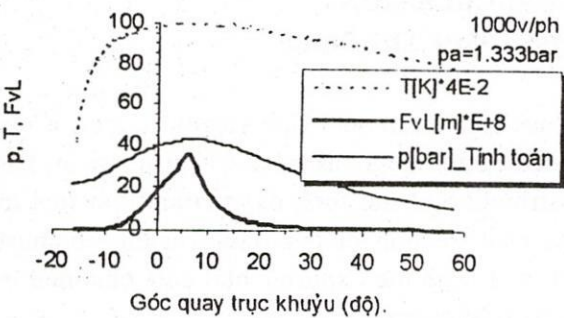


Hình. 1.6: So sánh biến thiên áp suất động cơ transparent ở chế độ thử mẫu giữa mô hình và thực nghiệm.

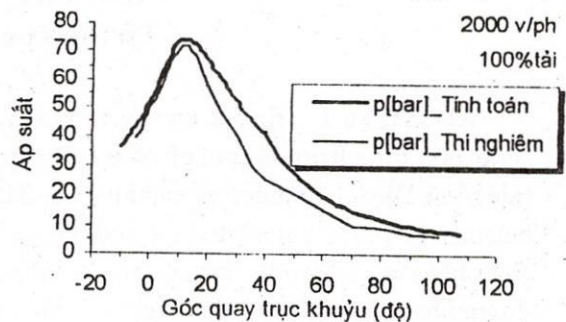


Hình. 1.7: So sánh biến thiên nhiệt độ động cơ transparent ở chế độ thử mẫu giữa mô hình và thực nghiệm.

Kết quả so sánh về áp suất trong buồng cháy giữa tính toán và đo đạc hoàn toàn phù hợp (hình 1.6). Ở phần đầu của quá trình cháy, đường cong nhiệt độ tính toán khá phù hợp thực nghiệm (hình 1.7). Ở cuối quá trình cháy, xung quanh ngọn lửa bị bao phủ bởi sản phẩm cháy trong đó có bồ hóng ở nhiệt độ thấp làm giảm khả năng truyền bức xạ từ ngọn lửa đến hỏa kế nên nhiệt độ đo được thấp hơn thực tế và tính toán. Cuối cùng, đồ thị áp suất, nhiệt độ và nồng độ bồ hóng trong buồng cháy transparent đã được thiết lập như hình 1.8.



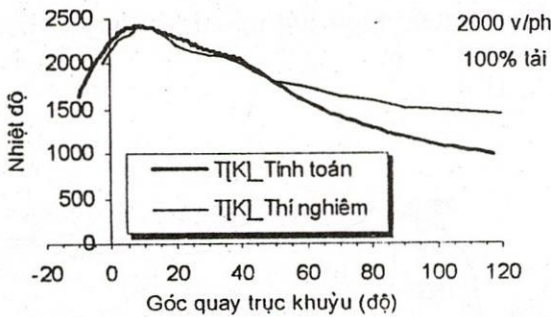
Hình. 1.8: Biến thiên áp suất, nhiệt độ và nồng độ bồ hóng của động cơ transparent ở chế độ thử mẫu.



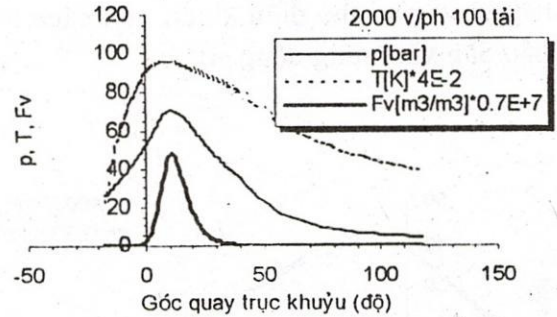
Hình. 1.9: So sánh biến thiên áp suất động cơ thực tế ở chế độ thử mẫu giữa mô hình và thực nghiệm.

Trong động cơ công nghiệp DEUTZ-F2L912, ở chế độ tải đầy và số vòng quay 2000 vòng/phút. Các giá trị áp suất thu được đều thỏa mãn giữa tính toán và thực nghiệm (hình 1.9). Đường cong nhiệt độ tính toán rất phù hợp với kết quả thực nghiệm trong giai đoạn đầu (đến 50 độ góc quay trục khuỷu), sau đó giá trị tính toán thấp hơn do trong thực tế,

hỏa kế vẫn nhận được bức xạ của bồ hóng từ những tia phun khác do vận động của khí cháy gây ra (hình 1.10). Đồ thị tổng hợp các biến thiên nhiệt độ, áp suất và nồng độ bồ hóng trong buồng cháy theo mô hình được xác định như hình 1.11.



Hình 1.10: So sánh biến thiên nhiệt độ động cơ thực tế ở chế độ thử mẫu giữa mô hình và thực nghiệm.



Hình 1.11: Biến thiên áp suất, nhiệt độ và nồng độ bồ hóng của động cơ thực tế

5. KẾT LUẬN

Mô hình tính toán quá trình cháy trong động cơ Diesel phun trực tiếp đã được thiết lập theo kiểu đơn phương đa khu vực cho giai đoạn cháy chính với các kết quả bước đầu khá phù hợp thực nghiệm. Tốc độ cháy hay tốc độ tiêu thụ nhiên liệu được xác định một cách hoàn toàn lý thuyết, điều này cho phép phát triển mô hình đi xa hơn theo hướng đa phương. Mô hình này có thể dùng để tính toán các quá trình công tác cũng như nghiên cứu sự hình thành các chất ô nhiễm trong động cơ Diesel phun trực tiếp.

Trên cơ sở các nghiên cứu này, có thể phát triển ứng dụng cho loại động cơ Diesel phun gián tiếp cũng như các xu hướng sử dụng các loại động cơ “xanh và sạch” khác trong tương lai.

THE “MULTI - ZONE ONE - DIMENSIONAL” MODELING FOR DIESEL COMBUSTION CALCULATION.

Pham Xuan Mai - Van Thi Bong

ABSTRACT : Based on the turbulent diffusion flame model (the steady flame), a multi-zone one dimensional model of mixing controlled, heterogeneous combustion phase in Direct Injection Diesel Engines is established. The distribution of the fuel, oxygen and the fuel mass burning rate are calculated in accordance with each section of the flame in the combustion chamber (the unsteady flame). The results agree well with the experimental data obtained in an engine having a large optical access and in an industrial engine.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] J.N. Mattavi, C.V Amann – *Combustion modeling in reciprocating engines Pelnum press – New York-London (1980).*

- [2]. Phạm Xuân Mai – *Nghiên cứu mô hình hóa sự hình thành bồ hóng trong quá trình cháy của động cơ Diesel phun trực tiếp*. Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng 1998.
- [3]. J.M. Vignon, Bùi Văn Ga – *Integral model for computation of buoyant turbulent diffusion jet flames*. *Proceeding of International Conference on Automotive Technology, ICAT 96*. Science and Technical Publishing House, Hanoi, 1996.
- [4]. Trần Văn Nam – *Nghiên cứu sự hình thành CO trong động cơ đánh lửa cưỡng bức*, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Đại Học Đà Nẵng, 1997.
- [5]. J.B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. Mc graw-Hill Book company. 1998.
- [6]. Bùi Văn Ga; Phạm Xuân Mai; Trần Văn Nam, Trần T.H Tùng. *Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong*. Nhà Xuất bản Giáo dục. 1997.
- [7]. H. Horlock, D.E Winterbone. *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines* – Clarendon Press-Oxford, England, 1986.
- [8]. W.S. Chiu, S.H. Shaded, W.T. Lyn. *A transient spray mixing model for Diesel combustion*. SAE. Paper 760128.
- [9]. S.M. Shaded; W.S. Chiu; W.T. Lyn. *A mathematical model of Diesel combustion-Cummins Engines*. Company, Inc. Columbus, Indiana USA, C94.
- [10]. Woschni, G. ; Spindler W. – *Heat transfert with insulated combustion chamber walls and its influence on the performance of Diesel engines*, Trans. ASME. 110 (1998).
- [11]. G. Tremouliere, A.. Haupais, M. Brun. *Les transfert thermiques dans une chambre de combustion de moteur Diesel et leur disparites locales*. ENTROPIE. No 122. 1985.
- [12]. Phạm Xuân Mai – *Nghiên cứu đặc trưng hóa muội than bằng phương pháp hỏa kế lưỡng sắc*. *Proceeding of International Conference on Automotive Technology, ICAT'96*. Science and Technical Publishing House, Hanoi, 1996.