

Phạm Minh Tuấn

LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Dùng cho sinh viên các trường đại học, cao đẳng kỹ thuật)

TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP
THƯ VIỆN
PHÒNG MUỐN



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Tác giả : Phạm Minh Tuấn

Chịu trách nhiệm xuất bản: PHẠM NGỌC KHÔI
Biên tập: TS NGUYỄN HUY TIẾN
Trình bày bìa: XUÂN DŨNG

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo – Hà Nội

In 200 bản khổ 19 x 27cm, tại Xí nghiệp In NXB Văn hóa Dân tộc.
Số đăng ký kế hoạch XB: 235 – 2012/CXB/269 - 13/KHKT - ngày 06/3/2012.
Quyết định XB số: 11/QĐXB – NXBKHK - ngày 14/01/2013.
In xong và nộp lưu chiểu Quý I năm 2013.

LỜI NÓI ĐẦU

Môn Lý thuyết động cơ đốt trong là môn học cung cấp những kiến thức cơ bản và cốt lõi nhất của chuyên ngành Động cơ đốt trong.

Trong chương trình đào tạo kỹ sư ngành Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, sinh viên học môn Lý thuyết động cơ tiếp theo môn Đại cương Động cơ đốt trong là môn đầu tiên của chuyên ngành. Với những kiến thức được trang bị của môn học Lý thuyết động cơ đốt trong, sinh viên sẽ học tiếp các môn khác của chuyên ngành như Hệ thống nhiên liệu và Tự động điều chỉnh, Động lực học và dao động, Thiết kế tính toán, Tăng áp động cơ đốt trong...

Nhằm giúp sinh viên tài liệu tham khảo trong quá trình học môn Lý thuyết động cơ đốt trong, tác giả đã viết cuốn giáo trình này theo chương trình đào tạo nêu trên lần đầu tiên vào tháng 1/2008, nay được tái bản. Trong cuốn sách, tác giả đã cố gắng thể hiện tính kế thừa những giáo trình, tài liệu truyền thống của chuyên ngành, đồng thời cập nhật những kiến thức hiện đại đang được áp dụng rộng rãi trong thực tế về công nghệ động cơ đốt trong.

Cuốn sách được biên soạn trước hết với mục đích làm giáo trình cho sinh viên chuyên ngành Động cơ đốt trong, Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Tuy nhiên, cuốn sách cũng có thể làm tài liệu tham khảo cho sinh viên các chuyên ngành khác của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội như Ô tô và Xe chuyên dụng hay Cơ khí chế tạo máy. Ngoài ra, sinh viên của các ngành Cơ khí Ô tô, Máy xây dựng, Động cơ tàu thủy... của các trường đại học kỹ thuật khác và các cán bộ kỹ thuật các ngành nói trên cũng có thể tìm thấy trong cuốn sách những kiến thức tham khảo bổ ích.

Tác giả xin bày tỏ lời cảm ơn chân thành đến các đồng nghiệp ở Bộ môn Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội về sự động viên cũng như những đóng góp quý báu cho nội dung cuốn sách.

Do trình độ có hạn, do thời lượng của môn học bị hạn chế, đồng thời phải tuân thủ chặt chẽ chương trình đào tạo như đã nói ở trên nên chắc chắn bố cục và nội dung cuốn sách còn có những thiếu sót. Tác giả kính mong nhận được sự góp ý của các đồng nghiệp và bạn đọc để hoàn chỉnh cuốn sách trong những lần xuất bản sau. Xin cảm ơn.

Hà Nội, ngày 10 tháng 3 năm 2012

Tác giả

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions and activities. It emphasizes that this is crucial for ensuring transparency and accountability in the organization's operations.

2. The second part of the document outlines the various methods and tools used to collect and analyze data. It highlights the need for consistent data collection procedures and the use of advanced analytical techniques to derive meaningful insights from the data.

3. The third part of the document focuses on the role of technology in data management and analysis. It discusses how modern software solutions can streamline data collection, storage, and processing, thereby improving efficiency and accuracy.

4. The fourth part of the document addresses the challenges associated with data management, such as data quality, security, and privacy. It provides strategies to mitigate these risks and ensure that the data remains reliable and secure throughout its lifecycle.

5. The fifth part of the document concludes by summarizing the key findings and recommendations. It stresses the importance of a data-driven approach in decision-making and the need for continuous monitoring and improvement of the data management process.

CHƯƠNG I KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt

Động cơ nhiệt là một loại máy biến đổi nhiệt năng của nhiên liệu thành cơ năng. Có thể phân quá trình công tác của động cơ nhiệt thành hai quá trình cơ bản như sau:

- Đốt cháy nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và gia nhiệt cho môi chất công tác. Trong giai đoạn này xảy ra các hiện tượng lý hoá rất phức tạp.

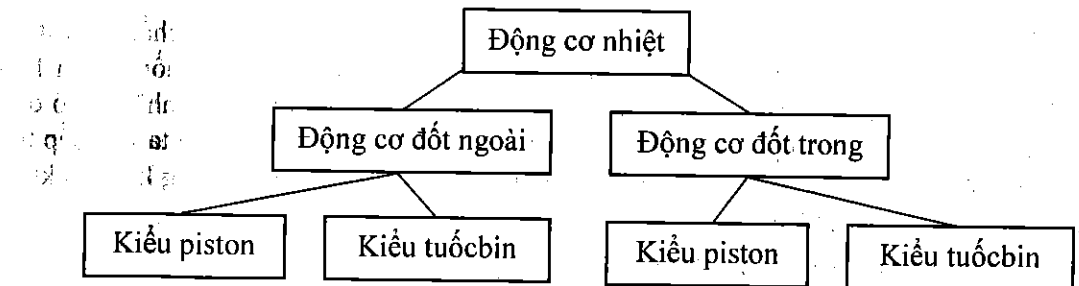
- Biến đổi trạng thái của môi chất công tác, hay nói cách khác, môi chất công tác thực hiện chu trình nhiệt động để biến đổi một phần nhiệt năng thành cơ năng.

Trên cơ sở đó có thể phân loại động cơ nhiệt thành hai loại chính là **động cơ đốt ngoài** và **động cơ đốt trong**.

Ở **động cơ đốt ngoài**, ví dụ máy hơi nước cổ điển trên tàu hoả, hai giai đoạn trên xảy ra ở hai nơi khác nhau. Giai đoạn thứ nhất xảy ra tại buồng đốt và nồi xúpê, kết quả được hơi nước có áp suất và nhiệt độ cao. Còn giai đoạn thứ hai là quá trình giãn nở của hơi nước trong buồng công tác và sinh công làm quay bánh xe.

Còn ở **động cơ đốt trong**, hai giai đoạn trên diễn ra tại cùng một vị trí, đó là bên trong buồng công tác của động cơ.

Hai loại động cơ nói trên đều có hai kiểu kết cấu, đó là động cơ kiểu piston và kiểu tuốcbin theo sơ đồ dưới đây, hình 1-1.



Hình 1-1. Động cơ đốt trong thuộc họ động cơ nhiệt

Do giới hạn của giáo trình, chúng ta chỉ xét động cơ đốt trong kiểu piston và từ đây gọi vẫn tất là động cơ đốt trong. Trong thực tế, động cơ kiểu tuốcbin là đối tượng khảo sát của chuyên ngành máy tuốcbin.

1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác

1.2.1 Ưu điểm

- Hiệu suất có ích η_e lớn nhất, có thể đạt tới 50% hoặc hơn nữa. Trong khi đó, máy hơi nước cổ điển kiểu piston chỉ đạt khoảng 16%, tuốcbin hơi nước từ 22 đến 28%, còn tuốcbin khí cũng chỉ tới 30%. Lý do chủ yếu là vì chu trình Carnot tương đương của động cơ đốt trong có chênh lệch nhiệt độ trung bình của nguồn nóng và nguồn lạnh lớn nhất

(Theo định luật Carnot hiệu suất nhiệt $\eta_1 = 1 - \frac{T_2}{T_1}$, trong đó T_1 là nhiệt độ nguồn nóng và T_2 là nhiệt độ nguồn lạnh). Cụ thể trong động cơ đốt trong, nhiệt độ quá trình cháy rất cao có thể đến 1800 đến 2700 K, trong khi nhiệt độ cuối quá trình giãn nở khá nhỏ, chỉ vào khoảng 900 đến 1500 K.

- Kích thước và trọng lượng nhỏ, công suất riêng lớn. Nguyên nhân chính là do quá trình cháy diễn ra trong xylanh của động cơ nên không cần các thiết bị công kênh như lò đốt, nồi hơi... và do sử dụng nhiên liệu có nhiệt trị cao (ví dụ như xăng, nhiên liệu diesel... so với than, củi, khí đốt... dùng trong động cơ đốt ngoài). Do đó, động cơ đốt trong rất thích hợp cho các phương tiện vận tải với bán kính hoạt động rộng.

- Khởi động, vận hành và chăm sóc động cơ thuận tiện, dễ dàng.

1.2.2 Nhược điểm

- Khả năng quá tải kém, cụ thể không quá 10% trong 1 giờ.

- Tại chế độ tốc độ vòng quay nhỏ, mômen sinh ra không lớn. Do đó, động cơ không thể khởi động được khi có tải và phải có hệ thống khởi động riêng.

- Công suất cực đại không lớn. Ví dụ, một trong những động cơ lớn nhất thế giới là động cơ của hãng MAN B&W có công suất 68.520 kW (số liệu 1997), trọng khi tuốcbin hơi bình thường cũng có công suất tới vài chục vạn kW.

- Cấu tạo phức tạp, giá thành chế tạo cao.

- Nhiên liệu cần có những yêu cầu khắt khe như hàm lượng tạp chất thấp, tính chống kích nổ cao, tính tự cháy cao... nên giá thành cao. Mặt khác, nguồn nhiên liệu chính là dầu mỏ ngày một cạn dần. Theo dự đoán, trữ lượng dầu mỏ của những mỏ dầu đã phát hiện chỉ đủ dùng cho đến giữa thế kỷ 21. Tuy nhiên, gần đây người ta vẫn tiếp tục phát hiện những mỏ dầu mới với trữ lượng khổng lồ, đặc biệt ở những vùng khí hậu khắc nghiệt như Bắc và Nam Cực.

- Ô nhiễm môi trường do khí thải và ồn.

Tuy nhiên, động cơ đốt trong hiện nay vẫn là máy động lực chủ yếu, đóng vai trò vô cùng quan trọng trong các lĩnh vực của đời sống con người như giao thông vận tải, xây dựng, khai thác mỏ, nông nghiệp, ngư nghiệp... Theo các nhà khoa học, trong vòng nửa thế kỷ tới vẫn chưa có động cơ nào có thể thay thế được động cơ đốt trong trong vai trò là máy động lực hàng đầu.

1.3 Phân loại động cơ đốt trong

• Theo cách thực hiện chu trình

- Động cơ bốn kỳ: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau *bốn* hành trình của piston hay *hai* vòng quay của trục khuỷu.

- Động cơ hai kỳ: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau *hai* hành trình của piston hay *một* vòng quay của trục khuỷu.

• Theo nhiên liệu

- Động cơ nhiên liệu lỏng như xăng, diesel, methanol, (cồn ethanol), cồn pha xăng hoặc diesel, dầu thực vật...

- Động cơ nhiên liệu khí (còn gọi là động cơ gas). Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên (Compressed Natural Gas - CNG), khí hoá lỏng (Liquidfied Petroleum Gas - LPG), khí lò ga, khí sinh vật (Biogas)...

- Động cơ nhiên liệu kép (Dual-Fuel) ví dụ như động cơ gas mỗi bằng nhiên liệu lỏng như xăng hay diesel.

- Động cơ đa nhiên liệu (Multi-Fuel) là động cơ có thể dùng được cả nhiên liệu nặng như diesel và nhiên liệu nhẹ như xăng, hoặc động cơ dùng cả xăng và khí đốt (gas).

• Theo phương pháp hình thành hòa khí

- Hình thành hòa khí bên ngoài như động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí hay phun xăng vào đường nạp còn gọi là phun gián tiếp và động cơ gas.

- Hình thành hòa khí bên trong như động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection - GDI) vào xylanh.

Đối với mỗi loại động cơ cụ thể, ví dụ như động cơ xăng hay diesel, lại có các loại hình thành hòa khí khác nhau sẽ xét sau ở chương VII.

• Theo phương pháp đốt cháy hòa khí

- Đốt cháy cưỡng bức dùng tia lửa điện như động cơ xăng, động cơ gas.

- Đốt bằng tự cháy do nén như động cơ diesel.

• Theo dạng chu trình nhiệt động

- Chu trình đẳng tích ở động cơ xăng, động cơ gas.

- Chu trình hỗn hợp ở động cơ diesel.

• Theo phương pháp nạp

- Động cơ không tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được hút vào xylanh.

- Động cơ tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được nén trước khi nạp vào xylanh.

• Theo tốc độ trung bình của piston

Gọi tốc độ trung bình của piston là c_m . Dễ dàng tính được $c_m = \frac{S.n}{30}$ (m/s) với S là hành trình piston (m) và n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu (vg/ph). Theo c_m người ta phân loại động cơ như sau:

- $3,5 \text{ m/s} \leq c_m < 6,5 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ thấp

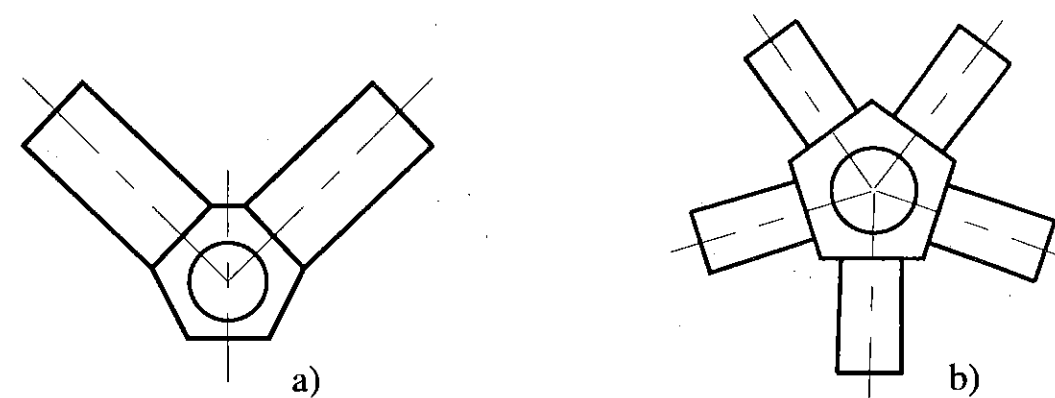
- $6,5 \text{ m/s} \leq c_m < 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ trung bình

- $c_m \geq 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ cao hay còn gọi là động cơ cao tốc.

- Theo dạng chuyển động của piston

- Động cơ piston tịnh tiến thường gọi ngắn gọn là *động cơ piston*. Đa số động cơ đốt trong là động cơ piston.

- *Động cơ piston quay* hay *động cơ rôto* (do Wankel phát minh năm 1954 nên còn gọi là *động cơ Wankel*).



Hình 1-2. a) Động cơ chữ V, b) Động cơ hình sao

- Theo số xylanh

- Động cơ một xylanh (Single-Cylinder Engine).

- Động cơ nhiều xylanh (Multi-Cylinder Engine).

- Theo cách bố trí hàng xylanh (của động cơ nhiều xylanh)

- Động cơ một hàng

- Động cơ đối đỉnh (2 hàng xylanh)

- Động cơ chữ V, hình 1-2a

- Động cơ hình sao, hình 1-2b.

- Theo môi chất làm mát

- Động cơ làm mát bằng nước hay chất lỏng đặc biệt

- Động cơ làm mát bằng gió (không khí).

- Theo công dụng

- Động cơ tĩnh tại như máy phát điện

- Động cơ tàu thủy

- Động cơ ô tô và xe máy

- Động cơ máy kéo

- Động cơ tàu hỏa

- Động cơ máy bay...

1.4 Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong

1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản

Dựa vào lược đồ động cơ trên hình 1-3, chúng ta hãy đưa ra một vài khái niệm và định nghĩa cơ bản làm cơ sở để xét nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong.

- *Quá trình công tác* là tổng hợp tất cả biến đổi của môi chất công tác xảy ra trong xylanh của động cơ và trong các hệ thống gắn liền với xylanh như hệ thống nạp - thải.

- *Chu trình công tác* là tập hợp những biến đổi của môi chất công tác xảy ra bên trong xylanh của động cơ và diễn ra trong một chu kỳ.

- *Điểm chết* là điểm mà tại đó piston đổi chiều chuyển động. Có hai điểm chết là điểm chết trên (ĐCT) và điểm chết dưới (ĐCD).

- *Hành trình piston S* là khoảng cách giữa hai điểm chết.

- *Kỳ* là một phần của chu trình công tác xảy ra khi piston dịch chuyển một hành trình.

- *Thể tích công tác V_h* là thể tích xylanh giới hạn bởi hai tiết diện đi qua các điểm chết.

$$V_h = V_{\max} - V_{\min}$$

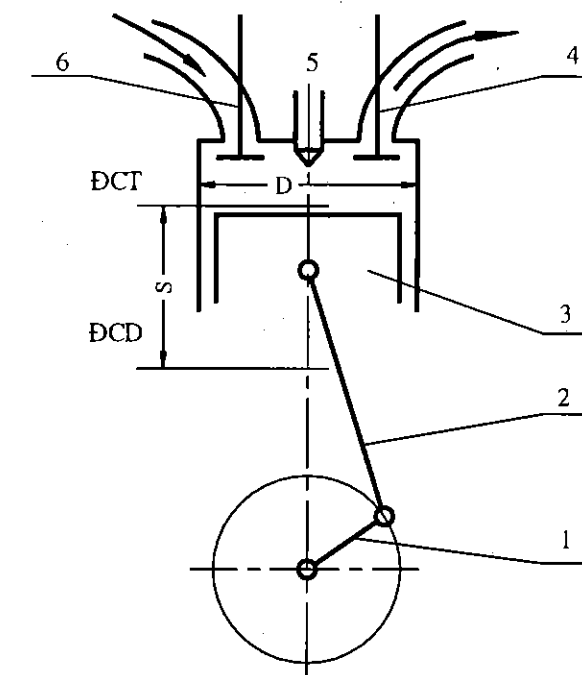
trong đó:

V_{\max} và V_{\min} là thể tích xylanh khi piston ở ĐCD và ĐCT. V_{\min} còn được gọi là thể tích buồng cháy V_c . Dễ dàng có thể tính được:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$$

với D là đường kính xylanh và S là hành trình piston.

- *Tỷ số nén ϵ* là tỷ số giữa thể tích lớn nhất và thể tích nhỏ nhất (thể tích buồng cháy):



Hình 1-3. Lược đồ động cơ bốn kỳ:

1: Trục khuỷu; 2: Thanh truyền; 3: Piston; 4: Xupáp thải; 5: Vòi phun (động cơ diesel) hay bugi (động cơ xăng); 6: Xupáp nạp; ĐCT: Điểm chết trên; ĐCD: Điểm chết dưới; S: Hành trình piston; D: Đường kính xylanh

$$\epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Riêng với động cơ 2 kỳ, tỷ số nén theo công thức trên được gọi là tỷ số nén lý thuyết. Còn tỷ số nén thực tế là tỷ số giữa thể tích xylanh khi bắt đầu quá trình nén và thể tích buồng cháy. Về vấn đề này xin xem thêm mục 1.4.3 và 4.1.1.3.

1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp

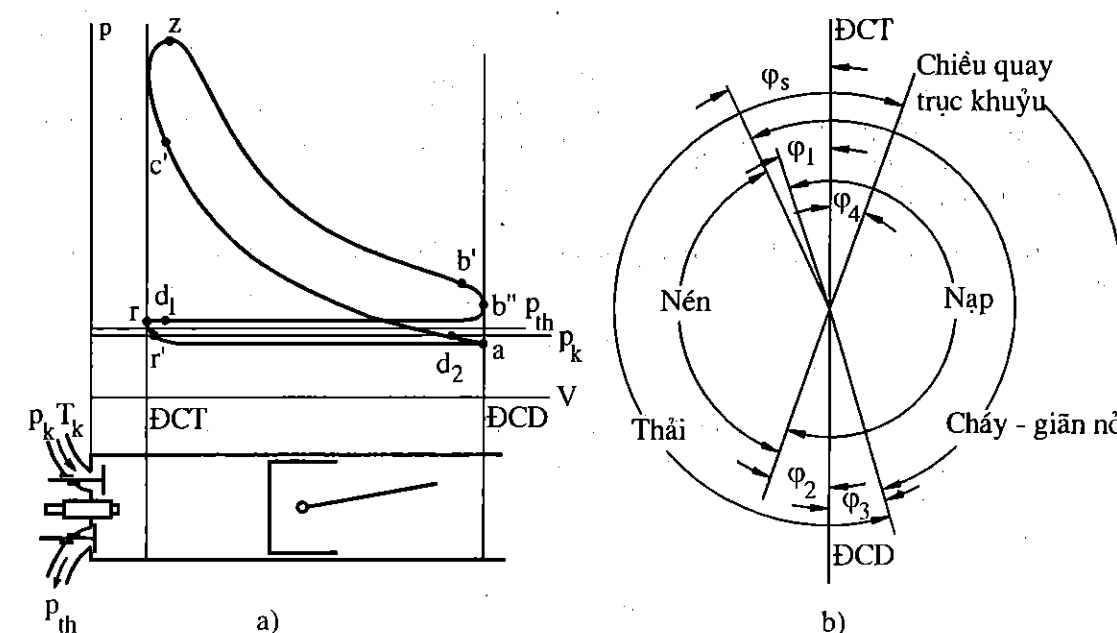
Như đã nêu ở phần phân loại, động cơ bốn kỳ có chu trình công tác được thực hiện sau bốn hành trình của piston hay hai vòng quay của trục khuỷu. Sau đây sẽ khảo sát một cách khái quát diễn biến các quá trình lý-hoá xảy ra trong từng hành trình của piston, hình 1-4.

• Hành trình thứ nhất: hành trình nạp

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD tạo nên độ chân không trong xylanh. Không khí (ở động cơ diesel) hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu (ở động cơ xăng tạo thành hòa khí xupáp nạp (đang mở) và hoà trộn với khí sót của chu trình trước tạo thành hỗn hợp công tác. Để tiết diện lưu thông của xupáp khá lớn khi khí nạp mới thực sự đi vào xylanh nhằm nạp được đầy hơn, xupáp nạp mở sớm một góc là φ_1 tại điểm d_1 .

• Hành trình thứ hai: hành trình nén

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT. Xupáp nạp đóng muộn một góc φ_2 tại điểm d_2 nhằm tận dụng quán tính của dòng khí để nạp thêm. Hỗn hợp công tác bị nén khi hai xupáp cùng



Hình 1-4. a) Đồ thị công; b) Đồ thị pha của động cơ bốn kỳ không tăng áp

đóng dẫn tới tăng áp suất và nhiệt độ trong xylanh. Tại điểm c' gần ĐCT tương ứng với góc φ_s , bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện hay vòi phun (động cơ diesel) phun nhiên liệu vào xylanh. Góc φ_s được gọi là *góc đánh lửa sớm* (động cơ xăng, động cơ gas) hay *góc phun sớm* (động cơ diesel). Sau một thời gian chuẩn bị rất ngắn, quá trình cháy thực sự diễn ra làm cho áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng lên rất nhanh.

• **Hành trình thứ ba: hành trình cháy- giãn nở (hành trình sinh công)**

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD. Sau ĐCT, quá trình cháy tiếp tục diễn ra nên áp suất và nhiệt độ tiếp tục tăng, sau đó giảm do thể tích xylanh tăng nhanh. Khí cháy giãn nở sinh công. Gần cuối hành trình, xupáp thải *mở sớm* một góc φ_3 tại điểm b' để *thải tự do* một lượng đáng kể sản vật cháy ra khỏi xylanh vào đường thải.

• **Hành trình thứ tư: hành trình thải**

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT, sản vật cháy bị *thải cưỡng bức* do piston đẩy ra khỏi xylanh. Để tận dụng quán tính của dòng khí nhằm thải sạch thêm, xupáp thải *đóng muộn* sau ĐCT một góc φ_4 ở hành trình nạp của chu trình tiếp theo.

Sau khi khảo sát, ta rút ra một số **nhận xét** như sau:

- Trong bốn hành trình chỉ có một hành trình sinh công. Các hành trình còn lại đều tiêu hao công từ động năng của các chi tiết chuyển động quay như bánh đà, trục khuỷu...

- Các xupáp đều có các góc mở sớm và đóng muộn nhằm *thải sạch và nạp đầy*. Tập hợp các góc mở sớm đóng muộn của xupáp được gọi là pha phối khí, hình 1-4, b. Giá trị tối ưu của pha phối khí cùng các góc phun sớm và đánh lửa sớm φ_s rất khó xác định bằng tính toán nên thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

- Trong khoảng góc $\varphi_1 + \varphi_4$ (cuối quá trình thải, đầu quá trình nạp), hình 1-4, b, hai xupáp đều mở. Do đó $\varphi_1 + \varphi_4$ được gọi là góc trùng điệp của xupáp.

1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

Động cơ hai kỳ, như đã nêu trong phần phân loại (mục 1.3), có chu trình công tác thực hiện sau hai hành trình của piston hay một vòng quay của trục khuỷu. Sau đây, ta xét một dạng động cơ hai kỳ đơn giản nhất, hình 1-5, qua đó khảo sát nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ.

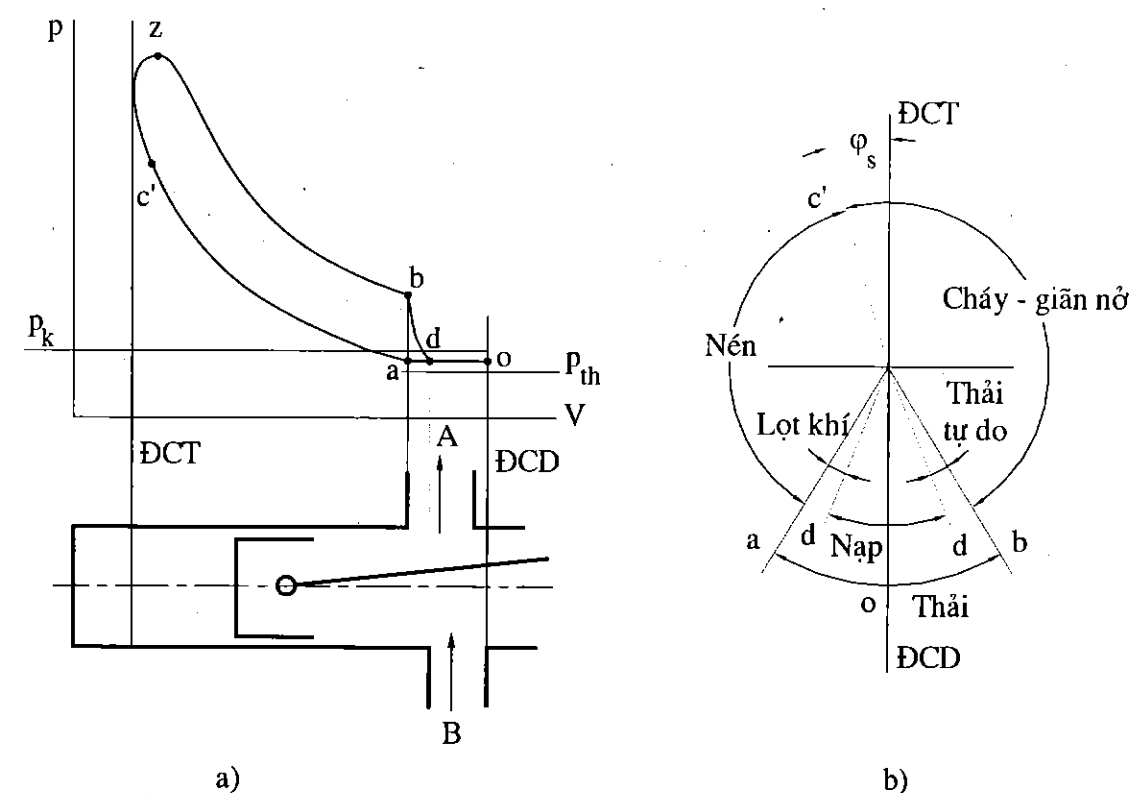
• **Hành trình thứ nhất**

Piston đi chuyển từ ĐCT đến ĐCD, khí đã cháy và đang cháy trong xylanh giãn nở sinh công. Khi piston mở cửa thải A, khí cháy có áp suất cao được thải tự do ra đường thải. Từ khi piston mở cửa quét B cho đến khi đến điểm chết dưới, khí nạp mới có áp suất cao nạp vào xylanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa A.

Như vậy trong hành trình thứ nhất gồm các quá trình: *cháy giãn nở, thải tự do, quét khí và nạp khí mới*.

• **Hành trình thứ hai**

Piston di chuyển từ ĐCD đến ĐCT, quá trình *quét nạp vẫn tiếp tục* cho đến khi piston đóng cửa quét B. Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thải A, môi chất trong xylanh bị đẩy qua cửa thải ra ngoài, vì vậy giai đoạn này gọi là giai đoạn *lọt khí*. Tiếp theo là quá

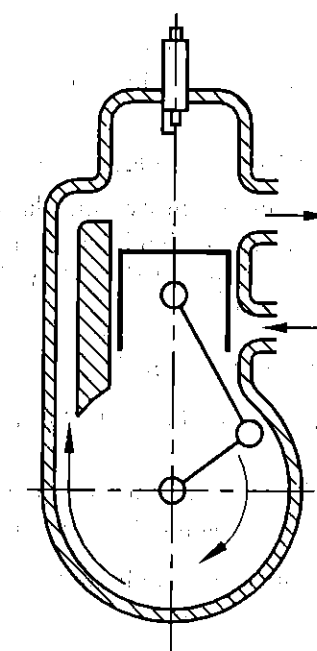


Hình 1-5. a) Đồ thị công, b) Đồ thị pha của động cơ hai kỳ

trình nén bắt đầu từ khi piston đóng cửa thái A cho tới khi nhiên liệu phun vào xylanh (động cơ diesel) hoặc bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện. Sau một thời gian cháy trễ rất ngắn quá trình cháy sẽ xảy ra.

Như vậy trong hành trình thứ hai gồm có các quá trình: quét và nạp khí, lọt khí, nén và cháy.

Đặc điểm của động cơ hai kỳ là khí nạp mới phải có áp suất p_k đủ lớn để quét khí đã cháy ra đường thái có áp suất p_{th} . Thông thường người ta thiết kế máy nén khí riêng lắp trên động cơ hoặc tận dụng không gian bên dưới piston là hộp cacte-trục khuỷu để nén khí nạp như ở một vài động cơ xăng cỡ nhỏ, hình 1-6.



Hình 1-6. Nén khí quét bằng hộp cacte-trục khuỷu

1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ

- Nếu cùng đường kính xylanh D , hành trình piston S và tốc độ vòng quay n thì về lý thuyết công suất của động cơ hai kỳ gấp hai lần công suất của động cơ bốn kỳ. Trong thực tế do có tổn thất hành trình cho các quá trình nạp thải và tổn công để nén và quét thải khí hơn nên công suất chỉ gấp 1,6 đến 1,8 lần.

- Mômen của động cơ hai kỳ đều hơn.

- Cơ cấu phối khí của động cơ hai kỳ đơn giản hơn.

- Động cơ bốn kỳ dễ lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

- Quá trình quét thải ở động cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn vì thực hiện trong hai hành trình của piston, tức là lâu hơn nhiều so với động cơ hai kỳ.

- Tăng áp động cơ bốn kỳ dễ dàng hơn vì ứng suất nhiệt thấp và dễ bố trí hệ thống tăng áp. Vấn đề tăng áp động cơ sẽ được khảo sát sau này trong môn học Tăng áp động cơ đốt trong.

CHƯƠNG II

CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1 Những khái niệm cơ bản

Chu trình thực tế của động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp và chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau. Về thực chất, chu trình thực tế của động cơ là chu trình hở, không thuận nghịch và không thể tính toán hoàn toàn chính xác được. Chu trình thực tế được đơn giản hoá bằng một số giả thiết nhằm những mục đích cụ thể (sẽ xét dưới đây) được gọi là *chu trình lý tưởng*.

2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu

- Lượng môi chất không thay đổi, tức là không có quá trình thay đổi khí (quá trình nạp thải).
- Nhiệt lượng cấp cho chu trình từ bên ngoài, như vậy không có quá trình cháy và toả nhiệt của nhiên liệu cũng như tổn thất cho quá trình này. Như vậy, thành phần môi chất cũng không đổi.
- Quá trình nén và giãn nở là đoạn nhiệt và không có tổn thất nhiệt do lọt khí.
- Tỷ nhiệt của môi chất trong suốt chu trình không đổi và không phụ thuộc vào nhiệt độ.

Với những đặc điểm nêu trên, *chu trình lý tưởng* của động cơ đốt trong sẽ là *chu trình kín, thuận nghịch và không có tổn thất nào khác ngoài tổn thất nhiệt cho nguồn lạnh theo định luật nhiệt động II*.

Nghiên cứu chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong nhằm các mục đích sau:

- Thấy rõ ảnh hưởng của những thông số chủ yếu đến sự hoàn thiện của việc biến đổi nhiệt thành công.
- Tạo điều kiện so sánh các chu trình khác nhau một cách dễ dàng.
- Xác định được giới hạn cao nhất của chu trình thực tế của động cơ.

2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng

2.1.2.1 Hiệu suất nhiệt

Hiệu suất nhiệt η_t đặc trưng cho *tính kinh tế* của việc biến đổi nhiệt thành công của chu trình lý tưởng. Theo định nghĩa:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-1)$$

với L_t là công của chu trình, Q_1 là nhiệt cấp từ nguồn nóng và Q_2 là nhiệt nhả cho nguồn lạnh. L_t có thể tính theo công thức sau:

$$L_t = \oint pdV$$

Hình 2-1 nêu một ví dụ về chu trình lý tưởng với diện tích gạch gạch biểu thị công L_t của chu trình.

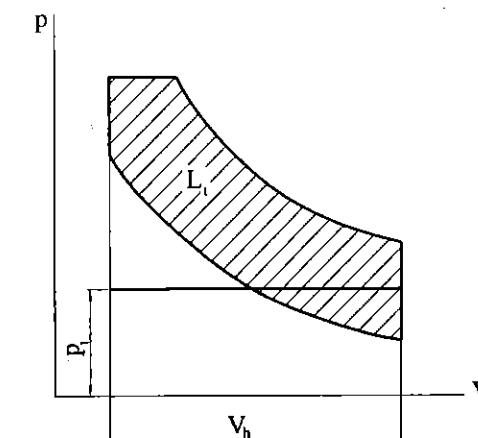
2.1.2.2 Áp suất trung bình p_t

Theo định nghĩa:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} \quad (2-2)$$

Về thực chất, p_t là công riêng của chu trình tính cho một đơn vị thể tích công tác của xylanh. Do đó, p_t đặc trưng cho *tính hiệu quả sử dụng thể tích công tác* của chu trình. Cụ thể, p_t càng lớn tức là tính hiệu quả càng cao. Từ (2-2) có thể dễ dàng tìm được thứ nguyên của p_t là thứ nguyên của áp suất (N/m^2).

Về ý nghĩa vật lý, p_t là áp suất giả định không đổi tác dụng lên piston dịch chuyển một hành trình từ ĐCT và sinh ra một công bằng công của chu trình L_t . Còn về ý nghĩa hình học, p_t chính là chiều cao của hình chữ nhật có cạnh đáy là V_h và diện tích biểu thị công của chu trình L_t , hình 2-1.



Hình 2-1. Xác định áp suất trung bình p_t trên đồ thị công

2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng

Động cơ đốt trong kiểu piston có hai chu trình lý tưởng cơ bản, đó là chu trình đẳng tích ứng với động cơ cháy cưỡng bức (động cơ xăng, động cơ gas) và chu trình hỗn hợp ứng với động cơ cháy do nén (động cơ diesel). Các chu trình lý tưởng nói trên đã được khảo sát trong giáo trình Nhiệt kỹ thuật. Sau đây, ta sẽ tính toán các thông số cơ bản là η_t và p_t của mỗi chu trình và phân tích các nhân tố ảnh hưởng của chúng. Về thực chất, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp. Vì vậy, để thuận tiện trước hết ta khảo sát chu trình hỗn hợp, hình 2-2.

2.2.1 Chu trình hỗn hợp

Trước hết, ta gọi:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ là tỷ số nén} \quad (2-3)$$

với a là điểm đầu và c là điểm cuối quá trình nén,

$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \text{ là tỷ số tăng áp suất} \quad (2-4)$$

với y là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng tích và z là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng áp;

$$\rho = \frac{V_z}{V_y} = \frac{V_z}{V_c} \text{ là tỷ số giãn nở sớm;} \quad (2-5)$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{ là tỷ số giãn nở sau;} \quad (2-6)$$

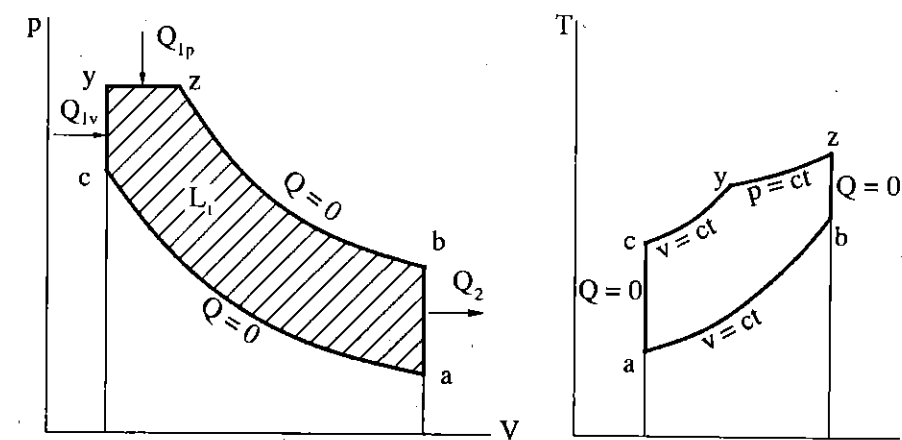
với b là điểm cuối quá trình giãn nở.

Từ (2-3), (2-5) và (2-6) dễ dàng suy ra:

$$\varepsilon = \rho \cdot \delta$$

Với những đại lượng này, sau đây ta sẽ xác định các thông số cơ bản của chu trình.

2.2.1.1 Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$



Hình 2-2. Chu trình hỗn hợp trên đồ thị p-V và T-S

Theo (2-1)

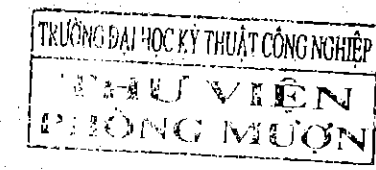
$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-7)$$

Nhiệt lượng cấp bởi nguồn nóng Q_1 là tổng nhiệt lượng của quá trình đẳng tích $Q_{1,v}$ và của quá trình đẳng áp $Q_{1,p}$:

$$Q_1 = Q_{1,v} + Q_{1,p} = mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y) = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \quad (2-8)$$

$$Q_2 = mC_v(T_b - T_a) \quad (2-9)$$

trong đó, m là khối lượng môi chất, C_v và C_p là nhiệt dung riêng đẳng tích và nhiệt dung riêng đẳng áp của môi chất, còn $k = \frac{C_p}{C_v}$ là hệ số đoạn nhiệt. Thay (2-8) và (2-9) vào (2-7) ta được:



$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_y - T_c + k(T_z - T_y)} \quad (2-10)$$

Điểm a với các thông số nhiệt động p_a , T_a , và V_a được qui ước chọn là điểm xuất phát của chu trình. Từ đây, ta sẽ tính nhiệt độ ở các điểm khác của chu trình theo T_a .

Từ quá trình nén đoạn nhiệt a-c:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng tích c-y:

$$T_y = \lambda T_c = T_a \lambda \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng áp y-z:

$$T_z = \rho T_y = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1}$$

Từ quá trình giãn nở đoạn nhiệt z-b:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} T_z$$

tìm được:

$$T_b = \lambda \rho^k T_a$$

Thay T_c , T_y , T_z và T_b vào (2-10) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (2-11)$$

2.2.1.2 Áp suất trung bình $p_{t,h}$

Từ (2-2), ta có:

$$p_{t,h} = \frac{L_{t,h}}{V_h} \quad (2-12)$$

• Công của chu trình $L_{t,h}$ có thể xác định như sau:

$$L_{t,h} = \eta_{t,h} Q_1 = m C_v [(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \eta_{t,h} = m C_v \varepsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h}$$

thay $C_v = \frac{R}{k-1}$ với R là hằng số khí lý tưởng,

cuối cùng ta có:

$$L_{t,h} = m \frac{R}{k-1} \varepsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-13)$$

• Từ định nghĩa V_h và phương trình trạng thái, ta tìm được:

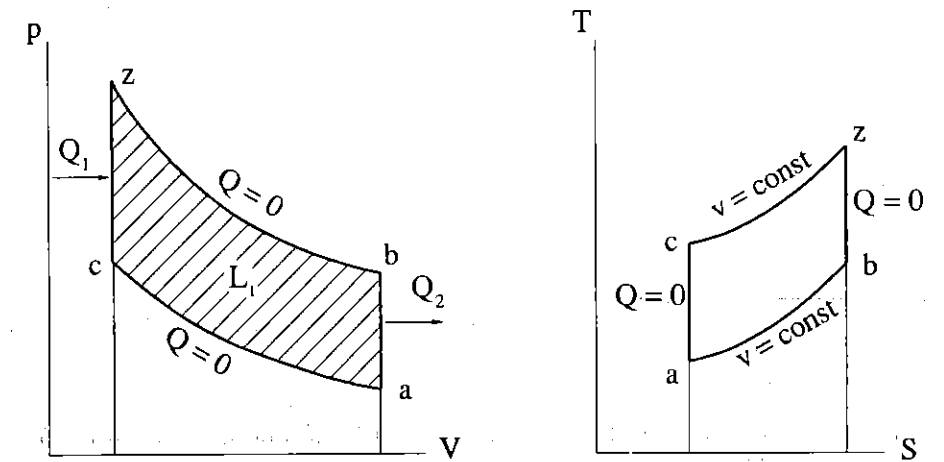
$$V_h = V_a - V_c = mR \left(\frac{T_a}{p_a} - \frac{T_c}{p_c} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(1 - \frac{\epsilon^{k-1}}{\epsilon^k} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \right) \quad (2-14)$$

Thay (2-13), (2-14) vào (2-12) và rút gọn, ta được:

$$p_{t,h} = \frac{p_a \epsilon^k}{(\epsilon - 1)(k - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-15)$$

2.2.2 Chu trình đẳng tích

Như đã nói ở trên, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp có $\rho = 1$. Vì vậy, khi thay $\rho = 1$ vào các công thức (2 - 10) và (2 - 14) ta có thể dễ



Hình 2-3. Chu trình đẳng tích trên đồ thị p-V và T-S

dễ dàng tính được hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình đẳng tích.

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (2-16)$$

$$p_{t,v} = \frac{\lambda - 1}{(\epsilon - 1)(k - 1)} \epsilon^k \eta_{t,v} p_a \quad (2-17)$$

2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng

Để thuận lợi, ta xét chu trình đẳng tích là chu trình đơn giản trước.

2.3.1 Chu trình đẳng tích

2.3.1.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,v}$

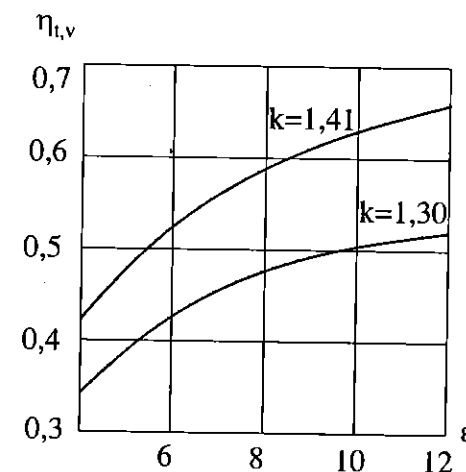
Từ (2-16) ta thấy $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất công tác và tỷ số nén ϵ của động cơ.

- Rõ ràng là khi tăng k thì $\eta_{t,v}$ tăng. Tuy nhiên, k là một thông số vật lý của môi chất phụ thuộc vào số nguyên tử chứa trong một phân tử. Đối với khí 1 nguyên tử $k = 1,6$; khí 2 nguyên tử (có thể coi không khí gần đúng là khí 2 nguyên tử) $k = 1,41$ và khí 3 nguyên tử có $k = 1,3$.

- Khi tăng ϵ thì $\eta_{t,v}$ tăng. Vì vậy, một trong những phương hướng chủ yếu để tăng hiệu suất của động cơ khi thiết kế là sử dụng các biện pháp sao cho có thể có tỷ số nén cao.

Tổng hợp ảnh hưởng của k và ϵ được thể hiện trên hình 2-4. Ta có thể nhận thấy tốc độ tăng $\eta_{t,v}$ giảm dần khi tăng ϵ . Mặt khác cần lưu ý rằng, càng tăng ϵ động cơ đốt cháy càng mạnh càng dễ bị kích nổ (sẽ đề cập ở chương III và IV), do đó ϵ bị giới hạn.

Cần phải lưu ý rằng, $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc vào ϵ và k mà không phụ thuộc vào lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 .



Hình 2-4. Các nhân tố ảnh hưởng đến $\eta_{t,v}$

2.3.1.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến áp suất trung bình $p_{t,v}$

Từ công thức (2-17) ta thấy, $p_{t,v}$ phụ thuộc vào ϵ , k và p_a , trong đó ảnh hưởng của ϵ và p_a là rõ nét và có ý nghĩa thực tế hơn cả.

- $p_{t,v}$ tăng tỷ lệ với p_a . Vì vậy trong thực tế cần áp dụng các biện pháp để tăng áp suất quá trình nạp để nạp được nhiều khí nạp mới, do đó đốt được nhiều nhiên liệu dẫn tới tăng áp suất trung bình và tăng công suất động cơ.

- Khi tăng ϵ , $\frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1}$ tăng do $k > 1$, do đó $p_{t,v}$ tăng. Ngoài ra, $p_{t,v}$ còn tăng là do $\eta_{t,v}$ như đã xét ở trên. Rõ ràng, tỷ số nén ϵ là một thông số ảnh hưởng rất quan trọng của động cơ.

- Ngoài ra, khác với $\eta_{t,v}$, $p_{t,v}$ chịu ảnh hưởng rất lớn của lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 . Khi tăng Q_1 sẽ làm tăng nhiệt độ T_z và áp suất p_z (cuối quá trình đẳng tích c-z trên hình 2-3). Điều đó dẫn tới tỷ số tăng áp λ theo (2-4) tăng nên $p_{t,v}$ theo (2-17) cũng tăng, do đó tăng mômen và công suất động cơ.

2.3.2 Chu trình hỗn hợp

2.3.2.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-11) tính $\eta_{t,h}$ ta thấy:

- ϵ tăng thì $\eta_{t,h}$ tăng.

- Đối với λ và ρ thì ta phải xét ảnh hưởng tổng hợp. Giả sử Q_1 , ϵ , k , T_a , m , C_v không thay đổi, ta có:

$$Q_1 = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] = mC_v\epsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const}$$

Do đó:

$$[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const} \quad (2-18)$$

Điều đó có nghĩa là, khi λ tăng (Q_{1v} tăng) thì ρ giảm (Q_{1p} giảm) và ngược lại. Ngoài ra $\epsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$ cũng không đổi, đặt bằng A . Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$ theo (2-11) nay có dạng đơn giản như sau:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{A} \quad (2-19)$$

và chỉ phụ thuộc vào $\lambda\rho^k$ mà thôi. Ta hãy khảo sát $\lambda\rho^k$ bằng cách tính đạo hàm:

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} \quad (2-20)$$

Lấy đạo hàm hai vế của (2-18) theo λ ta có:

$$1 + k\left(\rho - 1 + \lambda \frac{d\rho}{d\lambda}\right) = 0$$

Rút gọn ta có:

$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -[1 + k(\rho - 1)] \quad (2-21)$$

Thay (2-21) vào (2-20) ta được:

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1}[1 + k(\rho - 1)] = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1) < 0$$

Như vậy, khi λ tăng thì $\lambda\rho^k$ giảm, theo (2-19) thì $\eta_{t,h}$ tăng. Tổng hợp ảnh hưởng của ρ và λ được thể hiện trên hình 2-5.

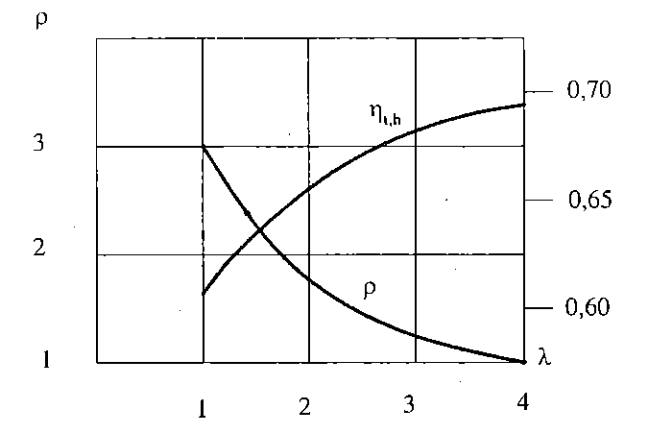
Từ đây ta có thể rút ra ý nghĩa thực tế sau. Khi $Q_1 = \text{const}$, λ tăng (tức ρ giảm, Q_{1v} tăng và Q_{1p} giảm) hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp tăng. Từ đó suy ra, $\eta_{t,h}$ đạt max khi λ_{max} hay $\rho = 1$ (chu trình đẳng tích). Nói cách khác, hiệu suất của chu trình đẳng tích cao hơn của chu trình hỗn hợp nếu như cùng Q_1 và ϵ . Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này ở mục 2.4 dưới đây. Tuy nhiên, tăng λ trong chu trình hỗn hợp (tăng cường cho cháy đẳng

tích) sẽ làm tăng áp suất cực đại p_z và tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ dẫn tới tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền tăng lên.

2.3.2.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-15) ta có thể kết luận:

- p_a, ϵ tăng sẽ làm cho $\eta_{t,h}$ tăng.
- λ tăng nếu $Q_1 = \text{const}$ thì ρ giảm và $\eta_{t,h}$ tăng như đã xét ở trên nên $\eta_{t,h}$ tăng.



Hình 2-5. Ảnh hưởng tổng hợp của λ và ρ đến $\eta_{t,h}$

2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích

Để so sánh các chu trình hỗn hợp và đẳng tích đã xét ở trên một cách thuận tiện, ta sử dụng đồ thị T-S, cụ thể cho hai trường hợp sau.

2.4.1 Cùng Q_1 và ϵ

Từ đồ thị trên hình 2-6 ta thấy, do cùng Q_1 nên diện tích của các hình giới hạn bởi các đường gia nhiệt và trục hoành bằng nhau:

$$S(Aacz_v b_v B) = S(A,acyz_h b_h C)$$

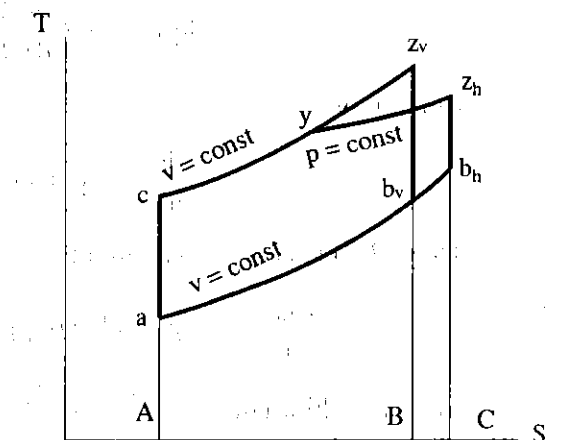
Lượng nhiệt thải cho nguồn lạnh Q_2 của mỗi chu trình tương ứng với các diện tích của đường thải nhiệt và trục hoành:

$$Q_{2,h} \sim S(ab_h CA) > S(ab_v BA) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{t,h} < \eta_{t,v}$$

Một lần nữa chúng ta lại chứng minh được kết luận đã rút ra ở mục 2.3.2. Tuy nhiên so sánh này ít ý nghĩa, vì trong thực tế tỷ số nén của động cơ diesel lớn hơn nhiều so với tỷ số nén của động cơ xăng.



Hình 2-6. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và ϵ .

2.4.2 Cùng Q_1 và p_z

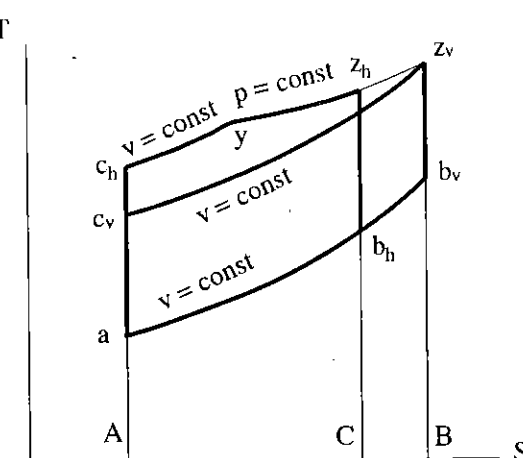
Cùng p_z có thể coi là cùng điều kiện về tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền. Tương tự như trên, qua đồ thị T-S (hình 2-7), ta có:

$$Q_{2,h} \sim S(Aab_hC) < S(A,ab_vB) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{t,h} > \eta_{t,v}$$

Điều này hoàn toàn phù hợp với thực tế. Mặc dù cháy kéo dài ảnh hưởng xấu đến tính kinh tế nhưng do có tỷ số nén cao hơn nên động cơ diesel đạt hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.



Hình 2-7. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và p_2



CHƯƠNG III

MÔI CHẤT CÔNG TÁC

Môi chất công tác là chất trung gian để thực hiện chu trình công tác, bao gồm chất oxy hoá như không khí (hoặc oxy trong những trường hợp đặc biệt), nhiên liệu và sản vật cháy. Trong số đó, hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí được gọi là *hòa khí*. Trong chu trình công tác, môi chất công tác luôn thay đổi thành phần và tính chất lý hoá.

Trong quá trình nạp, môi chất nạp vào xylanh (là không khí đối với động cơ diesel và hỗn hợp không khí và nhiên liệu trong động cơ xăng và động cơ gas tạo thành hòa khí gián tiếp) được gọi là *khí nạp mới*. Trong quá trình nén, môi chất công tác là một hỗn hợp bao gồm khí nạp mới và khí sót còn được gọi là *hỗn hợp công tác*. Trong quá trình giãn nở và quá trình thải, môi chất công tác là *sản vật cháy*.

3.1 Nhiên liệu

Nhiên liệu là thành phần quan trọng nhất của môi chất công tác, có ảnh hưởng quyết định đến kết cấu cũng như các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Động cơ đốt trong thông thường sử dụng chủ yếu nhiên liệu khí và nhiên liệu lỏng.

3.1.1 Nhiên liệu khí

Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên như khí từ mỏ dầu hoặc mỏ khí đốt; khí công nghiệp như khí do chưng cất dầu mỏ, luyện than cốc; khí lò ga do khí hoá nhiên liệu rắn như gỗ, than; khí sinh vật (biogas).

Bất kỳ loại nhiên liệu khí nào cũng là hỗn hợp cơ học của các khí cháy và khí trơ (chủ yếu là nitơ) với điều kiện bỏ qua các thành phần tạp chất. Một cách tổng quát có thể coi cấu trúc phân tử của mỗi khí cháy bao gồm cacbon, hydro và oxy là $C_mH_nO_r$. Vì vậy, đối với một đơn vị nhiên liệu khí (ví dụ như 1 kg, kmol hay m^3 tiêu chuẩn - viết tắt là m^3tc) ta có:

$$\Sigma C_mH_nO_r + N_2 = 1$$

Dựa vào nhiệt trị Q (kJ/m^3tc) người ta phân nhiên liệu khí thành ba loại sau:

- Nhiệt trị cao: $Q = 23 \div 28$ (kJ/m^3tc) ví dụ như khí thiên nhiên, khí phụ phẩm chưng cất dầu mỏ.
- Nhiệt trị trung bình: $Q = 16 \div 23$ (kJ/m^3tc) như khí lò luyện than cốc.
- Nhiệt trị thấp: $Q = 4 \div 16$ (kJ/m^3tc) như khí lò ga và khí sinh vật.

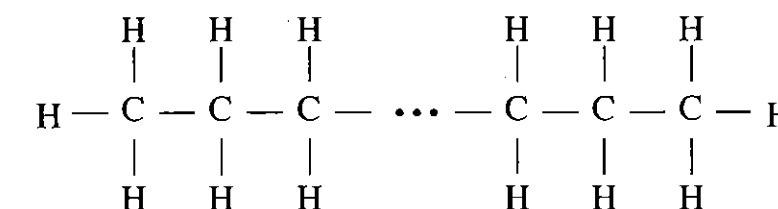
Động cơ chạy các nhiên liệu khí như khí thiên nhiên nén CNG (Compressed Natural Gas) hay khí hoá lỏng LPG (Liquidified Petroleum Gas) có ưu điểm là ít ô nhiễm môi trường do khí thải sạch hơn và tiết kiệm vì khí đốt rẻ hơn so với xăng. Nhiều hãng taxi ở Việt Nam đã và đang chuyển đổi xe chạy xăng sang chạy cả xăng và khí đốt. Tuy nhiên, do giới hạn của giáo trình nên chúng ta không xét chi tiết về nhiên liệu khí.

3.1.2 Nhiên liệu lỏng

3.1.2.1 Thành phần của nhiên liệu lỏng

Phần lớn động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu lỏng. Nhiên liệu lỏng có nhiều loại nhưng theo nguồn gốc có thể chia thành hai loại. Loại thứ nhất có nguồn gốc hoá thạch như xăng, dầu hoả, diesel... Loại thứ hai có nguồn gốc thực vật như methanol (CH₃OH), ethanol (C₂H₅OH), dầu thực vật như dầu dừa, dầu hạt cải... còn gọi là nhiên liệu sinh học (biofuel). Đa số nhiên liệu lỏng hiện nay có nguồn gốc hoá thạch. Chính vì vậy và mặt khác do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên sau đây ta chỉ xét hai loại nhiên liệu lỏng là xăng và diesel chế biến từ dầu mỏ.

Trong quá trình chưng cất dầu mỏ, người ta thu được lần lượt xăng, dầu hoả, diesel, dầu máy và nhựa đường. Trong số đó, xăng và diesel được dùng chủ yếu làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong.



Hình 3-1. Cấu trúc phân tử của xetan C₁₆H₃₄

a. Thành phần chính

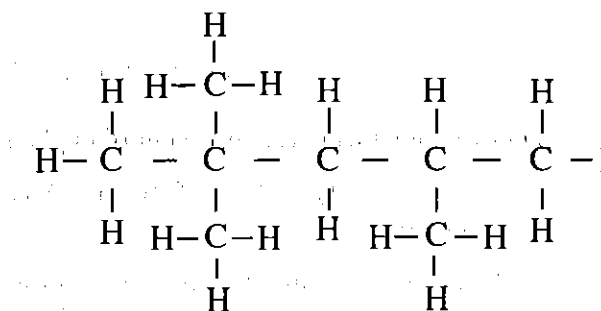
Thành phần chính của xăng và diesel thực chất là hỗn hợp của các loại hydrocarbon khác nhau chia thành các nhóm sau đây [7].

- *Hydrocarbon mạch hở*: gồm hai loại no và chưa no.

- *Paraphin* hay còn gọi là *ankan* có công thức hoá học là C_nH_{2n+2} là hydrocarbon no có nhiều trong dầu thô.

Paraphin có hai dạng là paraphin thường (*n*-paraphin) và paraphin đồng vị (isoparaphin).

Paraphin thường có mạch thẳng, ví dụ như xetan C₁₆H₃₄, hình 3-1. Đặc điểm chung của paraphin thường là tính ổn định hoá học ở nhiệt độ cao kém, do đó dễ dàng tham gia phản ứng với oxy tạo nên quá trình tự cháy do nén. Vì vậy, nếu nhiên liệu diesel có nhiều paraphin thường thì có tính tự cháy càng cao (xem mục 3.1.3 dưới đây).



Hình 3-2. Cấu trúc phân tử của isooctan C₈H₁₈

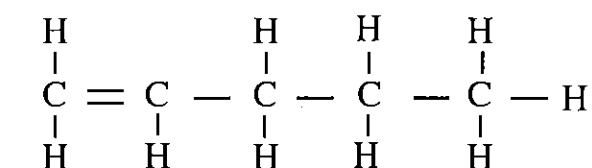
Paraphin đồng vị có mạch nhánh nên cấu trúc phân tử khá bền vững, có tính ổn định hoá học cao, khó tự cháy hay nói cách khác khó bị kích nổ (xem 3.1.4 dưới đây). Vì

dự điển hình của paraffin đồng vị là isooctan C_8H_{18} , hình 3-2. Nếu xăng có càng nhiều thành phần paraffin đồng vị thì tính chống kích nổ càng cao.

- Olefin là hydrocarbon chưa no có công thức hóa học C_nH_{2n} . Khác với paraffin, olefin có rất ít trong dầu thô nhưng xuất hiện đáng kể trong quá trình chưng cất dầu mỏ.

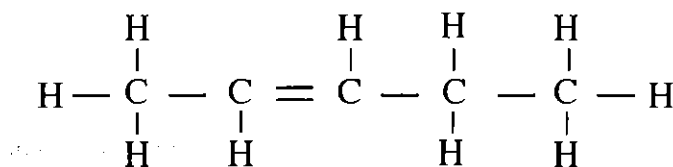
Giống như paraffin, olefin cũng tồn tại ở hai dạng là olefin thường và olefin đồng vị.

Olefin thường có kết cấu phân tử mạch thẳng nhưng vì chưa no nên có một mạch kép, so với paraffin thường thì kết cấu bền vững hơn nên có tính tự cháy kém hơn. Hình 3-3 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin thường là penten-1- C_5H_{10} (số 1 chỉ mạch nối carbon thứ nhất là mạch kép).



Hình 3-3. Cấu trúc phân tử penten-1- C_5H_{10}

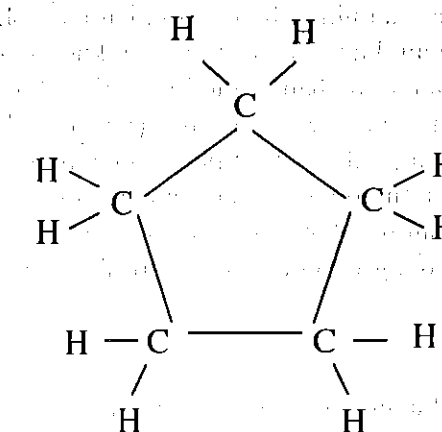
Olefin đồng vị cũng có kết cấu phân tử mạch thẳng. Tương tự như đối với paraffin đồng vị, olefin đồng vị có kết cấu phân tử bền vững hơn nên có tính chống kích nổ cao hơn so với olefin thường. Hình 3-4 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin đồng vị là penten-2- C_5H_{10} (số 2 chỉ mạch nối carbon thứ hai là mạch kép).



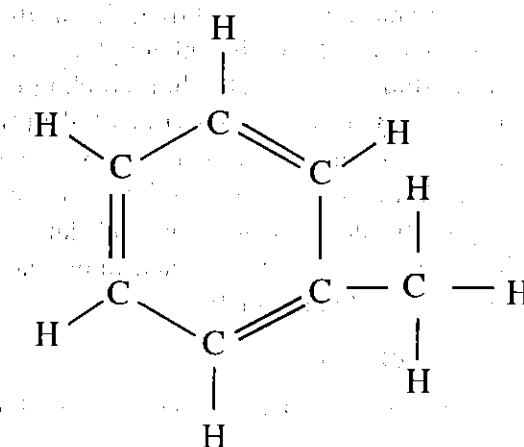
Hình 3-4. Cấu trúc phân tử penten-2- C_5H_{10}

• Hydrocarbon mạch kín:

còn gọi là hydrocarbon mạch vòng, cũng bao gồm hai loại là no và chưa no.



Hình 3-5. Cấu trúc phân tử cyclopentan C_5H_{10}



Hình 3-6. Cấu trúc phân tử metylbenzen $C_6H_5CH_3$

- *Napten*: C_nH_{2n} còn gọi là *xyclan* là hydrocacbon no, ví dụ: xyclopentan C_5H_{10} , hình 3-5. Với kết cấu phân tử mạch vòng rất bền vững nên napten có tính chống kích nổ rất cao.

- *Hydrocacbon thơm*: là hydrocacbon chưa no có cấu trúc phân tử mạch vòng với nhân benzen nên rất bền vững, chống kích nổ rất tốt, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$, hình 3-6.

Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel được thể hiện một cách tóm tắt trong bảng 3.1.

Bảng 3-1. Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel

Chủng loại		No	Chưa no
Hydrocacbon mạch hở	Thường	Paraphin thường C_nH_{2n+2} , ví dụ: xetan $C_{16}H_{34}$	Olefin thường C_nH_{2n} , ví dụ: penten-1- C_5H_{10}
	Đồng vị	Paraphin đồng vị, ví dụ: isooc tan C_8H_{18}	Olefin đồng vị, ví dụ: penten-2- C_5H_{10}
Hydrocacbon mạch kín		Napten C_nH_{2n} , ví dụ: xyclopentan C_5H_{10}	Hydrocacbon thơm, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$

Về mặt tỷ lệ, xăng và diesel sau khi chưng cất có tới 80-90% là paraphin và napten. Khi đó những chế phẩm này chưa đáp ứng những yêu cầu cần thiết đối với nhiên liệu dùng cho động cơ, ví dụ như tính chống kích nổ quá thấp... Vì vậy, chúng phải được tiếp tục xử lý bằng các giải pháp công nghệ đặc biệt như cracking, cải thiện cấu trúc (reforming), isome hóa (đồng vị hóa), polime hóa, ankan hóa...

b. Chất phụ gia

Ngoài thành phần chính nêu trên, người ta còn pha vào nhiên liệu lỏng một lượng nhỏ các chất phụ gia (additive) để cải thiện tính chất của nhiên liệu. Có nhiều chất phụ gia với các tác dụng khác nhau: phụ gia tăng tính chống kích nổ, đối với xăng không chì thường dùng các hợp chất hữu cơ chứa oxy như ethanol, methanol, methyl tertiary butyl ether (MTBE), tertiary butyl alcohol (TBA) hay ethyl tertiary butyl ether (ETBE); phụ gia chống ăn mòn; phụ gia chống oxy hóa; phụ gia tăng tính tẩy rửa; phụ gia chống hiện tượng sắt hóa trong động cơ dùng bộ chế hòa khí (thường dùng ethanol hay glycol); phụ gia giữ cho độ nhớt được ổn định lâu dài; phẩm màu để phân biệt các loại xăng khác nhau; phụ gia tăng trị số octan dùng cho xe đua là động cơ cường hóa cao như toluol, nitrobenzol, ethanol, methanol...

c. Tạp chất

Trong nhiên liệu còn có các tạp chất như lưu huỳnh, chì, nước và các tạp chất cơ học khác... (xem mục 3.1.2.2).

Nếu bỏ qua các thành phần tạp chất, nhiên liệu lỏng nói chung kể cả xăng và diesel chỉ bao gồm cacbon, hydro và oxy. Do đó công thức cấu tạo tính cho một đơn vị đo lường (ví dụ như 1 kg, 1 kmol...) như sau:

$$C + O + H = 1 \quad (3-1)$$

với C, O và H là tỷ lệ của cacbon, hydro và oxy trong nhiên liệu. Ví dụ, nhiên liệu diesel D1 và D2 theo TCVN 5689 : 92 có $C = 0,84 \div 0,88$ (kg/kg); $H = 0,10 \div 0,14$ (kg/kg); phần còn lại là O (kg/kg).

Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu quyết định bản chất của nó. Ví dụ, ankan thường có nhiều trong diesel hơn trong xăng; ngược lại, xăng có nhiều hydrocacbon mạch nhánh và mạch vòng hơn so với diesel. Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu cùng với các chất phụ gia có ảnh hưởng quyết định tới tính chất lý hoá của nhiên liệu. Dưới đây sẽ trình bày một số thông số lý hoá cơ bản.

3.1.2.2 Tính chất vật lý của nhiên liệu lỏng

a. Khối lượng riêng

Thông thường, khối lượng riêng ρ của nhiên liệu được cho ở nhiệt độ 20°C. Căn cứ vào khối lượng riêng cũng có thể sơ bộ biết được khả năng bay hơi và từ đó phán đoán khả năng bốc cháy của nhiên liệu.

Đối với nhiên liệu nhẹ, dễ bay hơi như xăng, $\rho = 0,65 \div 0,8$ g/cm³. Còn nhiên liệu nặng, khó bay hơi như nhiên liệu diesel, $\rho = 0,80 \div 0,95$ g/cm³.

b. Độ nhớt

Độ nhớt của nhiên liệu cũng thường được cho ở 20°C và ở hai dạng:

- *Độ nhớt động học* ν : có đơn vị là m²/s và cm²/s tức St - Stéc. Đối với xăng, $\nu = 0,6 \div 2,5$ cSt (cSt: xăngti Stéc bằng 0,01 St). Còn nhiên liệu diesel có $\nu = 2,5 \div 8,5$ cSt.

- *Độ nhớt tương đối* E_t : là tỷ số giữa thời gian chảy của 200ml nhiên liệu ở nhiệt độ t và của 200ml nước cất ở 20°C qua lỗ đo của thiết bị đo độ nhớt. Độ nhớt tương đối còn gọi là độ nhớt Engole ký hiệu là E_t có đơn vị là độ Engole (°E) và thiết bị đo gọi là Engole kế. Nếu $E_{20} > 5$ °E thì phải hâm nóng nhiên liệu trước khi sử dụng.

Độ nhớt lớn gây khó khăn cho việc xé nhỏ và hòa trộn nhiên liệu với không khí, do đó ảnh hưởng xấu đến chất lượng của quá trình hình thành và cháy hòa khí. Ngoài ra, độ nhớt lớn làm tăng sức cản lưu động trong hệ thống nhiên liệu và khó xả khí (xả air) nếu như trong hệ thống có lẫn khí.

Ngược lại, độ nhớt nhỏ làm cho việc bôi trơn các bề mặt ma sát của bơm cao áp, vòi phun khó khăn, làm tăng lượng rò lọt qua khe hở của các bộ phận này, đồng thời cản trở sự phát triển của tia phun từ vòi phun (kể cả trong động cơ xăng cũng như diesel).

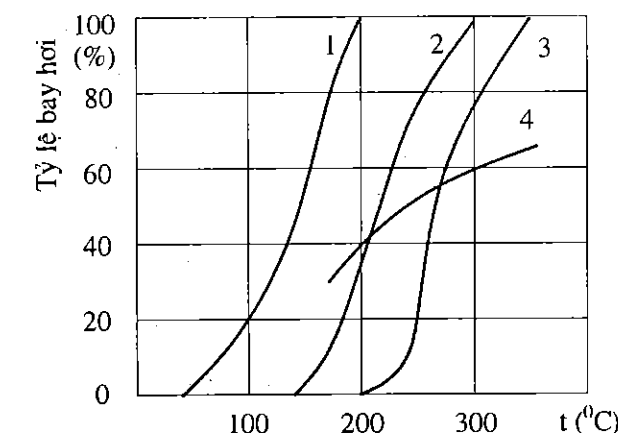
Khối lượng riêng và độ nhớt là hai thông số ảnh hưởng quyết định đến đặc tính cháy của nhiên liệu.

c. Độ hóa hơi

Độ hóa hơi của nhiên liệu quyết định tính chất và thời gian của quá trình hình thành hòa khí trong mỗi xy lanh và phân phối đồng đều hòa khí giữa các xy lanh.

Về cơ bản, nhiên liệu phải có đủ khả năng hóa hơi để khởi động dễ dàng, nhanh chóng hâm nóng máy và bảo đảm tính kinh tế nhiên liệu cho động cơ. Mặt khác, nhiên liệu không được quá dễ hóa hơi làm tăng tổn hao bay hơi và tạo nút hơi trong hệ thống nhiên liệu.

Độ hóa hơi phụ thuộc thành phần của nhiên liệu và được thể hiện thông qua đường cong chung cất, hình 3-7. Đường cong chung cất được xác định theo tiêu chuẩn ASTM-D.86 (ASTM viết tắt từ American Society for Testing and Materials) thể hiện sự phụ thuộc vào nhiệt độ của tỷ lệ (thể tích) nhiên liệu đã bay hơi trong điều kiện cách ly hoàn toàn với không khí rồi được ngưng tụ trong thiết bị chung cất tiêu chuẩn. Trên đồ thị thể hiện rõ, xăng có các thành phần bay hơi trong vùng nhiệt độ từ 40 đến 200⁰C. So với diesel và dầu hỏa thì xăng có tính bốc hơi cao nhất.



Hình 3-7. Đường cong chung cất của nhiên liệu
1. Xăng; 2. Dầu hỏa; 3. Diesel; 4. Dầu mỡ

Đường cong chung cất của nhiên liệu có ý nghĩa rất quan trọng đối với sự làm việc của động cơ. Ví dụ, điểm 10 (% nhiên liệu bay hơi) ở đầu đường chung cất cần phải ở nhiệt độ thấp để động cơ dễ dàng khởi động. Tuy nhiên, nếu điểm này thấp quá có thể sinh bọt hơi trong nhiên liệu khi động cơ nóng lên trong quá trình làm việc. Tương tự, điểm 90% (cuối đường chung cất) không được cao quá vì nhiên liệu khi đó có nhiều thành phần nặng, khi nhiên liệu lọt xuống cacte thì những thành phần này không bay hơi sẽ phá hủy dầu bôi trơn. Ngoài ra, những thành phần nặng khi cháy sẽ tạo nhựa làm bẩn bugi...

Theo tiêu chuẩn châu Âu, tỷ lệ thể tích chung cất đối với xăng ở nhiệt độ 180⁰C ít nhất là 85%. Chỉ tiêu này không qui định tỷ lệ thể tích chung cất lớn nhất, nhưng qui định giá trị nhiệt độ sôi lớn nhất là 215⁰C. Điều đó có nghĩa là chỉ có 15% thể tích xăng có nhiệt độ sôi nằm trong khoảng nhiệt độ 180 đến 215⁰C.

Những ảnh hưởng khác của độ bay hơi của nhiên liệu đối với sự làm việc của động cơ được trình bày chi tiết hơn trong các tài liệu chuyên khảo về hóa nhiên liệu [4].

d. Nhiệt độ bắt cháy

Nhiệt độ bắt cháy hay còn gọi là nhiệt độ bén lửa (Flashing Point) là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu - không khí với tỷ lệ nhất định trong điều kiện áp suất không khí bắt lửa từ nguồn lửa bên ngoài và lan truyền một cách nhanh chóng. Nhiệt độ bén lửa tỷ lệ với thành phần chung cất nhẹ trong nhiên liệu và được dùng làm chỉ tiêu phòng hỏa khi vận chuyển và bảo quản nhiên liệu. Trong thực tế, nhiệt độ bén lửa không được thấp hơn 65⁰C.

e. Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiệt độ tự bốc cháy là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu- không khí với tỷ lệ nhất định tự bốc cháy không cần nguồn lửa từ bên ngoài. Nhiệt độ tự cháy thường tỷ lệ nghịch với khối lượng riêng ρ . Parafin thường có nhiệt độ tự bốc cháy thấp nhất còn hydrocacbon thơm có nhiệt độ tự bốc cháy cao nhất.

f. Nhiệt độ đông đặc

Nhiệt độ đông đặc chỉ có ý nghĩa đối với nhiên liệu nặng như nhiên liệu diesel. Nếu nhiệt độ đông đặc cao thì phải hâm nóng trước khi sử dụng. Người ta thường sử dụng phụ gia để giảm nhiệt độ đông đặc. Đối với nhiên liệu diesel, nhiệt độ đông đặc nằm trong khoảng $-60 \div +5^{\circ}\text{C}$.

g. Tạp chất cơ học

Tạp chất cơ học có thể xuất hiện trong nhiên liệu trong quá trình vận chuyển và tồn trữ nhiên liệu, bao gồm cặn cacbon, kim loại và các tạp chất vô cơ khác. Cặn tạo thành do một số nguyên nhân như chất bẩn trong bể hay đường ống; các chất bẩn lẫn vào nhiên liệu khi bảo quản, tồn chứa và bơm chuyển; bụi bẩn trong không khí rơi vào... Đối với nhiên liệu thông thường, tạp chất cơ học không được vượt quá 1% trọng lượng. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có tạp chất cơ học.

h. Thành phần nước

Nước cũng có thể xuất hiện trong nhiên liệu khi vận chuyển và tồn trữ và do đó cũng có thể coi là một dạng tạp chất. Nước gây ăn mòn cơ học và hoá học đối với các chi tiết của hệ thống nhiên liệu, nhất là đối với bơm cao áp, vòi phun của động cơ diesel. Ngoài ra, nước bay hơi trong quá trình cháy thu nhiệt làm giảm nhiệt trị của nhiên liệu. Vì vậy, giới hạn nước trong nhiên liệu được quy định không quá 1% trọng lượng đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp. Trong thực tế, động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nặng thường trang bị hệ thống hâm nóng kết hợp tách nước và tạp chất cơ học. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có nước.

3.1.2.3 Tính chất hoá học của nhiên liệu lỏng**a. Nhiệt trị**

Nhiệt trị là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy hoàn toàn 1 đơn vị đo lường nhiên liệu. Trong tính toán, người ta phân biệt hai loại nhiệt trị là nhiệt trị cao và nhiệt trị thấp.

Nhiệt trị cao Q_0 là toàn bộ nhiệt lượng thu được, còn nhiệt trị thấp Q_H là nhiệt trị cao trừ đi phần nhiệt lượng toả ra khi ngưng tụ hơi nước trong sản phẩm cháy. Trong tính toán thường sử dụng nhiệt trị thấp Q_H vì nhiệt độ khí thải thường lớn hơn nhiều so với nhiệt độ ngưng tụ hơi nước ở cùng áp suất. Nhiệt trị thường cho trong các tài liệu về nhiên liệu. Đối với nhiên liệu diesel, trong tính toán có thể lấy $Q_H = 42,5 \text{ MJ/kg}$; còn đối với xăng $Q_H = 44 \text{ MJ/kg}$.

b. Cặn cacbon

Cặn cacbon là lượng cặn còn lại sau khi cho bay hơi và nhiệt phân nhiên liệu. Cặn cacbon bám lên thành buồng cháy khi bong ra gây mài mòn xecmăng, piston, xy lanh, xupáp, đế xupáp, làm rối cánh tuốcbin và làm cho khí thải có màu đen.

Hàm lượng cặn cacbon trong nhiên liệu cho phép không vượt quá $0,03 \div 0,1\%$ cho động cơ cao tốc và không quá $3 \div 4\%$ đối với động cơ tốc độ thấp.

c. Thành phần lưu huỳnh và tạp chất

Lưu huỳnh có trong nhiên liệu ở dạng tạp chất còn lại khi chưng cất dầu mỏ. Lưu huỳnh khi cháy tạo thành SO_2 , một phần SO_2 bị oxy hóa tiếp thành SO_3 sẽ kết hợp với hơi nước (cũng tạo thành khí cháy nhiên liệu) tạo thành axit H_2SO_4 dù với một lượng rất nhỏ cũng gây ăn mòn các chi tiết của động cơ, tạo cặn và làm biến chất dầu bôi trơn. Thành phần lưu huỳnh là một thông số chủ yếu đánh giá chất lượng nhiên liệu. Hiện tại, các nước châu Âu giới hạn tạp chất lưu huỳnh không quá $10 \div 50$ ppm (trọng lượng). Từ 1/1/2007 giới hạn lưu huỳnh ở Việt Nam theo tiêu chuẩn TCVN 5689 : 2005 là 500 ppm đối với nhiên liệu diesel nhẹ và 2500 ppm với diesel nặng. Còn đối với xăng RON 90, 92 và 95 theo TCVN 6776 : 2005, giới hạn lưu huỳnh là 500 ppm. Trong tương lai, giới hạn này sẽ càng ngặt nghèo hơn để đáp ứng yêu cầu hội nhập với thế giới.

d. Độ axit

Độ axit của nhiên liệu được biểu thị bằng số mg hydroxyt kali KOH cần thiết để trung hoà lượng axit có trong 1 g nhiên liệu. Độ axit càng cao càng gây mòn các chi tiết như xecmăng- xylanh, xupáp và đế xupáp... và làm tăng kết muối than. Đối với nhiên liệu diesel, độ axit không được vượt quá 10 mg KOH.

e. Thành phần tro

Thành phần tro là tỷ lệ (khối lượng) của tro (Ash) còn lại sau khi đốt nhiên liệu. Các chất tạo tro gồm các hạt rắn và các xà phòng kim loại tan. Nhiên liệu có nhiều chất tạo tro gây sinh mài mòn các chi tiết trong buồng cháy, ngoài ra còn tạo cặn trong động cơ. Giới hạn đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp là 0,08%, còn đối với động cơ cao tốc là 0,02%.

3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel

Trong số các thông số vật lý có nhiệt độ tự cháy phần nào nói lên tính tự cháy của nhiên liệu diesel. Tuy nhiên, nhiệt độ tự cháy xác định như trên chưa nêu lên bản chất của quá trình tự cháy trong động cơ diesel, đó là quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu-không khí trong buồng cháy động cơ tự cháy do nén. Vì thế, người ta còn sử dụng những thông số đặc trưng cho tính tự cháy của nhiên liệu diesel sau đây.

a. Trị số xetan

Để đi đến khái niệm trị số xetan (Cetane Number - CN), trước hết ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là *tỷ số nén tới hạn* ϵ_{th} . Đó là tỷ số nén của một động cơ có kết cấu đặc biệt (có thể thay đổi được tỷ số nén) dùng làm động cơ thí nghiệm, làm việc ở một chế độ nhất định và có góc phun sớm 13° trước điểm chết trên (ĐCT), khi đó hỗn hợp nhiên liệu - không khí bốc cháy đúng tại ĐCT.

Động cơ thử nghiệm thường là động cơ diesel một xylanh. Có nhiều loại động cơ thử nghiệm nhưng động cơ của Hội đồng phối hợp nghiên cứu nhiên liệu Mỹ (Coordinating Fuel Research Committee, USA) được gọi là CFR Motor được dùng khá phổ biến với các thông số và chế độ làm việc cho trong bảng 3-2. Ngoài ra, trên thế giới

còn có động cơ thử nghiệm khác như BASF (Đức) và IT9 (Nga). Rõ ràng là ϵ_{th} càng nhỏ thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

Trị số xetan Xe của nhiên liệu là phần trăm thể tích của xetan $C_{16}H_{34}$ mạch thẳng trong hỗn hợp với α -metylnaphtalin $\alpha-C_{10}H_7CH_3$, hình 3-8, hỗn hợp này có tỷ số nén tới hạn ϵ_{th} giống như ϵ_{th} của nhiên liệu.

Bảng 3-2. Các thông số của động cơ diesel CFR để xác định trị số xetan [7]

Tỷ số nén	7- 28
Tốc độ vòng	
Lưu lượng	
Góc phun s	c ĐCT
Thời điểm b	
Góc cháy tr	

Theo đ
xetan $C_{16}H_{34}$
còn α -mety
Xe = 0. Nh
dùng trong
Xe = 35 ÷
càng lớn thì
của nhiên liệu

b. Chỉ

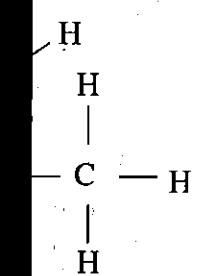
Việc x
xetan Xe b
thử nghiệm
rất nhiều th
phí, vì thế n
dùng phươn
toán *chỉ số*
Index - CI) t
công thức th
được cụ thể l

này người ta đã tìm toán và đưa ra đường đặc trưng cơ thể tra ra trị số xetan Xe. Tuy nhiên, phương pháp này không thay thế được phương pháp đo trực tiếp bằng động cơ nói trên mà chỉ được dùng để dự đoán giá trị Xe với độ chính xác chấp nhận được nếu áp dụng cho các nhiên liệu phù hợp (đây là nhược điểm chung của phương pháp dùng công thức kinh nghiệm). Dưới đây trình bày hai công thức làm ví dụ [8, 9].

Công thức 1:

$$CI = - 420,34 + 0,016 G^2 + 0,192 G \log M + 65,01 (\log M)^2 - 0,0001809 M^2$$

trong đó:



aphtalin

G: tỷ trọng (API Gravity, được xác định theo ASTM-D.287 hoặc D.1298);

M: nhiệt độ sôi trung bình của nhiên liệu ($^{\circ}\text{F}$).

Công thức 2:

$$\text{CI} = 454,74 - 1641,416 D + 774,74 D^2 - 0,554 B + 97,803 (\log B)^2$$

trong đó:

D: khối lượng riêng của nhiên liệu ở 15°C (g/ml);

B: điểm chưng cất 50% ($^{\circ}\text{C}$).

c. Chỉ số diesel

Chỉ số diesel (Diesel Index) D cũng là một đại lượng qui ước được xác định trong phòng thí nghiệm hóa theo công thức thực nghiệm sau [1]:

$$D = \frac{1}{100\gamma} (141,5 - 131,5\gamma)(1,8A + 32) \quad (3-2)$$

trong đó:

γ là khối lượng riêng (g/cm^3) của nhiên liệu ở 15°C ;

A là điểm anilin của nhiên liệu. Đó là nhiệt độ kết tủa ($^{\circ}\text{C}$) của hỗn hợp nhiên liệu cần thí nghiệm và anilin ($\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$) có tỷ lệ thể tích 1:1.

Nhiên liệu có D càng lớn thì tính tự cháy càng cao. Xác định chỉ số D theo (3-2) tương đối đơn giản nhưng độ chính xác của D khi dùng để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel không cao.

3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng

Tính chống kích nổ biểu thị khả năng giữ cho nhiên liệu không tự cháy trước khi màng lửa từ bugi lan tràn tới. Ta sẽ xét kỹ hiện tượng kích nổ ở chương 4. Tính chống kích nổ là một trong những chỉ tiêu chất lượng quan trọng của xăng và được đánh giá thông qua trị số octan O (Octane Number - ON).

Tương tự như đối với trị số xetan, để đi đến khái niệm trị số octan, ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là tỷ số nén có lợi ϵ_{cl} . Người ta sử dụng một động cơ thử nghiệm là động cơ xăng một xy lanh (CFR Motor, xem 3.1.3) có thể thay đổi tỷ số nén. Trong quá trình thử nghiệm, tỷ số nén được điều chỉnh tăng dần cho đến khi xuất hiện kích nổ. Giá trị của tỷ số nén ứng với kích nổ được gọi là tỷ số nén có lợi ϵ_{cl} . Như vậy, ϵ_{cl} là tỷ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Rõ ràng là ϵ_{cl} càng lớn thì tính chống kích nổ của nhiên liệu càng cao.

Trị số octan O của nhiên liệu là phần trăm thể tích của isooctan C_8H_{18} mạch nhánh, hình 3-2, trong hỗn hợp với heptan C_7H_{16} mạch thẳng, hỗn hợp này có tỷ số nén có lợi bằng với tỷ số nén có lợi của nhiên liệu.

Trong thực tế người ta dùng nhiều trị số octan khác nhau. Hai loại dùng phổ biến hơn cả được trình bày dưới đây.

- *Trị số octan nghiên cứu* (Research Octane Number - RON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ thấp, động cơ làm việc không nặng nhọc (tải nhỏ).

- *Trị số octan động cơ* (Motor Octane Number - MON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ cao, động cơ làm việc nặng nhọc hơn (tải lớn).

Các thông số làm việc của động cơ thử nghiệm để xác định RON và MON được nêu trong bảng 3-3.

Bảng 3-3. Các thông số của động cơ CFR để xác định trị số octan [7]

Thông số	Phương pháp nghiên cứu (xác định RON)	Phương pháp động cơ (xác định MON)
Tốc độ vòng quay	600 ± 6 (vg/ph)	900 ± 9 (vg/ph)
Tỷ số nén	4 ÷ 10	4 ÷ 10
Góc đánh lửa sớm/úng với tỷ số nén	Không đổi 13°TK (độ trục khuỷu)	26 (°TK)/5,00 24 (°TK)/5,41 22 (°TK)/5,91 20 (°TK)/6,54 18 (°TK)/7,36 16 (°TK)/8,45 14 (°TK)/10 (Điều chỉnh tự động)
Nhiệt độ không khí nạp	25 (°C)	52 (°C)
Nhiệt độ sấy nóng hòa khí	149 (°C)	Không sấy nóng
Nhiệt độ làm mát	100 (°C)	
Nhiệt độ dầu bôi trơn	57 (°C)	
Khe hở bugi	0,508 (mm) (0,02 inch)	
Hệ số dư lượng không khí λ	Điều chỉnh sao cho kích nổ mạnh nhất	
Độ chính xác trị số O	± 1	

Nói chung, MON thường nhỏ hơn RON. Hiệu số RON - MON được gọi là độ nhạy của nhiên liệu FS (Fuel Sensitive). Xăng tốt có FS không được vượt quá 10, trong thực tế thường nằm trong khoảng 8 ÷ 10.

Theo định nghĩa trị số octan trình bày ở trên thì isooctan có RON = 100 và heptan có RON = 0. Các loại xăng thông dụng hiện nay có RON = 80 ÷ 100. Nhiên liệu cho động cơ cường hoá, ví dụ như xe đua chẳng hạn, có thể có RON > 100. Bảng 3-4 cho trị số octan của một số loại hydrocarbon có trong thành phần chính của xăng và diesel.

Bảng 3-4. Trị số octan RON của một số loại hydrocacbon [7]

Chủng loại		No	Chứa no
Hydrocacbon mạch hở	Thường	Heptan C ₇ H ₁₆ : 0	Hexylen C ₆ H ₁₂ : 76
	Đồng vị	Isooctan C ₈ H ₁₈ : 100	Điisobuten C ₈ H ₁₆ : 106
Hydrocacbon mạch kín		Xyclohexan C ₆ H ₁₂ : 83	Benzen C ₆ H ₆ : 100

Để tăng trị số octan của nhiên liệu, người ta thường pha vào xăng các chất phụ gia có trị số octan cao. Trước đây người ta dùng tetraethyl chì Pb(C₂H₅)₄ (từ 1960). Trong số các chất phụ gia, người ta còn dùng các chất có dạng hạt rắn rất nhỏ, tuy có tác dụng tăng trị số octan nhưng lại làm bẩn các chi tiết của động cơ, đồng thời làm giảm tuổi thọ của động cơ. Để giảm ảnh hưởng mài mòn của các chi tiết, người ta dùng các chất vô cơ của nhóm halogen (như brom, iot) và các chất hữu cơ như các dẫn xuất của oxit chì. Các chất này khi cháy sẽ được thải ra khỏi buồng cháy dưới dạng các hợp chất vô cơ dễ bay hơi. Ngày càng ít được sử dụng các chất phụ gia này. Thay vào đó người ta dùng methyl tertiary butyl ether (ETBE).

Đối với các động cơ diesel, người ta dùng các chất phụ gia như tetraethyl chì và tetraethyl chì.

Nhiều nước trên thế giới đã cấm sử dụng xăng có chì như Mỹ, Nhật, Canada, Áo, Tây Đức... Với sự giúp đỡ của Ngân hàng Thế giới, Việt Nam đã bắt đầu hình thức sử dụng xăng không chì. Hiện nay, Việt Nam đã bắt đầu sản xuất xăng không chì, trừ trong lĩnh vực khí tài quân sự.

Hiện nay, Việt Nam đang áp dụng tiêu chuẩn kỹ thuật VN 6776 : 2005 là RON 90, 92 và 95; MON tương ứng là 85, 87 và 90. Mật độ khối lượng là 0,72-0,73 g/l.

Rõ ràng, việc sử dụng xăng không chì sẽ làm tăng cao thì tính chống kích nổ của nhiên liệu, từ đó làm tăng hiệu suất công thức kinh nghiệm sau đây:

$$O = 120$$

3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy

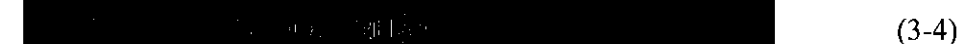
Quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu- không khí diễn ra trong buồng cháy bao gồm hàng loạt các phản ứng hoá học với các sản phẩm trung gian nối tiếp nhau rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta chỉ xét phản ứng cháy của cacbon và hydro trong nhiên liệu tạo ra sản phẩm cháy cuối cùng cho hai trường hợp là cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn.

3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn

Nhiên liệu được coi là cháy hoàn toàn khi đủ và thừa không khí để cháy hết lượng cacbon và hydro trong thành phần của nó, tạo thành cacbonic và nước.

3.2.1.1 Phản ứng cháy và lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu

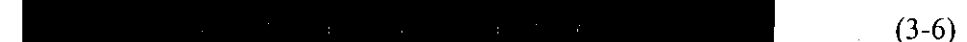
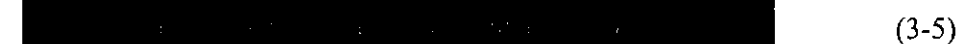
Cacbon và hydro trong nhiên liệu phản ứng cháy hoàn toàn với oxy theo các phản ứng sau:



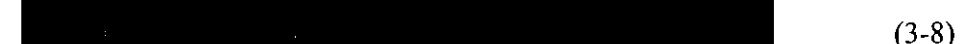
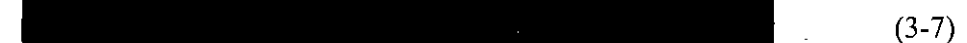
Để tính lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (nl), ta sử dụng (3-3) và (3-4) ta có:

- L_0

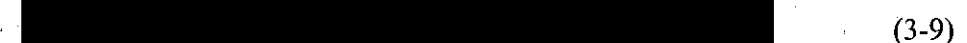
Từ các phản ứng (3-3) và (3-4) ta có:



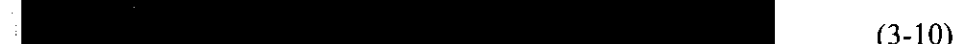
Theo công thức (3-5) và (3-6) ta có lượng hydro và O kg oxy cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu dạng:



Lượng oxy cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu của (3-7) và (3-8) là:



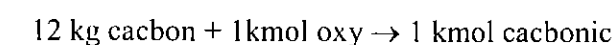
Trong không khí có 23% oxy nên lượng không khí cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu sẽ là:

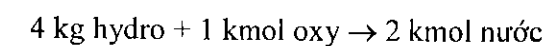


Đối với xăng nói chung (với C, H, O cụ thể) có thể lấy giá trị của L_0 vào khoảng 14,3 kg/kgnl.

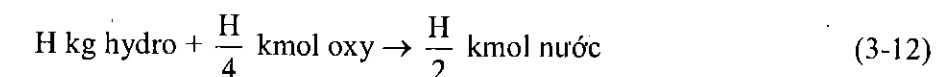
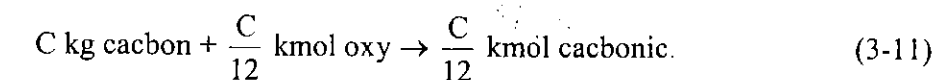
- M_0

Để tính M_0 ta có thể sử dụng hai phương pháp. Theo phương pháp thứ nhất, ta cũng xuất phát từ các phương trình (3-3) và (3-4).





Tương tự tính cho C kg cacbon và H kg hydro:



Tương tự như trên, lượng oxy cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng oxy của (3-11) và (3-12) trừ đi lượng oxy có sẵn trong nhiên liệu với lưu ý rằng phân tử lượng của oxy là 32.

$$O_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \quad (\text{kmol/kgnl}) \quad (3-13)$$

Thành phần thể tích của oxy trong không khí r_{O_2} có thể lấy bằng 0,21. Do đó lượng không khí cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là:

$$M_o = \frac{O_o}{r_{O_2}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{kmol/kgnl}) \quad (3-14)$$

Theo phương pháp thứ hai, sử dụng (3-9) để tính O_o theo kmol/kgnl bằng cách chia về phải của nó cho 32 là phân tử lượng của oxy, ta lại được (3-13):

$$O_o = \frac{1}{32} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \quad (\text{kmol/kgnl})$$

Tiếp theo, tương tự như trên ta tính được M_o theo (3-14).

3.2.1.2 Hệ số dư lượng không khí

Tỷ lệ giữa lượng không khí thực tế nạp vào động cơ và lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn cùng một lượng nhiên liệu là một đại lượng đặc trưng cho mức độ đậm nhạt của hòa khí, gọi là hệ số dư lượng không khí λ .

$$\lambda = \frac{L}{L_o} = \frac{M}{M_o}$$

L (kg/kgnl) và M (kmol/kgnl) là lượng không khí thực tế nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu còn L_o và M_o là lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu được xác định theo (3-10) và (3-14).

Với định nghĩa hệ số dư lượng không khí λ như trên ta có thể nói: khi $\lambda \geq 1$ tức là đủ và thừa không khí thì nhiên liệu cháy hoàn toàn, còn khi $\lambda < 1$ tức là thiếu không khí thì nhiên liệu cháy không hoàn toàn.

3.2.1.3 Lượng khí nạp mới

Lượng khí nạp mới M_1 là số kmol môi chất nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu.

Đa số động cơ xăng hiện nay tạo hòa khí từ bên ngoài xy lanh động cơ (trừ động cơ phun xăng trực tiếp, xem chương VII) nên khí nạp mới bao gồm không khí và nhiên liệu:

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{nl}} = \lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}} \quad (3-15)$$

với μ_{nl} là phân tử lượng của xăng, có thể lấy bằng 114 kg/kmol.

Đối với động cơ diesel, khí nạp mới chỉ có không khí nên:

$$M_1 = M = \lambda M_o \quad (3-16)$$

3.2.1.4 Sản vật cháy

Sản vật cháy M_2 của quá trình cháy hoàn toàn nhiên liệu bao gồm cacbonic CO_2 , hơi nước H_2O , oxy thừa O_2 và nitơ N_2 . Một cách gần đúng, có thể coi không khí chỉ bao gồm oxy và nitơ (coi là khí trơ), do đó thành phần thể tích của nitơ $r_{N_2} = 0,79$. Xét cho 1 kg nhiên liệu, ta có:

từ (3-11) $M_{CO_2} = \frac{C}{12}$ (kmol/kgnl)

từ (3-12) $M_{H_2O} = \frac{H}{2}$ (kmol/kgnl)

lượng oxy thừa $M_{O_2} = 0,21(M - M_o) = 0,21(\lambda - 1)M_o$

và lượng nitơ $M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_o$

Lượng sản vật cháy M_2 sẽ là tổng các thành phần cấu thành:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\lambda - 1)M_o + 0,79\lambda M_o \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \lambda M_o - 0,21M_o \end{aligned} \quad (3-17)$$

Thay $0,21M_o$ từ (3-14) vào (3-17) và rút gọn ta được:

$$M_2 = \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-18)$$

3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn

Khi không đủ không khí ($\lambda < 1$) nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn. Do cháy thiếu oxy, một phần cacbon cháy tạo thành CO_2 và phần còn lại cháy tạo thành CO . Tương tự, một phần hydro cháy tạo thành hơi nước, phần còn lại ở dạng khí hydro H_2 . Sản phẩm cháy khi đó gồm các thành phần sau: cacbonic CO_2 , monoxit cacbon CO , hơi nước H_2O , hydro H_2 và nitơ N_2 .

Thí nghiệm phân tích khí thải động cơ chỉ ra rằng: tỷ lệ thành phần H₂ và CO chỉ phụ thuộc loại nhiên liệu (phụ thuộc tỷ lệ $\frac{H}{C}$) mà không phụ thuộc vào λ nên có thể đặt bằng một hằng số k:

$$k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const} \quad (3-19)$$

Ví dụ, khi $\frac{H}{C} = 0,17 \div 0,19$ thì $k = 0,45 \div 0,5$; còn khi $\frac{H}{C} = 0,13$ thì $k = 0,3$.

Để tính toán lượng oxy cần thiết cho quá trình phản ứng cháy không hoàn toàn, ta có:

$$M_{O_2} = \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2}}{2} \quad (3-20)$$

Gọi k_C là tỷ lệ phần trăm khối lượng CO (trong 1 kg nl) cháy tạo thành CO là:

$$M_{CO} = k_C \cdot M_{nl} \quad (3-21)$$

$$M_{H_2} = k \cdot M_{CO} = k \cdot k_C \cdot M_{nl} \quad (3-22)$$

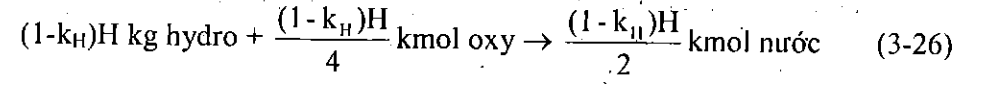
$$M_{O_2} = \frac{k_C \cdot M_{nl}}{2} + \frac{k \cdot k_C \cdot M_{nl}}{2} = \frac{k_C \cdot M_{nl}}{2} (1 + k) \quad (3-23)$$

$$M_{H_2O} = \frac{k_C \cdot M_{nl}}{2} (1 + k) \quad (3-24)$$

Gọi k_H là tỷ lệ phần trăm khối lượng hydro không cháy sẽ là k_HH (trong 1 kg nl) cháy tạo thành H₂O. Ta có:

$$M_{H_2} = \frac{k_H \cdot M_{nl}}{2} \quad (3-25)$$

Phần hydro còn lại (1 - k_H)H (kg/kgnl) cháy tạo thành H₂O. Để tính M_{H₂O} ta dựa vào (3-12) với chú ý thay H bằng (1 - k_H)H:



Như vậy:

$$M_{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-27)$$

Thành phần nitơ:

$$M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_0$$

Tổng sản vật cháy M_2 sẽ là:

$$M_2 = \sum M_i = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \quad (3-28)$$

Để có thể
ta thiết lập hệ p
Từ (3-22)

tỷ lệ k_C và k_H

Từ (3-25)

$$(3-29)$$

Các phươ

tạo thành một

hệ 3 phương trì
phải thiết lập th
các phản ứng c
nhiên liệu cung

h phần này, ta
ượng oxy cho
không khí và

Từ (3-23)

$$(3-31)$$

Tương tự

$$(3-32)$$

$$M_{O_2} = \frac{M_{H_2O}}{2} = \frac{(1 - k_H)H}{4} \quad (3-33)$$

và từ (3-26) ta có:

$$M_{O_2} = \frac{(1 - k_H)H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2} \quad (3-34)$$

Thay (3-32), (3-33) và (3-34) vào (3-31) ta được:

$$M_{CO_2} + \frac{M_{CO}}{2} + \frac{M_{H_2O}}{2} = 0,21\lambda M_0 + \frac{O}{32} \quad (3-35)$$

Giải hệ phương trình (3-19), (3-29), (3-30) và (3-35) ta được:

$$\begin{aligned} M_{CO} &= 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{CO_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{H_2} &= 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{H_2O} &= \frac{H}{2} - 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \end{aligned} \quad (3-36)$$

Kết thúc phần tính toán sản vật cháy cho cả hai trường hợp cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn chúng ta cần lưu ý một số điểm sau đây.

Thứ nhất, các phản ứng cháy đã được đơn giản hoá là các phản ứng oxy hoá thông thường và chỉ xét đến sản phẩm cuối cùng, không qua các phản ứng trung gian theo lý thuyết động học phản ứng. Ngoài ra, phản ứng của nitơ với oxy trong điều kiện nhiệt độ cao cũng không được xét đến. Trong thực tế, khí thải của động cơ xăng và diesel đều chứa oxit nitơ NO_x là một trong những thành phần độc hại cần phải khống chế. Vấn đề này được khảo sát trong chuyên đề Khí thải động cơ và vấn đề ô nhiễm môi trường [21].

Thứ hai, các phản ứng oxy hoá chỉ xảy ra trong một giới hạn nhất định của hệ số dư lượng không khí λ gọi là giới hạn cháy. Giới hạn trên λ_{max} là giá trị mà ngoài giới hạn này hòa khí quá nhạt không cháy được. Đối với nhiên liệu xăng λ_{max} nằm trong khoảng 1,2 ÷ 1,6 còn đối với nhiên liệu diesel λ_{max} có thể lớn hơn 10. Giới hạn dưới λ_{min} là giá trị mà dưới đó hòa khí quá đậm (quá thiếu oxy) nên không thể cháy được. Trong tính toán khi cháy không hoàn toàn ($\lambda < 1$) ứng với trường hợp động cơ xăng, người ta coi λ_{min} là giá trị mà tại đó toàn bộ cacbon trong nhiên liệu chỉ cháy tạo thành CO. Nói cách khác, $M_{CO_2} = 0$. Từ (3-36):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda_{min}}{1+k} M_0 = 0$$

ta rút ra:

$$\lambda_{min} = 1 - \frac{C}{12} \cdot \frac{1+k}{0,42M_0}$$

Ví dụ, với xăng có $C = 0,855$; $H = 0,145$ ($O = 0$) và $k = 0,5$ thì $\lambda_{min} \approx 0,5$.

3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy

Lượng sản phẩm cháy là M_2 nói chung khác với lượng khí nạp mới M_1 . Do đó có thể kết luận rằng môi chất có sự thay đổi thể tích khi cháy. Sau đây ta sẽ xét một cách cụ thể.

3.2.3.1 Lượng biến đổi phân tử

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

a. Cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$)

Xét hai trường hợp:

• Xăng

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-15):

$$\begin{aligned} M_2 - M_1 &= \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ \Delta M &= \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned} \quad (3-37)$$

• Diesel

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-16)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-38)$$

b. Cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$)

Trường hợp này chỉ có ở động cơ xăng vì λ của động cơ diesel luôn lớn hơn 1 (xem phần quá trình cháy, mục 4.3). M_2 tính theo (3-28) còn M_1 theo (3-15).

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Ta thêm vào và bớt đi $\frac{O}{32}$ rồi biến đổi:

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} + \frac{O}{32} - \frac{O}{32} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{H}{4} - 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Từ (3-14) ta có:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = 0,21M_o$$

Vậy cuối cùng ta có:

$$\begin{aligned} \Delta M &= 0,21M_o - 0,21\lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= 0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned} \quad (3-39)$$

3.2.3.2 Hệ số biến đổi phân tử lý thuyết

Người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử lý thuyết đặc trưng cho mức độ thay đổi thể tích tương đối khi cháy như sau:

Để tính

a. Xăng

Đối với

• Cháy

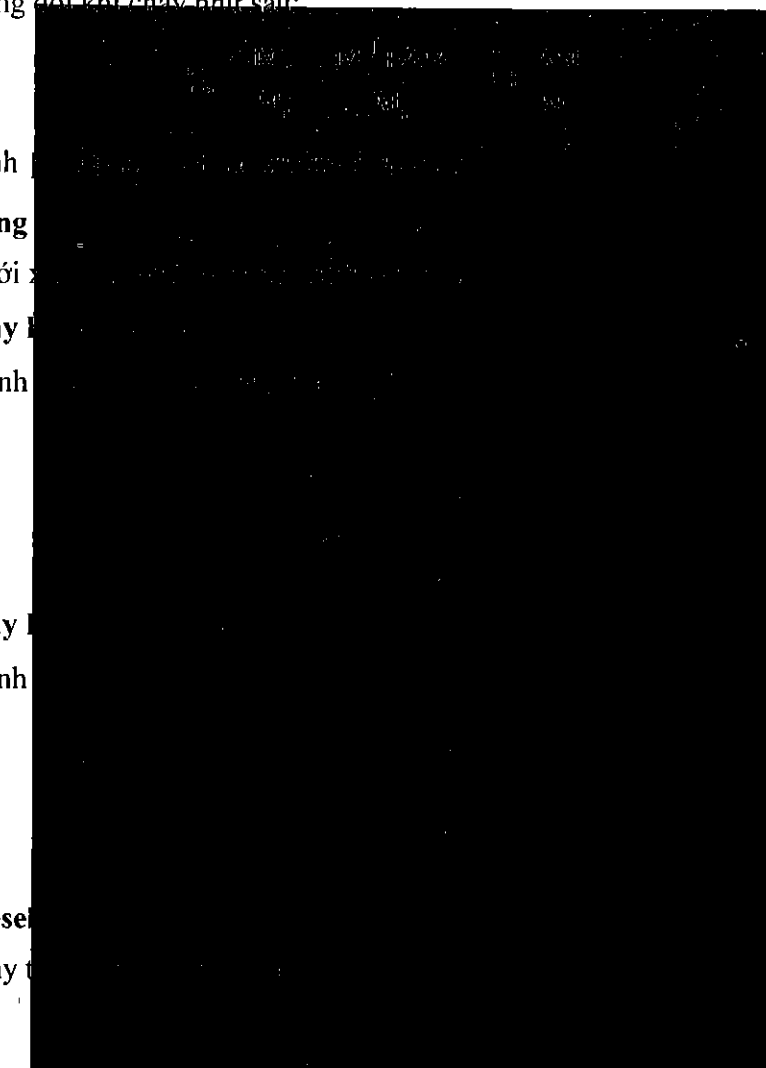
ΔM tính

• Cháy

ΔM tính

b. Diesel

ΔM lấy



$$\beta_o = 1 + \frac{O}{\lambda M_o}$$

3.2.3.3 Hệ số biến đổi phân tử thực tế

Thực tế trong động cơ trước và sau quá trình cháy luôn có một lượng khí sót M_r trong thành phần của môi chất công tác. Vì vậy, để tính đến sự thay đổi thể tích diễn ra trong động cơ có kể đến vai trò của khí sót, người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử thực tế như sau:

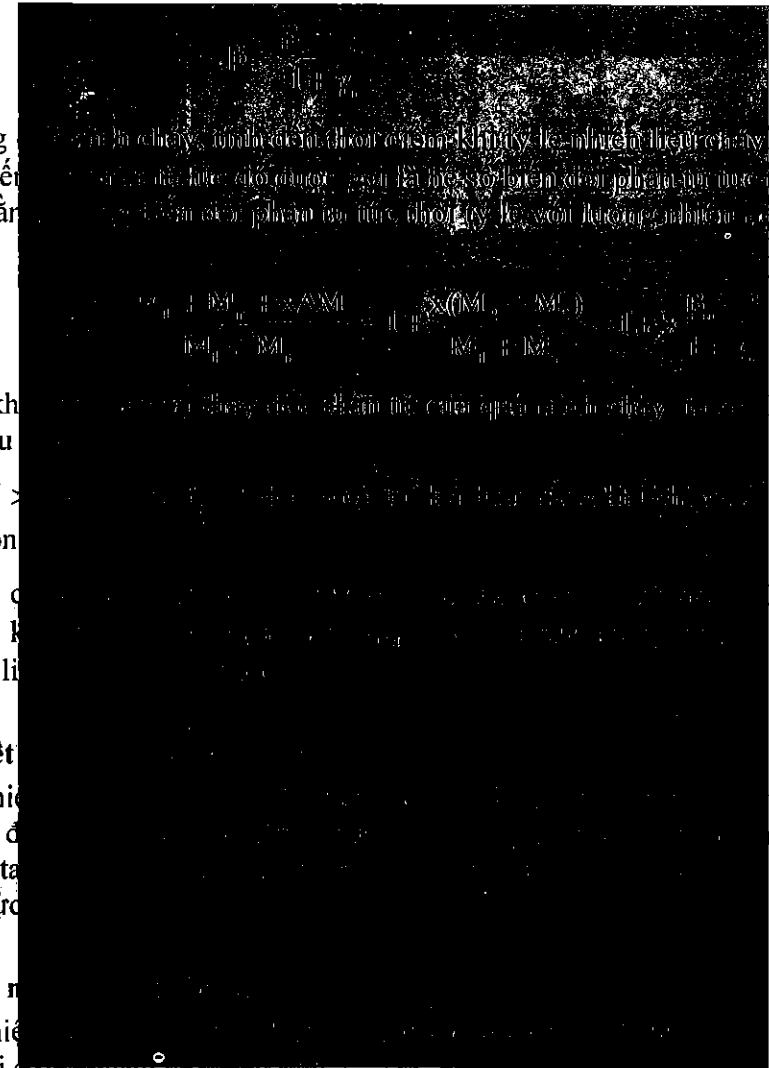
$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (3-40)$$

Chia tử và mẫu số của (3-40) cho M_1 và gọi:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (3-41)$$

là hệ số khí sót, ta được:

Trong
thì hệ số biến
gần đúng rằng
thể viết:



$$\dots \quad (3-42)$$

Sau khi
nhận xét sau

- $\Delta M >$
có lợi về côn

- Khi c
H, O). Còn k
phần nhiên li

3.3 Tỷ nhiệt

Tỷ nhi
Vấn đề này đ
đây chúng ta
công tác thực

3.3.1 Tỷ n

Tỷ nhi
ta có thể coi đây là quan hệ tuyến tính.

$$C_{\mu VT} = a_v + bT \quad (3-43)$$

với $C_{\mu VT}$ (kJ/kmol.K) là tỷ nhiệt đẳng tích của một kmol, T (K) là nhiệt độ tuyệt đối của môi chất, a_v và b là các hằng số thực nghiệm.

Ví dụ, đối với không khí, N_2 , O_2 , CO là các khí có hai nguyên tử có thể sử dụng công thức [2]:

$$C_{\mu VT} = 19,806 + 0,00419T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-44)$$

Trong tính toán người ta thường sử dụng giá trị tỷ nhiệt trung bình trong khoảng nhiệt độ từ 0 (K) đến nhiệt độ T (K) đang khảo sát:

$$\bar{C}_{\mu VT} = a_v + \frac{b}{2}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-45)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình được xác định theo công thức sau:

$$\bar{C}_{\mu pT} = \bar{C}_{\mu VT} + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-46)$$

3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới

Khí nạp mới trong động cơ diesel là không khí, còn khí nạp mới trong phần lớn động cơ xăng (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) là hỗn hợp xăng - không khí. Nói chung tỷ lệ nhiên liệu trong hỗn hợp rất nhỏ nên có thể bỏ qua khi tính toán tỷ nhiệt. Vì vậy, có thể coi tỷ nhiệt của khí nạp mới nói chung cho cả hai loại động cơ là tỷ nhiệt của không khí tính toán theo công thức (3-44).

3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy

Sản vật cháy là một hỗn hợp khí phức tạp. Khi tính toán có thể sử dụng những công thức kinh nghiệm sau [2]:

- $\lambda \geq 1$

$$C''_{\mu VT} = \left(19,867 + \frac{1,634}{\lambda}\right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\lambda}\right)10^{-5}T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

- $0,7 \leq \lambda < 1$

$$C''_{\mu VT} = (17,997 + 3,504\lambda) + (360,34 + 252,4\lambda)10^{-5}T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác

Trong quá trình nén, hỗn hợp công tác gồm khí nạp mới và khí sót. Tỷ nhiệt đẳng tích của hỗn hợp công tác khi đó được tính toán theo công thức sau:

$$C'_{\mu VT} = \sum_{i=1}^n r_i C_{\mu VTi}$$

Trong trường hợp này $n = 2$, ta có:

$$C'_{\mu VT} = \frac{M_l}{M_l + M_r} C_{\mu VT} + \frac{M_r}{M_l + M_r} C''_{\mu VT} = \frac{M_l C_{\mu VT} + M_r C''_{\mu VT}}{M_l + M_r} = \frac{C_{\mu VT} + \gamma_r C''_{\mu VT}}{1 + \gamma_r} \quad (3-47)$$

Sau khi thay $C_{\mu VT}$ và $C''_{\mu VT}$ vào (3-47) và rút gọn, ta lại được $C'_{\mu VT}$ có dạng tuyến tính như (3-43):

$$C'_{\mu VT} = a'_v + b'T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

Tỷ nhiệt đẳng tích trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu v T}$ được xác định theo (3-45):

$$\bar{C}'_{\mu v T} = a'_v + \frac{b'}{2}T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-48)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu p T}$ được xác định theo (3-46):

$$\bar{C}'_{\mu p T} = a'_v + \frac{b'}{2}T + 8,314 = a'_p + \frac{b'}{2}T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

với:

$$a'_p = a'_v + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)}$$

CHƯƠNG IV CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Khác với chu trình lý tưởng, chu trình thực tế của động cơ đốt trong cũng giống như mọi chu trình thực tế của các máy công tác khác là chu trình hở, không thuận nghịch. Cụ thể, chu trình thực tế có quá trình trao đổi khí và do đó có tổn thất khí nạp thải (ví dụ tổn thất áp suất); các quá trình nén và giãn nở không phải đoạn nhiệt mà có tổn thất nhiệt cho môi trường; quá trình cháy không hoàn toàn, không hết và phân giải sản phẩm cháy; quá trình xả không hoàn toàn, không hết nên tỷ nhiệt của môi chất cũ

- Nghiên cứu chu trình thực tế nhằm mục đích:
- Tìm hiểu các nhân tố ảnh hưởng đến hiệu suất thực tế và xác định những nhân tố cần cải thiện để nâng cao hiệu suất thực tế và hiệu quả của chu trình.
 - Xác định các thông số kỹ thuật cần thiết để thiết kế và kiểm nghiệm động cơ.

4.1 Quá trình nạp

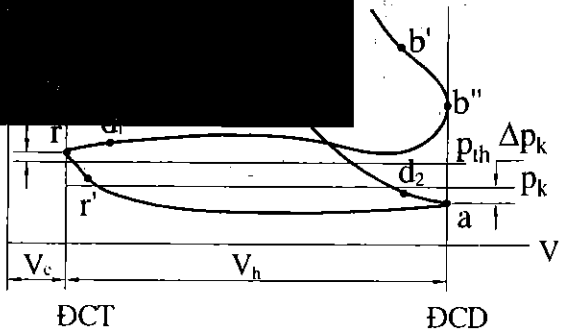
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp

Quá trình nạp là quá trình khí nạp từ bầu nạp vào xi-lanh qua van nạp. Quá trình này có liên hệ mật thiết với quá trình xả. Trong quá trình nạp, áp suất khí nạp không thể tách rời khỏi môi trường xung quanh. Do đó, quá trình nạp diễn ra với áp suất thấp hơn áp suất môi trường.

4.1.1.1 Quá trình nạp

Quá trình nạp diễn ra tại điểm d_1 , hình 4-1. Tại điểm này, piston đang ở vị trí ĐCT (điểm chết trên) đẩy khí sót từ buồng cháy về phía buồng nạp. Khí sót giãn nở và giảm xuống dưới áp suất môi trường tại điểm r . Khi piston tiếp tục đi xuống trong xi-lanh, xupáp nạp mở, khí nạp bắt đầu đi vào trong xi-lanh và hòa trộn với khí sót tạo thành hỗn hợp công tác. Áp suất trong xi-lanh phụ thuộc vào tốc độ của piston, có giá trị nhỏ nhất tại vị trí vận tốc piston cực đại. Tại điểm ĐCD (điểm a), ta có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



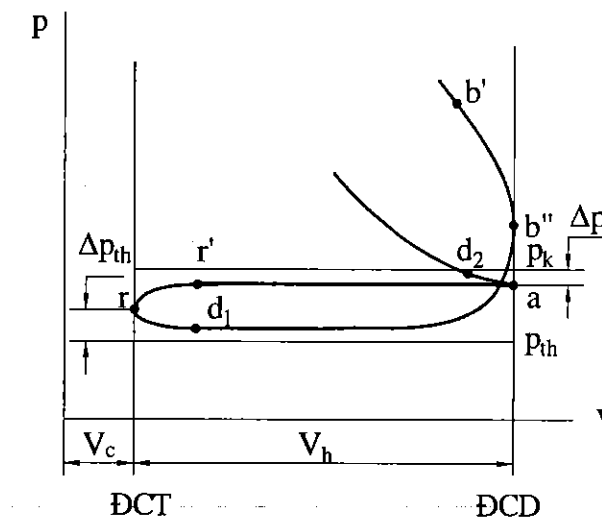
Hình 4-1. Diễn biến quá trình nạp động cơ bốn kỳ không tăng áp

với Δp_k là tổn thất áp suất nạp. Đối với động cơ không tăng áp, có thể coi gần đúng $p_k \approx p_0$ và $T_k \approx T_0$ với p_0 và T_0 là áp suất và nhiệt độ khí trời. Sau ĐCD, xupáp nạp đóng muôn tại điểm d_2 .

4.1.1.2 Động cơ bốn kỳ tăng áp

Đặc điểm của động cơ tăng áp là áp suất đường nạp lớn hơn áp suất đường thải $p_k > p_{th} > p_0$, hình 4-2. Khi xupáp nạp mở sớm tại điểm d_1 thì khí nạp mới đi ngay vào xylanh quét khí đã làm việc qua xupáp thải ra đường thải. Từ điểm r' ứng với thời điểm xupáp thải đóng muôn trở đi thì chỉ có quá trình nạp khí nạp mới vào xylanh. Cũng như ở động cơ bốn kỳ không tăng áp, xupáp nạp đóng muôn tại điểm d_2 . Từ hình 4-2 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



Hình 4-2. Diễn biến quá trình nạp động cơ bốn kỳ tăng áp

4.1.1.3 Động cơ hai kỳ

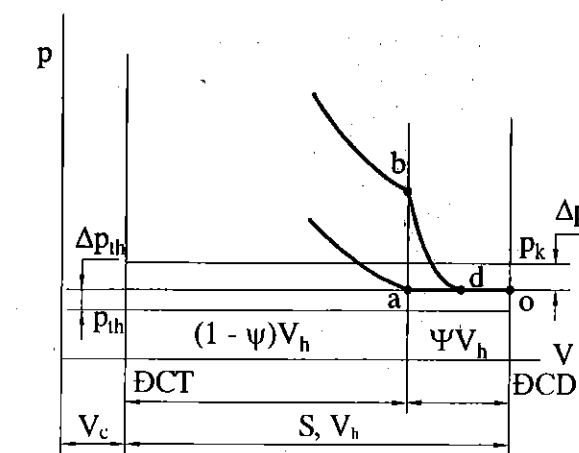
Ta trở lại loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất quét thải qua cửa, xem hình 1-5. Từ khi piston mở cửa quét tại điểm d cho đến khi đến ĐCD (hình 4-3) khí nạp mới có áp suất cao đi vào xylanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa thải. Khi piston đổi chiều chuyển động đi từ ĐCD đến ĐCT, quá trình quét nạp vẫn tiếp tục cho đến khi piston đóng cửa quét tại d . Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thải tại a , môi chất trong xylanh bị đẩy qua cửa thải ra đường thải (giai đoạn lọt khí). Như vậy, quá trình quét (nạp) - thải trong động cơ 2 kỳ so với động cơ 4 kỳ phức tạp hơn nhiều do dùng khí quét khí. Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này trong chương VI.

Từ hình 4-3 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

Từ phân tích diễn biến quá trình nạp trong các động cơ khác nhau ta có thể rút ra một vài nhận xét sau:

- Khí nạp mới đi vào trong



Hình 4-3. Diễn biến quá trình nạp động cơ hai kỳ

xylanh phải khắc phục sức cản lưu động nên có tổn thất áp suất Δp_k .

- Trong tất cả các loại động cơ nêu trên không thể quét hết sản vật cháy ra khỏi xylanh. Nói cách khác, trong xylanh vẫn còn một lượng khí sót hoà trộn với khí nạp mới.

- Khí nạp mới đi vào xylanh tiếp xúc với các chi tiết trong buồng cháy và hoà trộn với khí sót có nhiệt độ cao nên được sấy nóng.

Tất cả những điều đó làm cho lượng khí nạp mới trong xylanh khi kết thúc quá trình nạp thông thường khác so với lượng khí nạp mới lý thuyết có thể chứa trong thể tích xylanh V_h qui về điều kiện ở đường nạp với nhiệt độ T_k và áp suất p_k . Vì vậy, để đánh giá chất lượng quá trình nạp, người ta đưa ra thông số hệ số nạp η_v được định nghĩa như sau:

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_h} = \frac{M_1}{M_h} = \frac{V_1}{V_h} \quad (4-1)$$

G_1 (kg) và M_1 (kmol/kgnl) là lượng khí nạp mới thực tế trong xylanh khi kết thúc quá trình nạp và V_1 là thể tích của lượng khí nạp mới đó qui về điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

G_h (kg) và M_h (kmol/kgnl) là lượng khí nạp mới lý thuyết chứa trong thể tích V_h trong điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

Với:

$$G_h = \rho_k V_h$$

Vì những ảnh hưởng đã phân tích ở trên, hệ số nạp thường nhỏ hơn 1. Vấn đề này sẽ được khảo sát kỹ lưỡng ở các phần sau.

Đối với động cơ hai kỳ hệ số nạp tính theo (4-1) là hệ số nạp lý thuyết vì trong động cơ hai kỳ có tổn thất hành trình. Thể tích công tác thực tế không phải là V_h mà là $(1-\psi)V_h$ với ψ là hệ số tổn thất hành trình

$\psi = \frac{a_0}{S}$ (hình 4-3) với S là hành trình piston.

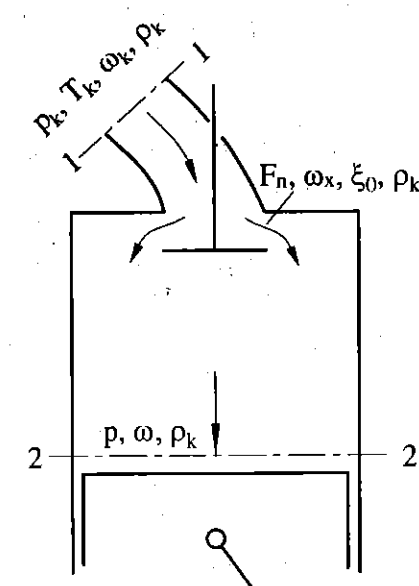
Hệ số nạp thực tế được tính như sau:

$$\eta'_v = \frac{V_1}{V'_h} = \frac{V_1}{(1-\psi)V_h} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)}$$

4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp

4.1.2.1 Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Áp suất cuối quá trình nạp p_a là một thông số quan trọng để đánh giá chất lượng quá trình nạp. Nếu p_a càng lớn thì lượng khí nạp mới càng nhiều và ngược lại. Để tìm hiểu mối quan hệ giữa p_a với các thông số kết cấu và thông số làm việc của động cơ, ta dựa vào lược



Hình 4-4. Lược đồ tính toán áp suất p_a

đồ tính toán trên hình 4-4 với những giả thiết đơn giản hoá.

Trong thực tế, áp suất dọc theo dòng chảy thay đổi ít nên có thể coi khối lượng riêng của môi chất $\rho_k \approx \text{const}$. Phương trình Bernoulli cho dòng chảy giữa mặt cắt 1-1 và 2-2 có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{\omega_k^2}{2} = \frac{p}{\rho_k} + \frac{\omega^2}{2} + \xi_0 \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-2)$$

trong đó:

p_k : áp suất tĩnh tại mặt cắt 1-1, p : áp suất tĩnh tại mặt cắt 2-2, ρ_k : khối lượng riêng của môi chất, ω_k : vận tốc dòng chảy tại mặt cắt 1-1, ω : vận tốc dòng chảy tại mặt cắt 2-2, ω_x : vận tốc dòng chảy tại vị trí hẹp nhất của ống, ξ_0 : hệ số tổn thất áp suất tại vị trí hẹp nhất của ống. Gọi $\beta = \frac{\omega_k}{\omega}$ là hệ số vận tốc, F_n là diện tích ngang piston. Từ (4-2) rút ra:

$$\Delta p'_k = p_k - p = \left(\beta^2 + \xi_0 \right) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{F_n^2} = k' \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-3)$$

Một cách khác để xác định tổn thất áp suất trong xylanh là dựa vào vận tốc của môi chất tại vị trí hẹp nhất của ống. Vận tốc này liên tục có dạng:

với F_n là diện tích ngang piston. Từ đó rút ra:

$$\Delta p'_k = p_k - p = \left(\beta^2 + \xi_0 \right) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{F_n^2} = k' \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-4)$$

với k là hằng số, k' là hằng số. Chú ý đến (4-4):

$$\Delta p'_k = p_k - p = \left(\beta^2 + \xi_0 \right) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{F_n^2} = k' \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-5)$$

trong đó k' là hệ số.

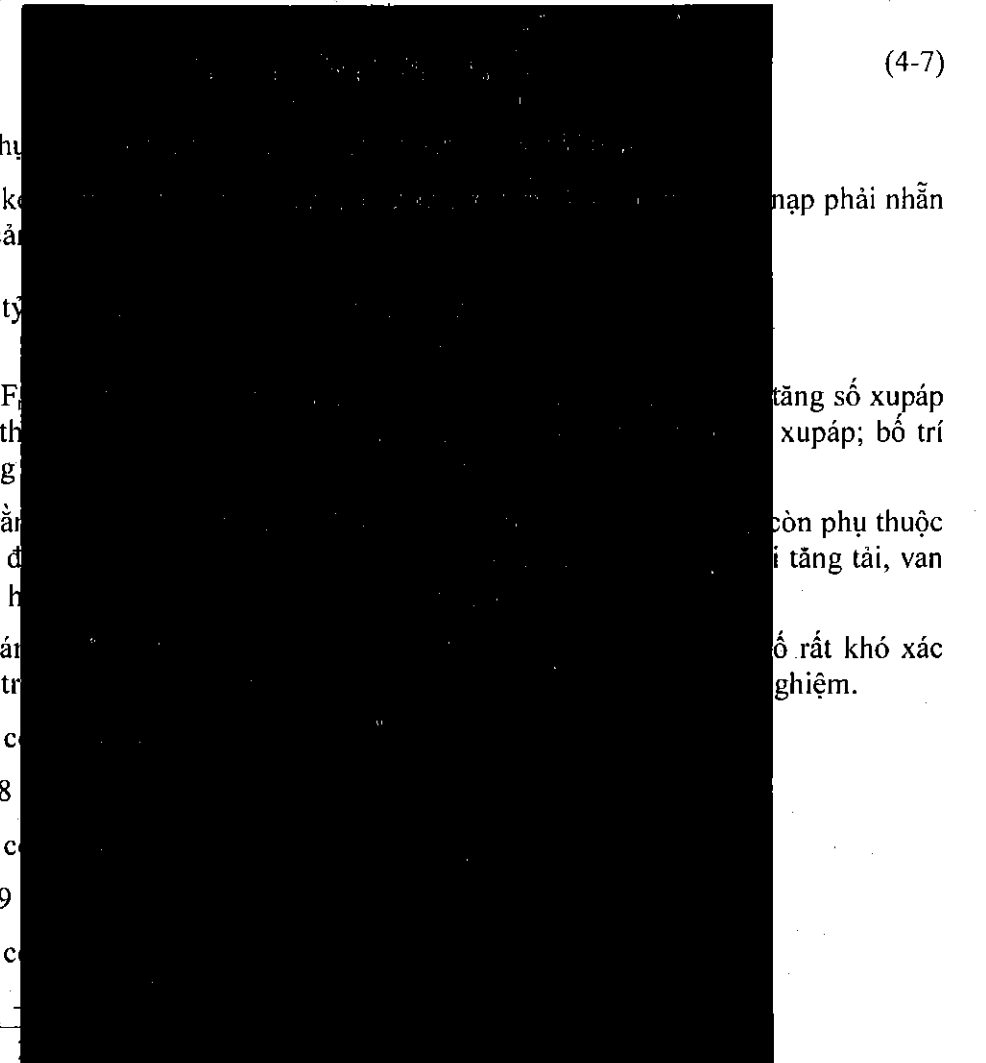
Dựa vào (4-5) ta có thể phân tích những thông số ảnh hưởng đến tổn thất áp suất quá trình nạp. Dễ dàng nhận thấy rằng khi β , ξ_0 , n giảm và F_n tăng thì $\Delta p'_k$ giảm và ngược lại.

Tại điểm a cuối hành trình nạp $\Delta p'_k = \Delta p_k = p_k - p_a$, khi đó Δp_k cũng có dạng như (4-5):

$$\Delta p_k = p_k - p_a = k_n \frac{n^2}{F_n^2} \tag{4-6}$$

với k_n là hệ số đường nạp, phụ thuộc chủ yếu vào các thông số kết cấu của cơ cấu phối khí.

Từ (4-6) ta rút ra:



Trong thu

• Thiết kế đường nạp phải nhằm để giảm sức cản

• Chọn tỷ

• Tăng F_n tăng số xupáp như dùng 2, thì xupáp nghiêng xupáp; bố trí

Chú ý rằng còn phụ thuộc rất nhiều vào đ i tăng tải, van tiết lưu mở to h

Tính toán ở rất khó xác định. Vì vậy, tr nghiệm.

• Động c

$$p_a = (0,8$$

• Động c

$$p_a = (0,9$$

• Động c

$$p_a = \frac{P_k}{$$

• Động cơ hai kỳ quét thẳng:

$$p_a \approx (0,85 \div 1,05)p_k$$

Hiện nay, với công cụ mô hình hoá sử dụng các phần mềm 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) như FLUENT (Mỹ), FIRE (Áo)... có thể tính toán khá chính xác dòng chảy cùng với diễn biến áp suất trong đường nạp và trong xylanh động cơ (xem mục 4.6.3).

4.1.2.2 Hệ số khí sót γ_r

Hệ số khí sót γ_r đã được định nghĩa bởi công thức (3-41):

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1}$$

có thể xác định bằng tính toán hay bằng thực nghiệm.

a. Tính toán hệ số khí sót

Lượng sản vật cháy còn lại khi kết thúc quá trình thải của chu trình trước M_r (p_r, V_r, T_r) là khí sót. Xuất phát từ phương trình trạng thái đối với khí sót và biến đổi, ta có:

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} \frac{V_c}{V_c} = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \lambda_q \quad (4-8)$$

với $\lambda_q = \frac{V_r}{V_c}$ gọi là hệ số quét buồng cháy.

Đối với động cơ bốn kỳ thì $0 \leq \lambda_q \leq 1$, khi không quét buồng cháy $\lambda_q = 1$ còn khi quét sạch buồng cháy $\lambda_q = 0$. Khi tính toán động cơ có thể chọn $\lambda_q = 1$ cho động cơ không tăng áp và $\lambda_q = 0,9 \div 0,95$ cho động cơ tăng áp.

Trong động cơ hai kỳ thì λ_q thay đổi trong dải rất rộng, giới hạn trên có thể lớn hơn 1.

Thay $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$ vào (4-8), sau đó thay M_r vào công thức định nghĩa γ_r và chú ý đến (4-1) ta có:

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\epsilon - 1)M_1 T_r} = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\epsilon - 1)\eta_v M_h T_r} \quad (4-9)$$

Công thức (4-9) là công thức tổng quát để xác định γ_r . Tuy nhiên, để tính được γ_r theo (4-9) ta phải biết M_1 hay η_v (còn M_h được xác định từ phương trình trạng thái $M_h = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$). Trong phần 4.1.2.5 dưới đây sẽ diễn giải tới công thức (4-18) tính γ_r độc lập với η_v thường được sử dụng khi tính toán chu trình công tác của động cơ bốn kỳ.

b. Xác định hệ số khí sót bằng phân tích khí

Bằng phương pháp phân tích khí (lấy mẫu rồi phân tích, xem [21]) có thể xác định thành phần của CO_2 của môi chất công tác trong quá trình nén là r'_{CO_2} và của khí thải (sản vật cháy) là r''_{CO_2} . Xuất phát từ nhận xét: lượng CO_2 của môi chất trong quá trình nén chính là lượng khí CO_2 trong khí sót của chu trình trước $M_{CO_2,r}$, ta có:

$$r'_{CO_2} = \frac{M_{CO_2,r}}{M_1 + M_r}$$

$$r''_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2,r}}{M_r}$$

Từ đó ta có:

$$\frac{r''_{\text{CO}_2}}{r'_{\text{CO}_2}} = 1 + \frac{1}{\gamma_r}$$

và tìm được γ_r :

$$\gamma_r = \frac{r'_{\text{CO}_2}}{r''_{\text{CO}_2} - r'_{\text{CO}_2}}$$

Về nguyên tắc có thể xác định γ_r bằng tính toán và thực nghiệm cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ có quá trình quét thải phức tạp do dùng khí quét khí nên rất khó xác định chính xác λ_q . Do đó γ_r của động cơ 2 kỳ thường được xác định bằng thực nghiệm theo phương pháp phân tích khí nêu trên.

c. Những thông số ảnh hưởng đến γ_r

• Áp suất p_r

Theo (4-9) khi tăng p_r thì γ_r sẽ tăng. Nếu như thải vào tuốcbin hay bộ xử lý khí thải thì p_r sẽ tăng so với trường hợp chỉ thải vào bình tiêu âm.

Đối với quá trình thải ta cũng có thể xét tương tự như quá trình nạp nên có thể áp dụng công thức (4-6) và (4-7) với lưu ý đến chiều dòng chảy:

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r = p_{th} + k_{th} \frac{n^2}{F_{th}^2} \quad (4-10)$$

trong đó k_{th} hệ số phụ thuộc chủ yếu vào các thông số kết cấu đường thải và F_{th} là tiết diện thông qua của xupáp thải.

Những thông số ảnh hưởng đến Δp_r cũng tương tự như những thông số ảnh hưởng đến Δp_k đã xét ở 4.1.2.1.

Tương tự như đối với p_a , khi xác định p_r thay vì tính theo (4-10) người ta thường chọn p_r theo kinh nghiệm.

$$\text{Động cơ tốc độ thấp: } p_r = (1,03 \div 1,06)p_{th}$$

$$\text{Động cơ cao tốc: } p_r = (1,05 \div 1,10)p_{th}$$

$$\text{Hầu hết động cơ đều thải qua bình tiêu âm, khi đó: } p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0.$$

Đối với động cơ tăng áp, p_{th} là áp suất trước tuốcbin. Vấn đề này sẽ được nghiên cứu trong giáo trình Tăng áp động cơ.

• Nhiệt độ T_r

Khi T_r tăng, theo (4-9) thì γ_r sẽ giảm và ngược lại. Nhưng trong thực tế, khi T_r tăng sẽ làm cho T_a tăng và do đó làm giảm lượng khí nạp mới M_1 lại dẫn tới γ_r tăng. Theo kinh nghiệm thực tế, T_r tăng sẽ làm γ_r giảm chút ít.

T_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Tải trọng nhỏ và hệ số truyền nhiệt α giữa môi chất công tác qua các chi tiết trong buồng cháy ra môi trường làm mát lớn thì T_r nhỏ và ngược lại.

Khi tính to

Động cơ x

Động cơ d

• Tỷ số nén

Theo (4-9) thì động cơ diesel

• Lượng k

Theo định

• Tải trọng

Khi xét ảnh

Đối với độ sức cản tăng nên tải trọng.

Theo kinh

Đối với độ

• Động cơ

• Động cơ

Đối với độ

• Quét thẳ

• Quét vòn

• Quét vòn

4.1.2.3 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới

Khí nạp mới từ đường nạp có nhiệt độ T_k đi vào xylanh sẽ được sấy nóng bởi các chi tiết có nhiệt độ cao trong buồng cháy, đồng thời nhiên liệu trong hòa khí đối với động cơ xăng sẽ bay hơi. Nhiệt độ khí nạp mới khi đó sẽ thay đổi một lượng là ΔT :

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{bh}$$

trong đó ΔT_1 là độ tăng nhiệt độ của khí nạp mới do truyền nhiệt còn ΔT_{bh} là độ giảm nhiệt độ do nhiên liệu trong khí nạp mới bay hơi. Động cơ diesel có $\Delta T_{bh} = 0$.

ΔT_1 phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau:

- Hệ số trao đổi nhiệt α giữa môi chất và vách các chi tiết: ΔT_1 tăng theo α .
- Thời gian tiếp xúc giữa môi chất và vách các chi tiết: tốc độ n càng lớn, thời gian tiếp xúc giảm dẫn tới ΔT_1 càng nhỏ.
- Tải trọng của động cơ: ở chế độ tải trọng lớn, nhiệt độ các chi tiết T_w cao nên ΔT_1 lớn.

Cần chú ý rằng nhiệt độ của khí nạp mới (trạng thái) để sấy nóng đường ống dẫn khí nạp trước khi vào buồng đốt của động cơ. Sự trộn lẫn của xăng với không khí nạp làm giảm nhiệt độ của khí nạp làm giảm mật độ của khí nạp. Chính vì lý do này mà cần phải sấy nóng quá.

Trong thực

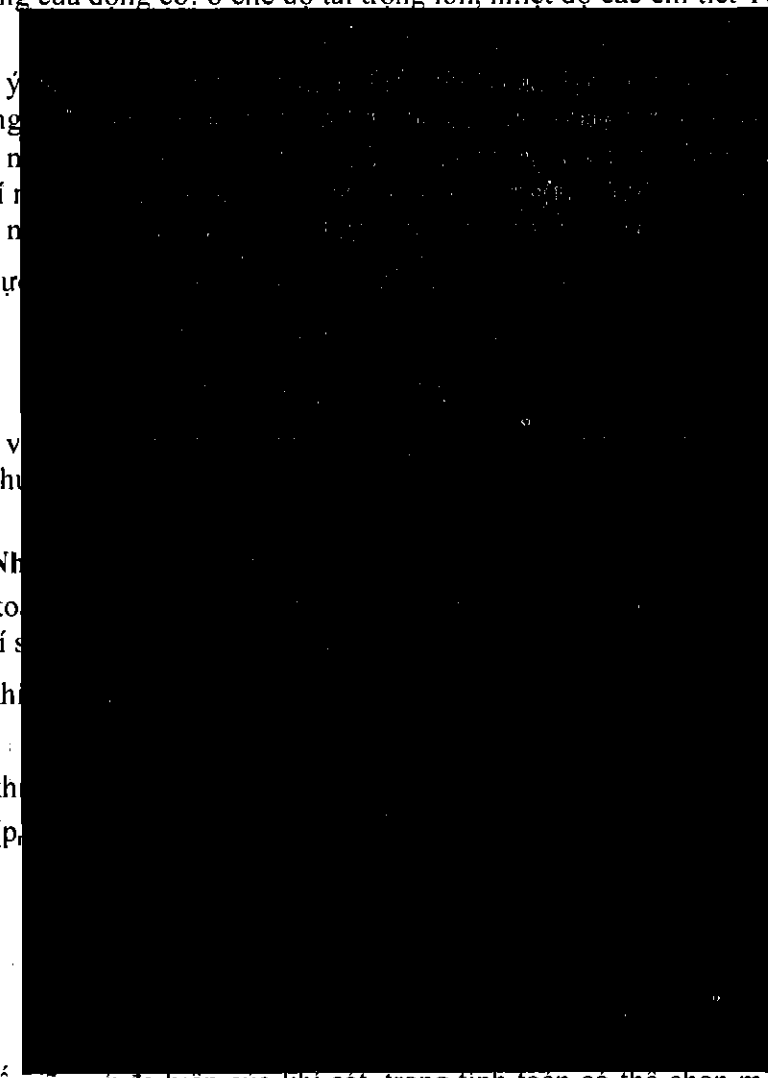
Còn đối với động cơ xăng áp thì ΔT nhỏ hơn một chút.

4.1.2.4 Nhiệt độ

Để tính toán nhiệt độ của khí nạp mới và khí sót cần thiết rằng khí

Lượng khí nạp mới ở trạng thái $M_1 (T_k + \Delta T, p_a)$.

Lượng khí sót ở trạng thái $M_2 (T_s, p_s)$ là khí sót giãn nở đa biến từ $(p_a, T_k + \Delta T)$.



$$(4-11)$$

với m là chỉ số giãn nở đa biến của khí sót, trong tính toán có thể chọn m trong khoảng $1,45 \div 1,5$.

Với điều kiện hoà trộn đẳng áp thì entanpi trước và sau hoà trộn bảo toàn, ta có:

$$\bar{C}_{mp}(T_k + \Delta T)M_1 + \bar{C}_{mp}''M_2T_r = \bar{C}_{mp}'(M_1 + M_2)T_a \quad (4-12)$$

Coi gần đúng $\bar{C}_{mp}' \approx \bar{C}_{mp}$ và đặt

$$\lambda_1 = \frac{\overline{C_{\mu p}}}{C_{\mu p}}$$

là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt. Theo kinh nghiệm λ_1 phụ thuộc hệ số dư lượng không khí λ như sau:

λ	0,8	1,0	1,2	1,4
λ_1	1,13	1,17	1,14	1,11

Đối với động cơ xăng: $\lambda = 1,5 \div 1,8$ thì có thể lấy $\lambda_1 = 1,1$.

Chia hai vế của (4-12) cho M_1 rồi thay T_r' từ (4-11) và biến đổi ta được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_1 \gamma_r T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 + \gamma_r} \quad (4-13)$$

Khi tính toán có thể tham khảo các số liệu đối với T_a như sau:

$T_a = 310 \div 350$ K đối với động cơ không tăng áp,

$T_a = 320 \div 400$ K đối với động cơ tăng áp và động cơ hai kỳ.

4.1.2.5 Hệ số nạp

Hệ số nạp có thể xác định bằng tính toán hoặc bằng thực nghiệm dựa vào định nghĩa (4-1):

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_h} = \frac{M_1}{M_h} = \frac{V_1}{V_h}$$

a. Tính toán hệ số nạp

Xét tổng quát cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ, tại điểm a cuối quá trình nạp, hình 4-1, 4-2 và 4-3, lượng môi chất công tác bao gồm khí nạp mới và khí sót là $M_a = M_{1a} + M_r$.

Trong động cơ bốn kỳ, cho đến khi đóng xupáp nạp tại điểm d_2 , hình 4-1 và 4-2, khí nạp mới được nạp thêm một lượng, khi đó lượng môi chất công tác là $M_1 + M_r$. Đặt:

$$\lambda_m = \frac{M_1 + M_r}{M_a} = M_1 \frac{1 + \gamma_r}{M_a}$$

là hệ số nạp thêm, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $\lambda_{m1} = 1,02 \div 1,06$.

Trong động cơ hai kỳ đơn giản nhất (quét thải qua cửa), quá trình quét thải kết thúc khi piston đóng cửa thải tại a, hình 4-3, nên không có hiện tượng nạp thêm, khi đó $\lambda_m = 1$.

Một cách tổng quát có thể viết:

$$M_1 = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} M_a = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a V_a}{8314 T_a}$$

Từ định nghĩa M_h xuất phát từ (4-1) và áp dụng phương trình trạng thái ta có:

$$M_h = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$$

Thay M_l và M_h vào công thức tính η_v ở trên, ta có:

$$\eta_v = \lambda_m \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{V_a}{V_h} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (4-14)$$

với chú ý rằng:

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

Thay $T_a(1 + \gamma_r)$ từ công thức (4-13) vào (4-14) rồi rút gọn ta được:

$$\eta_v = \lambda_m \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r \lambda_r T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}} \quad (4-15)$$

Tuy nhiên, để tính η_v ta cần biết γ_r , nhưng theo (4-9) thì γ_r lại phụ thuộc M_l . Vì vậy, để có thể xác định độc lập η_v và γ_r ta biến đổi như sau.

Thay M_h ở trên vào (4-9) ta được:

$$\gamma_r = \frac{\lambda_q}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \quad (4-16)$$

Giải hệ phương trình (4-15) và (4-16) ta được:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \lambda_m - \lambda_r \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (4-17)$$

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_m - \lambda_r \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-18)$$

b. Xác định hệ số nạp bằng thực nghiệm

Lưu lượng khí nạp mới, tốc độ vòng quay động cơ và các thông số trạng thái như p_k và T_k được đo trực tiếp trên băng thử động cơ. Từ kết quả đo tính toán được lượng khí nạp mới G_l và G_h rồi thay vào công thức định nghĩa (4-1) để tìm η_v . Vấn đề này sẽ xét kỹ hơn ở môn học Thí nghiệm động cơ.

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp

Trong số các thông số cơ bản của quá trình nạp thì hệ số nạp η_v là thông số tổng hợp đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp. Sau đây ta sẽ khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố và qua đó tìm ra những phương pháp nhằm nâng cao hệ số nạp. Các công thức tính toán hệ số nạp ở mục 4.1.2.5 a về nguyên tắc dùng cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ rất khó xác định hệ số quét λ_q , mặt khác quá trình quét thái rất phức tạp nên sẽ được khảo sát riêng kỹ lưỡng hơn trong chương 6. Do đó, dưới đây ta chỉ sử dụng những công thức tính toán nói trên để khảo sát các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp trong động cơ bốn kỳ nhưng những kết luận rút ra vẫn có tính tổng quát chung cho cả động cơ hai kỳ.

4.1.3.1 Tỷ số quét

Ta sử dụng

• $\lambda_q = 0$:

với $k = c$

• $\lambda_q = 1$:

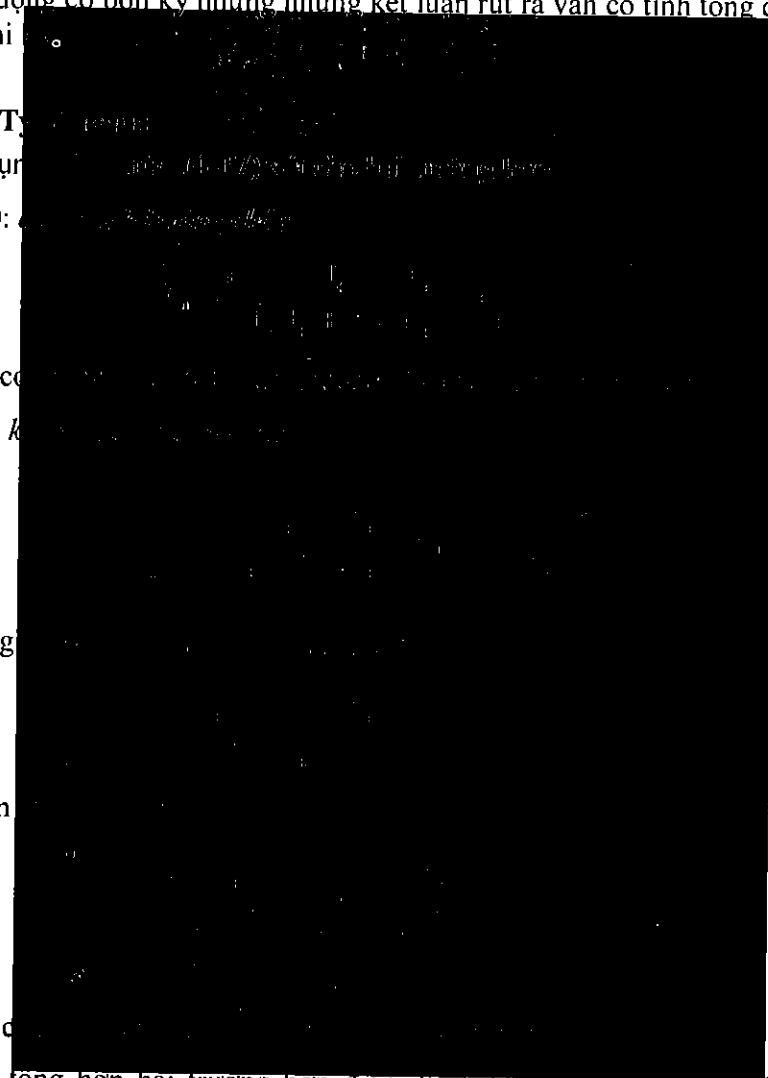
Để đơn giản

Đạo hàm

vi $p_r > p_a$

Điều đó có

Kết quả tổng hợp hai trường hợp được trình bày trên hình (4-2). Trong thực tế $0 < \lambda_q < 1$ nên các đường biểu diễn sẽ là các đường ---. Thực nghiệm chứng tỏ ϵ ảnh hưởng ít đến η_v .



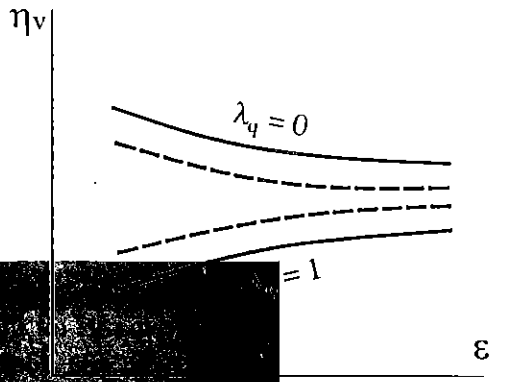
(4-19)

(4-20)

4.1.3.2 Áp suất p_a

Theo (4-17) áp suất p_a ảnh hưởng quyết định đến η_v. Từ quan hệ p_a = p_k - Δp_k dễ dàng nhận thấy rằng, những nhân tố làm giảm Δp_k sẽ làm tăng p_a và ngược lại (xem 4.1.3.1).

Tới đây ta có thể suy ra rằng, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có tổn thất áp suất nạp và tốc độ quay (tần số vòng quay) nên có hệ số nạp cao hơn.



4.1.3.3 Nhiệt độ T_k

- p_k

Khi tăng p_k thì η_v tăng ít vì tổn thất áp suất tương đối Δp_k/p_k giảm. Theo (4-17) thì η_v tăng theo T_k.

- T_k

Khi tăng T_k thì η_v tăng tỷ lệ với √T_k. Lượng khí nạp tăng nên η_v tăng.

4.1.3.4 Nhiệt độ T_r

- p_r

Theo (4-17) thì η_v giảm. Nhận thấy qua suy luận sau đây thì η_v giảm dành cho khí nạp mới nên η_v giảm.

- T_r

Từ (4-17) thì η_v giảm. Từ 4.1.3.1 thì η_v giảm nên có thể coi γ_rT_r ≈ const.

4.1.3.5 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT

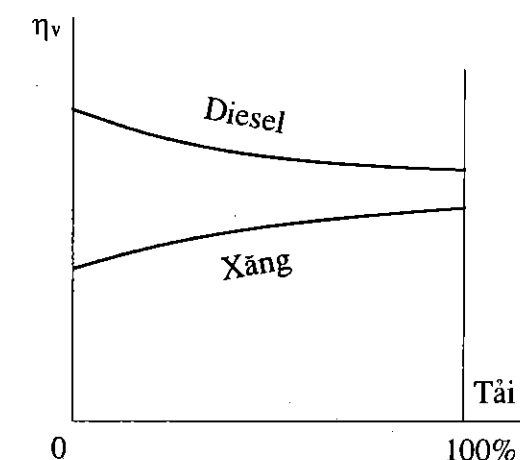
Theo (4-17) khi tăng ΔT thì η_v giảm. Điều này đã phân tích rõ ở mục 4.1.1. Tuy nhiên, ảnh hưởng của ΔT tới η_v không lớn.

4.1.3.6 Góc phối khí

Các góc mở sớm đóng muộn xupáp ảnh hưởng rất lớn đến hệ số nạp. Góc phối khí lớn làm tăng tiết diện thời gian mở xupáp, qua đó làm giảm tổn thất Δp_k và Δp_{th} nên η_v tăng.

tăng. Ngoài ra, góc đóng muộn xupáp nạp có tác dụng tận dụng quán tính nạp thêm khí nạp mới cũng làm tăng η_v . Đối với động cơ tăng áp, hiện tượng quét khí trong vùng góc trùng điệp (xupáp nạp và xupáp thải cùng mở cuối nạp đầu thải) cũng có tác dụng tăng η_v .

Góc phối khí đảm bảo hệ số nạp lớn nhất và công bơm nhỏ nhất là góc phối khí tối ưu. Góc phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm dựa vào đồ thị công. Đối với động cơ thông thường không thay đổi góc phối khí thì góc phối khí tối ưu chỉ ứng với một chế độ tốc độ cụ thể được lựa chọn bởi người thiết kế tùy theo tính năng sử dụng của động cơ (xem chương Đặc tính động cơ). Một số động cơ ô tô hiện đại, có góc phối khí thay đổi sao cho đạt được giá trị tối ưu cho hầu hết chế độ làm việc của động cơ, ví dụ TOYOTA dùng công nghệ VVT-i (Variable Valve Timing and Lift with Intelligence), HONDA dùng VTEC (Valve Timing Electronic Control), BMW có công nghệ VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung)... Nguyên tắc chung là sử dụng hệ thống cơ điện tử bao gồm hai trục cam riêng cho cam nạp và cam thải trên nắp xy lanh, giữa chúng bố trí một cơ cấu được điều khiển bởi một bộ ECU để xoay tương đối hai trục với nhau nhằm thay đổi góc phối khí cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Tất nhiên, cấu tạo và điều khiển cơ cấu phối khí khi đó sẽ rất phức tạp.



Hình 4-6. Ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp

4.1.3.7 Tải trọng

• Động cơ diesel

Khi tăng tải, nhiệt độ các chi tiết trong buồng cháy tăng nên ΔT tăng làm cho η_v giảm đôi chút. Theo kinh nghiệm, khi tải tăng từ không tải đến toàn tải thì η_v giảm khoảng 3 ÷ 4%.

• Động cơ xăng

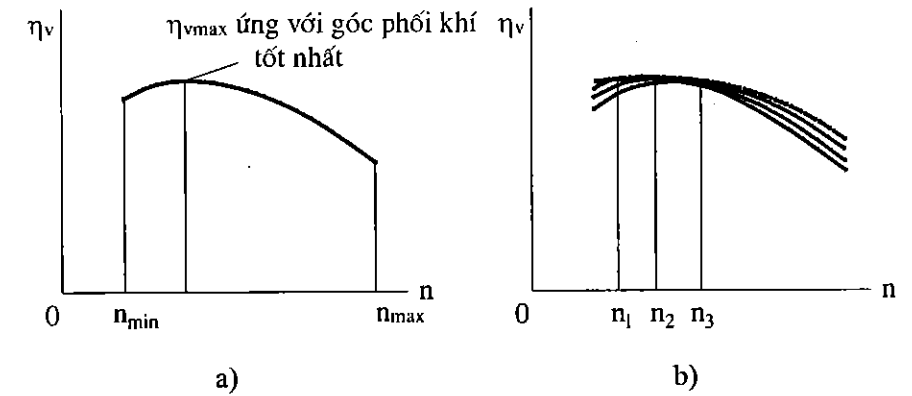
Khi tăng tải cũng làm cho ΔT tăng như trình bày ở trên. Tuy nhiên, khi tăng tải ở hầu hết động cơ xăng phải mở rộng van tiết lưu, sức cản đường nạp giảm đáng kể nên η_v tăng mạnh lấn át ảnh hưởng của ΔT .

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp được trình bày trên hình 4-6.

4.1.3.8 Tốc độ vòng quay n

Khi tăng n thì Δp_k và Δp_r cùng tăng làm giảm η_v . Đồng thời do thời gian sấy nóng khí nạp mới giảm nên ΔT giảm dẫn tới tăng η_v nhưng ảnh hưởng của ΔT nhỏ. Vì vậy nói chung η_v giảm. Tuy nhiên, nếu kể đến ảnh hưởng của pha phối khí tối ưu thì ban đầu η_v

tăng cho tới khi đạt cực đại tại tốc độ ứng với pha phối khí tối ưu rồi mới giảm, hình 4-7a. Nếu như động cơ có điều chỉnh tự động góc phối khí tối ưu thì hệ số nạp luôn đạt giá trị tối ưu ở mọi tốc độ vòng quay. Khi đó, đường hệ số nạp sẽ là đường bao --- trên hình 4-7b.



Hình 4-7. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến hệ số nạp

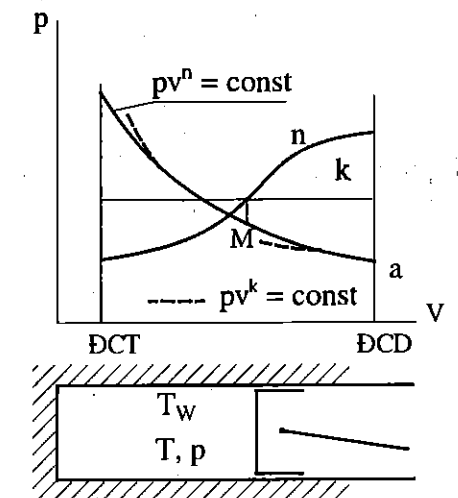
4.2 Quá trình nén

Quá trình nén nhằm mục đích mở rộng phạm vi nhiệt độ (giữa nguồn nóng và nguồn lạnh trong chu trình Cánhô tương đương) để nâng cao hiệu suất của chu trình.

4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản

Trong quá trình nén, nhiệt độ, áp suất môi chất tăng dần, diện tích trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành vách các chi tiết trong buồng cháy giảm... cho nên quá trình nén là quá trình trao đổi nhiệt phức tạp. Một cách tổng quát có thể coi đây là quá trình nén đa biến $pV^n = \text{const}$ với chỉ số đa biến n thay đổi. Nhiệt lượng trao đổi không những thay đổi trị số mà còn thay đổi về hướng.

Đầu quá trình nén, hình 4-8, nhiệt độ môi chất nhỏ hơn nhiệt độ vách các chi tiết $T < T_w$, môi chất nhận nhiệt, đường nén khí đó dốc hơn đường đoạn nhiệt, $n > k$ trong đó k là số mũ đoạn nhiệt của môi chất.



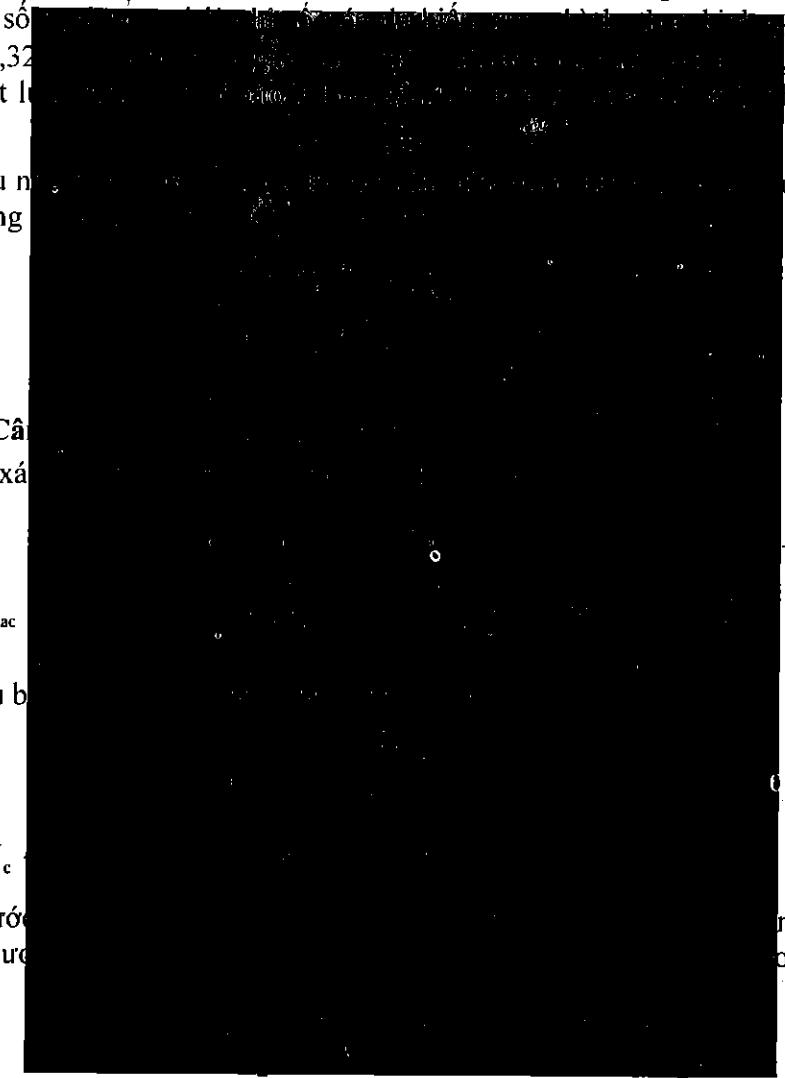
Hình 4-8. Diễn biến quá trình nén

Trong quá trình nén, áp suất và nhiệt độ của môi chất tăng dần, chênh lệch nhiệt độ $T - T_w$ giảm nên nhiệt lượng nhận giảm dần dần tới n cũng giảm dần. Cho tới khi $T = T_w$, nhiệt lượng trao đổi bằng 0, lúc đó $n = k$.

Trong giai đoạn tiếp theo, do $T > T_w$ nên môi chất mất nhiệt cho vách các chi tiết nên $n < k$.

Để đơn giản khi tính toán, ta thay quá trình nén đa biến với n thay đổi bằng quá trình nén với chỉ số nén đa biến $n_1 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu a và cùng công nén. Chỉ số nén n_1 của quá trình thay thế này là nghiệm nằm trong khoảng 1,32 và 1,41 thì $n_1 < k$ nên có thể kết luận quá trình thay thế này là quá trình mất nhiệt cho vách các chi tiết.

Nếu $n_1 = k$ thì quá trình thay thế này là quá trình đẳng nhiệt cuối quá trình nén (không mất nhiệt cho vách các chi tiết).



$$(4-21)$$

4.2.2 Các

Để xác

$$(4-22)$$

• L_{ac}

Nếu b

$$(4-23)$$

• U_c

(với qui ước Q_{ac} là nhiệt lượng nhận được trong (a, c) cho đơn giản. Qui ước U_c là nhiệt lượng mất đi trong (a, c) cho đơn giản (b)).

$$= M_1(1 + \gamma_r)(T_c - T_a) \left[a'_v + \frac{b'}{2}(T_c + T_a) \right] \quad (4-24)$$

Thay (4-23), (4-24) và (4-21) vào (4-22) và chú ý $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$ rồi rút gọn, ta được:

$$\frac{Q_{ac}}{M_1(1 + \gamma_r)T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} - 1)} = a'_v + \frac{b'}{2}T_a(\varepsilon^{n_1 - 1} + 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (4-25)$$

Phương trình cân bằng nhiệt trong quá trình nén (4-25) có những ý nghĩa sau:

- Nếu biết n_1 sẽ tìm được Q_{ac} là đại lượng rất khó xác định trực tiếp bằng thực nghiệm. Bằng thiết bị chỉ thị kế (indicator) có thể lấy được đồ thị công p-V sau đó phân tích đồ thị để tìm được n_1 .
- Trong trường hợp chưa biết n_1 có thể dùng (4-25) để xác định sơ bộ n_1 với giả thiết rằng $Q_{ac} = 0$ ta rút ra:

$$8314 \quad (4-26)$$

Đây là phương trình cân bằng nhiệt trong động cơ đốt trong. Đầu tiên ta cần vẽ đồ thị công p-V theo chiều kim đồng hồ và vẽ đồ thị công p-V theo chiều ngược lại để phân tích đồ thị khác rồi tính lại. Cho đến khi tìm được n_1 .

4.2.3 Như

Như trên đã trình bày, trong quá trình nén, nhiệt độ tăng rất cao, do đó những nh

4.2.3.1

Xét tổn thất nhiệt do bay hơi và lọt khí giảm nên môi chất làm việc trong xi lanh gần như tỷ lệ với n. Điều n

Riêng tổn thất nhiệt do bay hơi mất cho bay hơi xăng trong q

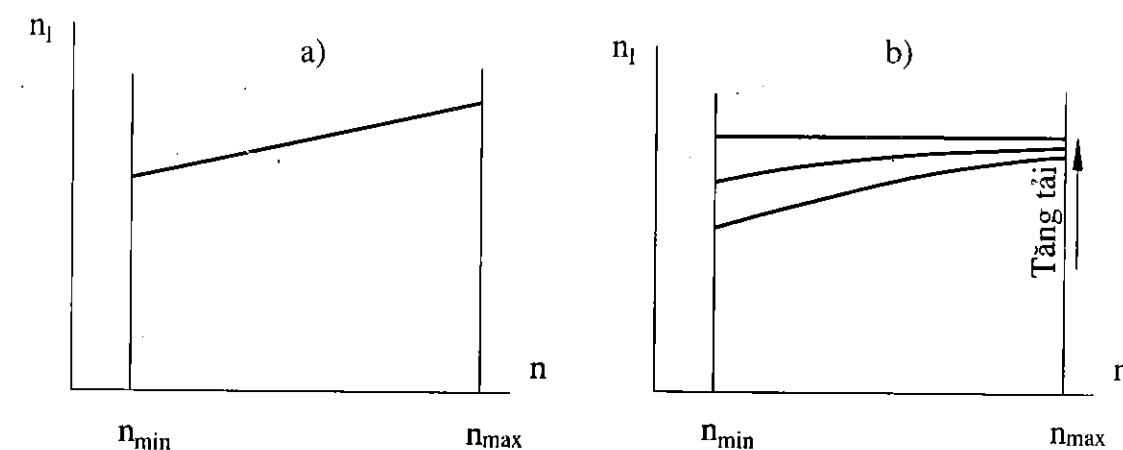
- Ở ch

Khi tăng n, tổn thất nhiệt do bay hơi giảm chậm. Khi thời gian bay hơi là lượng xăng bay hơi nhiều hơn làm giảm

- Ở ch

tổn thất áp suất giảm nhanh. Vì vậy, điều kiện làm việc nên mặc dù thời gian bay hơi giảm nhưng lượng xăng bay hơi tại đây không bị ảnh hưởng, do đó hầu như không làm thay đổi lượng xăng bay hơi trong xy lanh. Khi đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát làm tăng n_1 .

Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến n_1 được thể hiện tổng hợp trên hình 4-9.



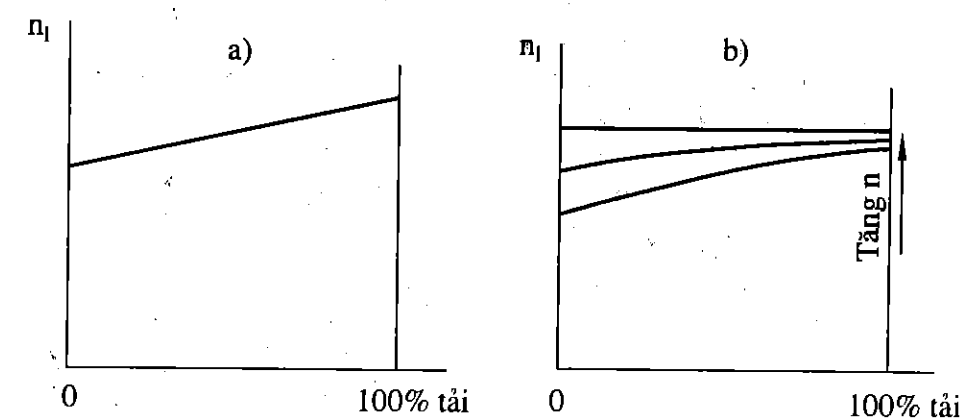
Hình 4-9. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay tới n_1 :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

4.2.3.2 Tải trọng

Xét tổng quát, khi tăng tải, nhiệt độ trung bình các chi tiết T_w tăng dẫn tới môi chất giảm mất nhiệt nên n_1 tăng nhưng không nhiều. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, tương tự như xét ảnh hưởng của tốc độ vòng quay, ta còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén. Bằng suy luận tương tự với lưu ý vai trò của ξ_0 và n^2 đổi chỗ cho nhau, ta có thể dễ dàng khảo sát cho hai trường hợp sau.



Hình 4-10. Ảnh hưởng của tải trọng tới n_1 :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

- Ở chế độ tốc độ n lớn: khi tăng tải phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm nhanh nên áp suất sau van tiết lưu tăng nhanh làm cho điều kiện bay hơi của xăng tại đây kém đi. Mặt khác, thời gian bay hơi ngắn trong khi lượng nhiên liệu tăng theo tải. Tất cả những điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Mỗi chất khí đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm n_1 . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát, n_1 gần như không đổi.

- Ở chế độ tốc độ n nhỏ: khi tăng tải cũng phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm chậm nên áp suất sau van tiết lưu tăng chậm ảnh hưởng ít đến điều kiện bay hơi. Mặt khác, thời gian bay hơi đủ dài để phần lớn nhiên liệu bay hơi tại đây. Vì vậy, lượng xăng bay hơi trong xy lanh cũng ít bị ảnh hưởng. Do đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát xét ở trên, tức là n_1 tăng.

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến n_1 được thể hiện trên hình 4-10.

4.2.3.3 Kích thước xy lanh

Ta xét hai trường hợp:

- $S/D = \text{const}$, khi giảm D (tức là giảm cả S nên V_h giảm) sẽ làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tăng (vì

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$ và nếu coi gần đúng diện tích mát mát nhiệt chỉ là diện tích xung quanh của

xy lanh $F_{lm} = \pi D S$ thì $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tỷ lệ với $\frac{1}{D}$) nên mất nhiệt tăng, n_1 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- $V_h = \text{const}$, khi giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên n_1 tăng. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.

4.2.3.4 Tình trạng kỹ thuật

Nếu các chi tiết như piston - xy lanh, xecmăng mòn nhiều, xupáp đóng không kín khí thì lọt khí nhiều sẽ làm giảm n_1 .

Nếu trạng thái tản nhiệt từ buồng cháy không tốt như đóng cặn trong hệ thống làm mát, kết muội than trong buồng cháy... sẽ làm giảm mất nhiệt nên n_1 tăng. Tuy nhiên, cần lưu ý là những yếu tố trên có làm tăng n_1 (có lợi trong quá trình nén) nhưng lại dẫn đến những bất lợi khác như làm giảm hệ số nạp, tăng khả năng kích nổ... ảnh hưởng xấu đến chu trình công tác của động cơ.

4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén ϵ

Từ phân tích chu trình lý tưởng ta đã thấy rằng, khi tăng tỷ số nén ϵ thì hiệu suất η_i và áp suất trung bình p_i đều tăng. Tuy nhiên trong thực tế ϵ thường bị giới hạn bởi những điều kiện cụ thể tùy thuộc vào loại động cơ.

- Động cơ đốt cháy cưỡng bức

Trong động cơ đốt cháy cưỡng bức như động cơ xăng và động cơ gas, nhiệt độ cuối quá trình nén phải nhỏ hơn nhiệt độ giới hạn xảy ra kích nổ.

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1} < [T_{kn}]$$

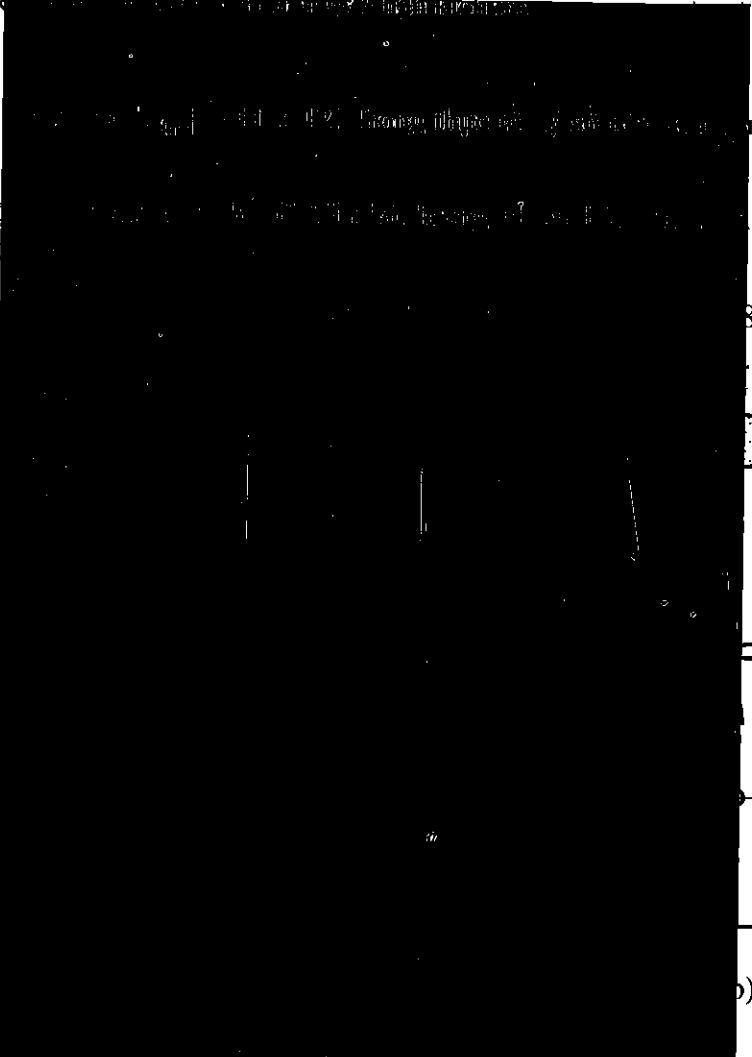
Nhiệt độ giới hạn kích nổ $[T_{kn}]$ tùy thuộc vào số octan của nhiên liệu, cấu tạo và chế độ làm việc của động cơ. Nhiên liệu có trị số octan O cao, động cơ có buồng cháy gọn, tải trọng nhỏ thì $[T_{kn}]$ lớn và ngược lại. Từ đó có thể thấy rằng, để không xảy ra kích nổ thì tỷ số nén phải nhỏ hơn trị số giới hạn xảy ra kích nổ.

$$\epsilon < [\epsilon_{kn}]$$

Động cơ xăng có tỷ số nén ϵ thường nằm trong khoảng 8-12. Trong động cơ xăng nằm trong khoảng 8-12.

Trong động cơ diesel, để tránh hiện tượng tự cháy thì nên nhiệt độ cuối quá trình nén phải nhỏ hơn nhiệt độ giới hạn tự cháy.

cháy không tự nhiên nếu có thể thì tỷ số nén thì sẽ được hiệu suất động cơ mà không bị kích nổ. Theo hướng này hãng ô tô (Thụy Điển) đã phát triển động cơ thay đổi tỷ số nén (Variable Compression Engine), hình ảnh sử dụng mô hình thống cơ để xoay tâm trục. Khi động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ, tỷ số nén giảm xuống còn 8, hình ảnh còn khi động cơ chạy toàn tải thì tỷ số nén chỉ là 8, hình ảnh 4-11b.



• Động cơ diesel

Trong động cơ diesel, để xảy ra quá trình tự cháy thì nhiệt độ cuối quá trình nén phải lớn hơn nhiệt độ giới hạn tự cháy.

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1} > [T_{tc}]$$

Từ đó rút ra:

$$\varepsilon > [\varepsilon_{ic}]$$

Để khởi động dễ dàng, người ta chọn tỷ số nén cao hơn một chút.

Động cơ có $\frac{F_{lm}}{V_h}$ lớn, vật liệu các chi tiết tạo thành buồng cháy như piston, xylanh, nắp xylanh có hệ số dẫn nhiệt lớn, sử dụng nhiên liệu có số xetan nhỏ thì phải chọn tỷ số nén lớn và ngược lại.

Trong thực tế, giới hạn dưới của tỷ số nén động cơ diesel vào khoảng 12. Còn giới hạn trên tùy thuộc vào các chi tiết như piston, thanh truyền, trục khuỷu để tính êm dịu của quá trình cháy. Tỷ số nén thường nằm trong khoảng 12 ÷ 24.

4.3 Quá trình

4.3.1 Khái niệm

Quá trình cháy là quá trình biến đổi năng lượng thành nhiệt năng và diễn ra trong buồng cháy.

Yêu cầu

Để đạt tính hiệu quả và tính bền bỉ của động cơ thì quá trình cháy phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

làm việc ít rung động, giảm thiểu tiếng ồn và giảm thiểu lượng khí thải độc hại. Cơ cấu trục khuỷu - thanh truyền phải được thiết kế phù hợp để đảm bảo độ bền trong giới hạn cho phép tải trọng.

Một số tham số

- Tốc độ cháy: là vận tốc lan truyền của mặt cháy trong buồng cháy, đơn vị thời gian (kg/s hay m/s).

biến đổi áp suất.

- Tốc độ hòa khí (kg/sm): là vận tốc lan truyền của mặt cháy trong buồng cháy, đơn vị thể tích.

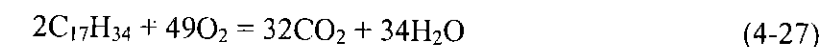
- Tốc độ lan tràn màng lửa u (m/s): quyết định thời gian cháy hòa khí.

Quá trình cháy phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, trong đó phương pháp hình thành hòa khí và cách thức đốt cháy nhiên liệu có ảnh hưởng nhiều nhất.

4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy

4.3.2.1 Phản ứng dây chuyền nhiệt

Những phản ứng oxy hoá hydrocarbon trong nhiên liệu đã nghiên cứu ở chương III chỉ cho ta biết sản phẩm cuối cùng. Ví dụ như trong phản ứng oxy hoá của xetan:

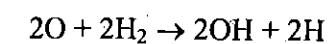
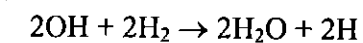
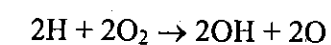
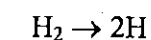


thì sản phẩm cháy là cacbonic và nước. Tuy nhiên, những phương trình dạng (4-27) không cho ta biết cơ chế của phản ứng. Nói chung, phản ứng cháy của nhiên liệu trong buồng cháy động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp, nhiều vấn đề còn chưa được rõ ràng cần phải được nghiên cứu dựa trên lý thuyết động học phản ứng. Ví dụ, quá trình oxy hóa xetan xảy ra với khoảng 6000 phản ứng với 2000 chất và phân tử hóa học tham gia [14].

Trong số các công trình đã công bố thì lý thuyết về *phản ứng dây chuyền nhiệt* của Viện sỹ Xê-mê-nốp được sử dụng rộng rãi để giải thích cơ chế của quá trình cháy. Tóm tắt lý thuyết phản ứng dây chuyền-nhiệt như sau.

Trong quá trình nén, các phân tử của môi chất công tác, trong đó có các phân tử nhiên liệu và phân tử oxy, chuyển động hỗn loạn theo chuyển động Brao với cường độ ngày càng lớn do nhiệt độ tăng và va chạm với nhau. Khi năng lượng va chạm (bao gồm động năng và năng lượng hoá trị) vượt quá một giới hạn nào đó gọi là năng lượng kích động thì phản ứng mới xảy ra. Sản phẩm là các phân tử có ái lực hoá học rất cao gọi là phân tử hoạt tính. Đầu tiên, những trung tâm hoạt tính rất mạnh được hình thành ở vùng giữa hai cực của bugi (động cơ xăng) hay ở những vùng nóng nhất của tia phun nhiên liệu (động cơ diesel). Các phân tử hoạt tính mới sinh ra lại phản ứng với các phân tử khác tạo ra các phân tử hoạt tính mới trong các phản ứng phân nhánh.

Để đơn giản ta xét phản ứng của hydro với oxy làm ví dụ. Đầu tiên do va chạm trong điều kiện nhiệt độ cao, một phân tử hydro bị phân thành hai nguyên tử hydro là hai phân tử hoạt tính. Hai nguyên tử hydro này phản ứng với oxy tạo ra các nguyên tử oxy và gốc OH là các phân tử hoạt tính mới. Các phân tử hoạt tính mới lại phản ứng với hydro sinh ra các phân tử hoạt tính mới tiếp theo... và như vậy hình thành chuỗi phản ứng sau:



Cứ như vậy, các phân tử hoạt tính tích tụ ngày càng nhiều trong quá trình phân nhánh. Tuy nhiên, cũng có những va chạm không sinh ra các phân tử hoạt tính như va chạm với thành bình hay va chạm với khí trơ. Khi đó xảy ra hiện tượng đứt nhánh làm mất đi một số phân tử hoạt tính. Khi số phân tử hoạt tính sinh ra lớn hơn số phân tử mất đi thì số phân tử hoạt tính tích tụ được ngày càng nhiều và đạt đến một giới hạn nào đó thì phản ứng tăng tốc tới phát hoả còn gọi là nổ nhiệt, khi đó ngọn lửa thực sự hình thành và hòa khí bốc cháy. Trong trường hợp ngược lại, quá trình cháy không xảy ra.

Các phản ứng oxy hoá hydrocacbon trong nhiên liệu diễn ra theo cơ chế dây chuyền tương tự như trên và đều là phản ứng toả nhiệt. Vì vậy môi chất trong quá trình phản ứng cũng được tự sấy nóng làm xúc tiến quá trình phát hoá. Do đó lý thuyết của Viện sỹ Xê-môn trình bày ở trên được gọi là lý thuyết về phản ứng dây chuyền - nhiệt.

4.3.2.2 Sự châm cháy nhiên liệu trong xylanh

Trong động cơ xăng và động cơ diesel sự hình thành hòa khí cũng như cách thức đốt hòa khí khác nhau nên sự châm cháy của nhiên liệu cũng khác nhau. Sau đây ta sẽ vận dụng lý thuyết dây chuyền - nhiệt để xét cụ thể sự châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng và diesel.

a. Châm cháy ở nhiệt độ cao

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng. Dưới tác dụng của tia lửa điện ở bugi, nhiệt độ tại đây có thể đạt $3000 \div 6000 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [14, 15] làm cho cấu trúc phân tử nhiên liệu bị phá hủy, do đó tạo thành rất nhiều các phân tử hoạt tính. Đây chính là trung tâm hoạt tính đầu tiên để khởi phát phản ứng dây chuyền-nhiệt. Cùng với sự phát triển phân nhánh của phản ứng dây chuyền, tốc độ tỏa nhiệt ngày một tăng. Khi tốc độ tỏa nhiệt vượt quá tốc độ truyền nhiệt ra vùng xung quanh thì phản ứng có thể tự gia tốc dẫn tới phát sinh ngọn lửa và hòa khí bốc cháy.

Quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao là quá trình chuyển tiếp liên tục từ phản ứng khởi tạo dây chuyền đến phản ứng tự gia tốc do hòa khí ngày càng được đốt nóng mạnh hơn. Toàn bộ quá trình được coi là một giai đoạn vì không có sự thay đổi đột biến về chất. Về bản chất, bốc cháy ở nhiệt độ cao là một dạng châm cháy dây chuyền-nhiệt.

b. Châm cháy ở nhiệt độ thấp

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ diesel, thực chất là hiện tượng tự châm cháy do nén. Khác với châm cháy trong động cơ xăng, quá trình châm cháy trong động cơ diesel có thể chia thành hai giai đoạn.

- *Giai đoạn 1* là giai đoạn hình thành ngọn lửa nguội. Ở nhiệt độ thấp, các phân tử nhiên liệu không bị phân hủy mà chỉ tác dụng với oxy tạo thành các peoxit, phản ứng này tỏa ít nhiệt. Theo thời gian, sự tích tụ các peoxit ngày một tăng. Khi nồng độ của nó vượt quá một giá trị giới hạn nào đó thì liên kết bên trong phân tử bị phá vỡ dẫn tới hình thành các phân tử hoạt tính kèm theo hiện tượng phát quang yếu gọi là "*ngọn lửa nguội*". Đặc trưng giai đoạn này là sự thay đổi áp suất và nhiệt độ rất ít, gọi là giai đoạn cháy trễ ngọn lửa nguội.

- *Giai đoạn 2* là giai đoạn tích tụ các phân tử hoạt tính cho đến khi phản ứng dây chuyền kết thúc bằng sự nổ nhiệt và xuất hiện "*ngọn lửa nóng*". Do phản ứng dây chuyền tiếp tục, các phân tử hoạt tính xuất hiện ở cuối giai đoạn 1 được bổ sung ngày một nhiều. Khi tốc độ phản ứng dây chuyền đạt đến một giá trị nào đó, phản ứng tự gia tốc với mức độ ngày càng lớn xảy ra sự nổ nhiệt và ngọn lửa thực sự xuất hiện, nhiên liệu thực sự tự châm cháy. Nhiệt độ và áp suất trong giai đoạn này tăng dần cho đến khi tăng vọt ở đoạn cuối.

Như vậy, châm cháy ở nhiệt độ thấp cũng có bản chất là phản ứng dây chuyền - nhiệt.

$$\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n}$$

với n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu động cơ (vg/ph).

4.3.2.4 Các dạng cháy trong động cơ

Tiếp theo quá trình chuẩn bị (sự châm cháy) là quá trình cháy thực sự của nhiên liệu diễn ra trong xylanh theo các dạng sau.

a. Cháy nổ lan dần

Cháy nổ vùng phản ứng cơ gas. Tốc độ màng lửa) và đ thành sản vật c không gian tự đ hai vùng là sản

Nếu môi độ lan tràn cháy động cơ, t môi chất làm r hoạt tính và tr lớn nên tăng đi

Màng lửa Tốc độ lan tràn động cơ (xem 8

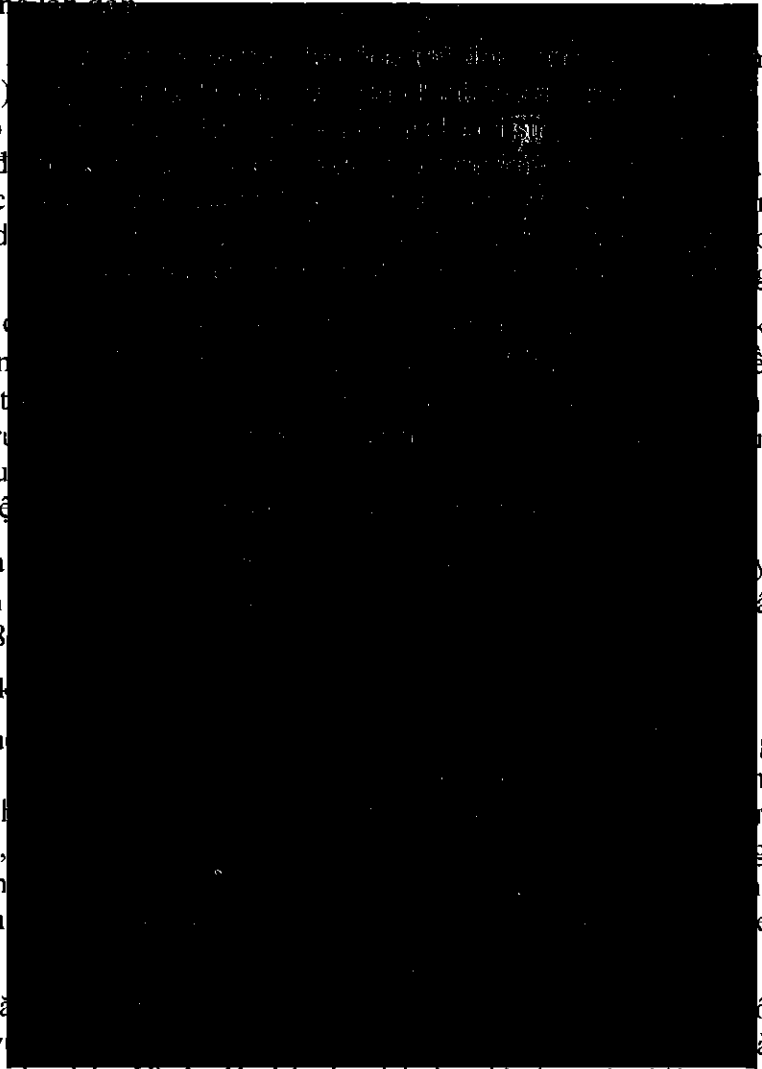
b. Cháy khuếch tán

Cháy khu bị trước, trong không khí nhờ lửa khuếch tán, nhiên liệu khí h nhỏ từ tia nhiên

Ngọn lửa nên một lớp ng trộn trước mà v

ứng (ngọn lửa) vừa cháy. Vì tốc độ phản ứng hóa học lớn hơn rất nhiều so với tốc độ hòa trộn tạo thành hòa khí nên tốc độ cháy thực tế được xác định bởi tốc độ tạo thành hòa khí nhờ hiện tượng khuếch tán. Trong trường hợp cháy những hạt nhiên liệu lỏng thì tốc độ cháy được xác định bằng tốc độ bay hơi của nó vì tốc độ khuếch tán của hơi nhiên liệu vào không khí xung quanh hạt thường lớn hơn tốc độ bay hơi.

So với trường hợp hòa khí chuẩn bị trước (cháy nổ lan dần), tốc độ tỏa nhiệt trong ngọn lửa khuếch tán nhỏ hơn và ngọn lửa dày hơn. Ngoài ra, do ảnh hưởng của nhiệt độ



lớn, các hạt cacbon được phân giải từ nhiên liệu gây phản xạ ánh sáng làm cho ngọn lửa trở nên sáng rực.

c. Cháy nổ đồng thời

Cháy nổ đồng thời là hiện tượng tự bốc cháy trong toàn bộ thể tích hòa khí có thành phần thích hợp.

Đối với hòa khí đồng nhất về thành phần và nhiệt độ, phản ứng tỏa nhiệt khi châm cháy xảy ra khắp mọi nơi. Tốc độ phản ứng tăng theo nhiệt độ nên phản ứng phát triển với tốc độ ngày càng tăng ở khắp mọi nơi và hoàn thành đồng thời. Sự hoàn thành đồng thời này gây nên sự nổ nhiệt cùng một lúc ở toàn bộ thể tích. Tại mỗi thời điểm, trong thể tích chứa hòa khí đang cháy nổ chỉ có một pha duy nhất là hòa khí đang phản ứng.

Cháy nổ đồng thời là dạng cháy trong động cơ xăng, động cơ gas đối với phần hòa khí bị kích nổ. Quá trình cháy trong động cơ diesel ở giai đoạn cháy nhanh (giai đoạn II thuộc mục 4.3.4.1) cũng có đặc trưng của dạng cháy nổ đồng thời.

4.3.2.5 Qui luật cháy và tốc độ toả nhiệt

Một thông số rất quan trọng của quá trình cháy là qui luật cháy. Trong số các qui luật cháy tìm ra qua thực nghiệm thì qui luật cháy của Vibe được công nhận rộng rãi:

$$x = \frac{g(\tau)}{g_{ct}} = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_z}\right)^{m+1}} \tag{4-28}$$

trong đó:

- $g(\tau)$ là lượng nhiên liệu đã cháy tính cho đến thời điểm τ ;
- g_{ct} là lượng nhiên liệu chu trình;
- m : hệ số quá trình cháy, tùy thuộc loại động cơ;
- τ_z là thời gian cháy.

Từ qui luật cháy, ta có thể dễ dàng tìm được tốc độ cháy $\frac{dx}{d\varphi}$ và tốc độ toả nhiệt $\frac{dQ}{d\varphi}$:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = g_{ct} Q_H \frac{dx}{d\varphi}$$

trong đó Q_H là nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng

4.3.3.1 Diễn biến

Do đặc điểm hình thành hòa khí bên ngoài xy lanh (trừ động cơ phun xăng trực tiếp), quá trình cháy trong động cơ xăng có thể chia ra thành 3 giai đoạn như sau, hình 4-12.

Giai đoạn I: giai đoạn cháy trễ, tính từ lúc bugi bật tia lửa điện tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén tại điểm 2, về bản chất là quá trình chậm cháy ở nhiệt độ cao (xem 4.3.2.2 a). Trong giai đoạn này hình thành những nguồn lửa đầu tiên từ bugi và bắt đầu dịch chuyển màng lửa. Lượng hòa khí tham gia phản ứng ít (chỉ tới khoảng 1,5%) nên lượng nhiệt toả ra nhỏ không làm thay đổi áp suất đường nén.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ τ_i (s) hay góc cháy trễ φ_i ($^{\circ}$ TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu, mức độ chuyển động rối của môi chất, nhiệt độ lân cận bugi tại thời điểm đánh lửa và năng lượng tia lửa...

Giai đoạn II: giai đoạn cháy nhanh, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3, màng lửa lan tràn với tốc độ lớn. Do hòa khí đã được chuẩn bị rất tốt từ trước (xăng rất dễ bay hơi; hơn nữa thời gian chuẩn bị dài: từ bên ngoài xy lanh rồi tiếp tục trong quá trình nạp và quá trình nén) nên phần lớn bị đốt cháy trong giai đoạn này. Do đó, tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xy lanh thay đổi ít nên gần với quá trình cấp nhiệt đẳng tích. Cuối giai đoạn này màng lửa hầu như lan tràn khắp buồng cháy và áp suất trong xy lanh đạt cực đại. Về bản chất, cháy trong giai đoạn này là cháy nổ lan dần (xem 4.3.2.4 a).

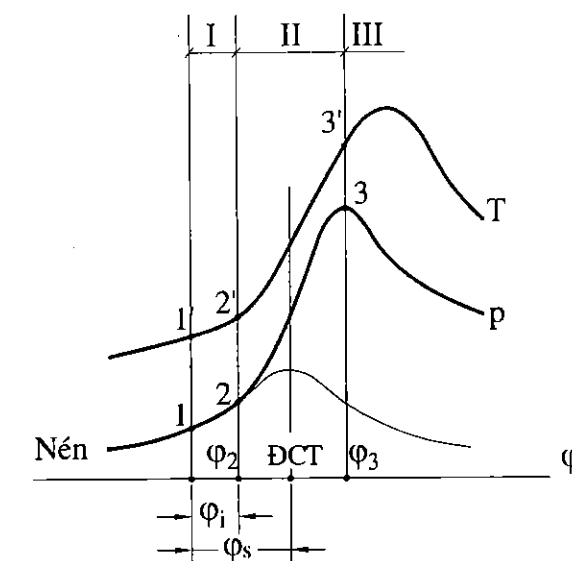
Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_3 - p_2}{\varphi_{23}} \quad (4-29)$$

Quá trình cháy diễn ra càng mãnh liệt thì tốc độ tăng áp suất càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại. Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ xăng nằm trong khoảng 0,1 ÷ 0,2 MN/m²· $^{\circ}$ TK.

Từ lý thuyết và kinh nghiệm người ta rút ra qui luật sau: quá trình cháy có hiệu quả sinh công tốt nhất nếu như φ_2 và φ_3 đối xứng nhau qua ĐCT. Đây chính là một cơ sở để lựa chọn góc đánh lửa sớm (φ_s) tối ưu.

Giai đoạn III: giai đoạn cháy rút, diễn ra từ điểm 3 trở đi. Tốc độ cháy giảm vì chỉ cháy nốt những phân hòa khí chưa cháy như lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy... trong điều kiện nồng độ oxy đã giảm nhiều nên tốc độ toả nhiệt nhỏ. Ngoài ra, piston đi càng xa khỏi ĐCT. Tất cả những điều đó dẫn tới hiệu quả sinh công thấp, nhiệt sinh ra



Hình 4-12. Quá trình cháy trong động cơ xăng

chủ yếu làm nóng các chi tiết. Để hạn chế cháy rớt có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc đánh lửa sớm, cường độ xoáy lốc của môi chất thích hợp và sử dụng đúng loại nhiên liệu yêu cầu.

4.3.3.2 Những nhân tố ảnh hưởng

a. Góc đánh lửa sớm φ_s

Nếu φ_s quá lớn sẽ dẫn đến hiện tượng vừa cháy vừa nén làm tổn công

nén và máy nổ. Ngược lại φ_s quá nhỏ thì quá trình cháy kéo dài, nhiệt độ khí tăng thấp, hiệu quả sinh công giảm. Hình 4-13. Lựa chọn góc đánh lửa sớm tính kinh tế và độ bền. Đường 2 hình 4-13 cho thấy rằng với φ_s nhỏ thì định rằng nòng xi-lanh thái động cơ là

b. Hệ số hòa khí λ

Hòa khí giới hạn cháy nhiệt độ 300°C tải trọng thường pháp điều chỉnh van tiết lưu trên

Nếu λ cao thì công suất giảm. Ngoài ra, nếu hòa khí loãng thì công suất giảm làm giảm hiệu suất do cháy rớt.

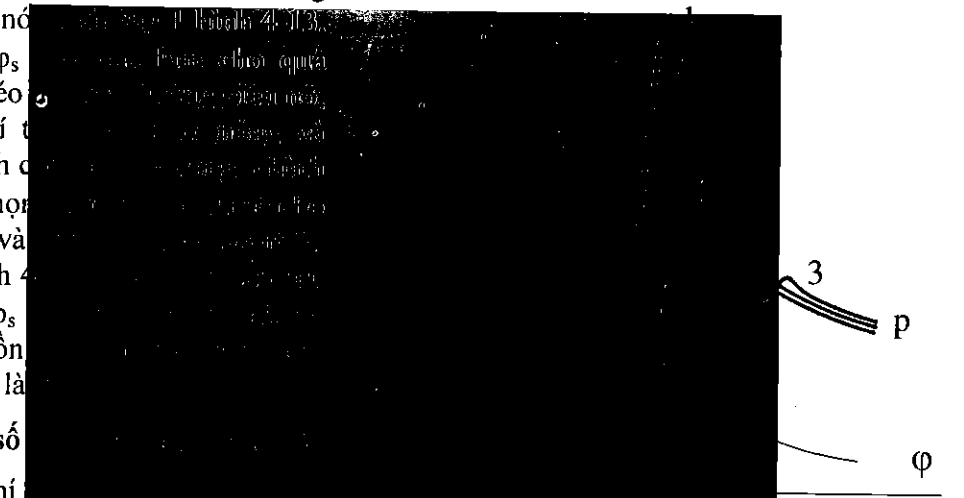
Ngược lại khi λ thấp thì công suất tăng nhưng lại hết làm giảm hiệu suất.

Khi $\lambda = 1$ thì công suất lớn nhất và khi $\lambda = 0,8$ thì công suất nhỏ nhất (xem 8.2.1.1).

c. Tỷ số nén ϵ

Khi tăng ϵ làm cho nhiệt độ T_c và áp suất p_c tại thời điểm đánh lửa tăng dẫn tới giảm thời gian cháy trễ τ_i và φ_i . Để bảo đảm điều kiện $\varphi_2 = \varphi_3$ nói trên thì phải giảm góc đánh lửa sớm φ_s .

d. Kết cấu buồng cháy và bố trí bugi



Góc đánh lửa sớm

Kết cấu buồng cháy gọn, bugi đặt giữa hoặc bố trí nhiều bugi làm cho thời gian và góc dành cho quá trình cháy nhanh là τ_{2-3} và φ_{2-3} (hình 4-12) được rút ngắn. Đồng thời $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và cháy rất giảm.

Nếu trong buồng cháy tạo được chuyển động rối hợp lý thì tốc độ cháy tăng dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và giảm cháy rất.

e. Tốc

Khi tăng ω (tốc độ quay) thì góc φ_{2-3} giảm. Tuy nhiên, chuyển động rối được tạo ra làm tăng tốc độ cháy cho quá trình cháy nhanh có lợi. Thực nghiệm cho thấy $\varphi_{2-3} = \varphi_3$ (hình 4-12) thì phải tăng ω theo tốc độ vòng quay n trong

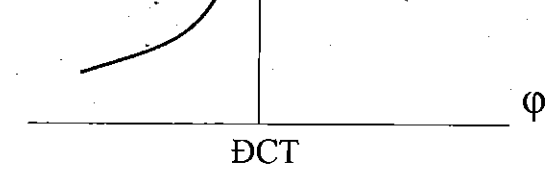
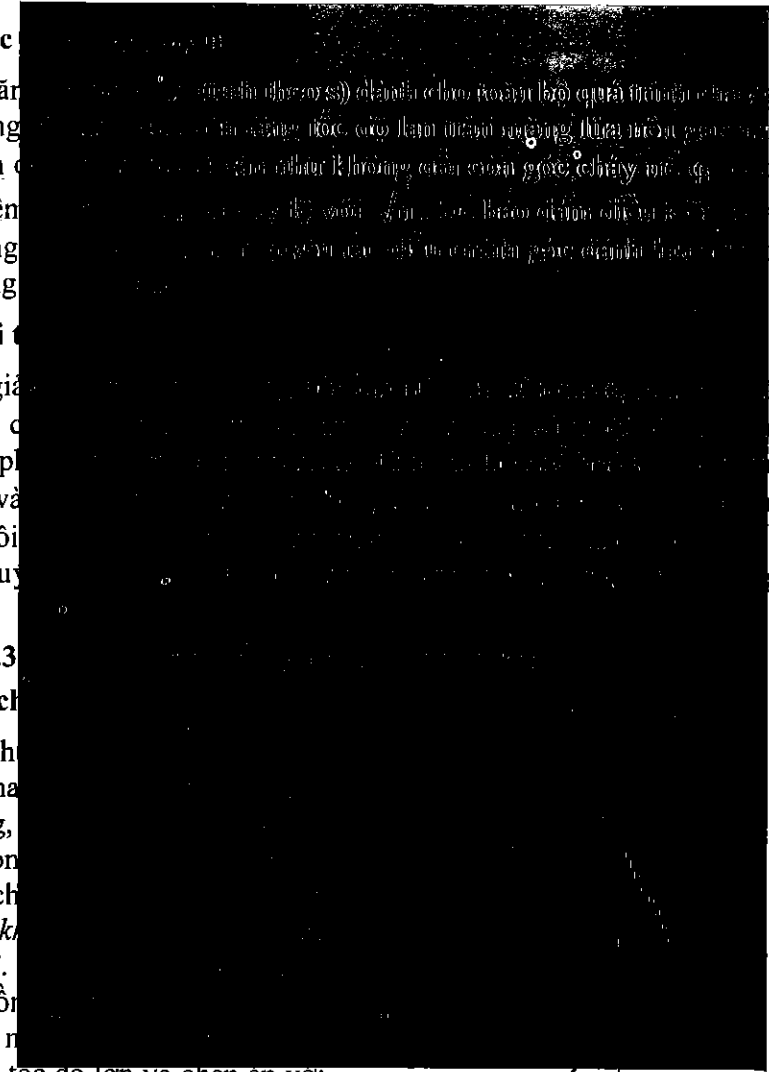
f. Tải

Khi giảm tải thì góc φ_{2-3} tăng hệ số khí sót γ_r (hỗn hợp khí khi đó phần lớn bị đẩy ra ngoài) quá trình nén. Hòa đó φ_i tăng và ô nhiễm môi trường tăng. Đây chính là nguy cơ xảy ra.

4.3.3.3

a. Kích

Do nh... vận hành ha... không đúng, số vùng tron... hòa khí tự ch... lửa cục bộ k... lan tràn tới. cháy nổ đờ... Nguồn lửa n... lan tràn với tốc độ lớn và chen ép với vùng cháy do ngọn lửa từ bugi, gây ra sóng và kèm theo tiếng gõ rất đanh và áp suất trong buồng cháy dao động với tần số lớn, hình 4-14. Nhiên liệu không kịp cháy bị phân huỷ thành các bon tự do nên khí thải có khói đen. Do kích nổ, động cơ rất nóng và công



Hình 4-14. Áp suất trong xylanh khi có kích nổ

suất giảm nên không thể tiếp tục làm việc được.

Thời gian tự cháy của hòa khí τ_{ic} có thể xác định theo công thức thực nghiệm sau [9]:

$$\tau_{ic} = 17,68 \left(\frac{ON}{100} \right)^{3,402} p^{-1,7} \exp\left(\frac{3800}{T} \right) \text{ (ms)}$$

Trong đó ON là trị số octan (xem 3.1.4), p (at) và T (K) là áp suất và nhiệt độ của hòa khí.

Kích nổ là hiện tượng đặc thù ở động cơ đốt cháy cưỡng bức. Những yếu tố nào làm tăng nhiệt độ cục bộ chính là nguyên nhân gây kích nổ. Đó là tỷ số nén ϵ lớn, nhiên liệu có trị số octan nhỏ, tải trọng lớn, làm mát kém, góc đánh lửa sớm không phù hợp...

Trên những động cơ ô tô phun xăng hiện đại thường trang bị cảm biến kích nổ (knock sensor) thực chất là cảm biến gia tốc có dải đo tới 10g (g là gia tốc trọng trường) dùng để phát hiện kích nổ thông qua đặc tính dao động áp suất, hình 4-14. Tín hiệu kích nổ sẽ truyền về ECU (Electronic Control Unit) để tự động điều chỉnh các thông số làm việc của động cơ sao cho sát với giới hạn kích nổ để động cơ đạt hiệu suất cao nhất. Động cơ cao tốc và tải lớn có thể trang bị cho mỗi xylanh một cảm biến kích nổ, còn thông thường thì trang bị một cảm biến cho động cơ 4 xylanh, hai cảm biến cho động cơ 5, 6 xylanh và hai cảm biến hoặc nhiều hơn nữa cho động cơ 8, 12 xylanh.

b. Cháy sớm

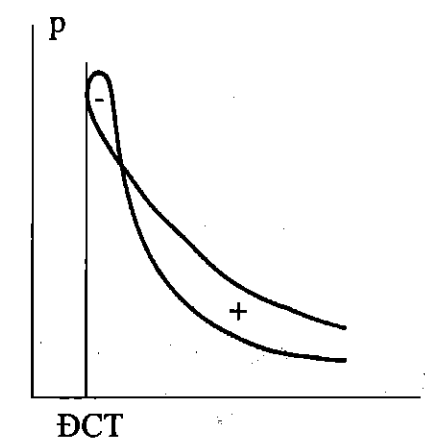
Là hiện tượng cháy xảy ra khi bugi chưa bật tia lửa điện. Nguồn lửa có thể là các chi tiết quá nóng hoặc muội than nóng đỏ, nên cháy sớm không có qui luật và không điều khiển được. Cháy sớm làm tăng công nén, hình 4-15, máy rất nóng tới mức có thể làm cháy piston. Kích nổ và cháy sớm thường đi kèm với nhau vì có cùng nguyên nhân là nhiệt độ cao.

c. Ngắt điện vẫn làm việc

Hiện tượng này xảy ra khi động cơ làm việc lâu ở trạng thái tải lớn, tốc độ vòng quay thấp. Khi đó nhiệt độ các chi tiết rất cao và thời gian cháy trễ đủ lớn để hòa khí tự cháy (xem 4.3.3.3a).

d. Nổ trong xylanh

Khi động cơ làm việc lâu ở chế độ không tải, hòa khí quá đậm, nhiên liệu cháy không hết phân hủy thành muội than và bị nung nóng đỏ bám lên các chi tiết như bugi, xupáp. Khi động cơ chuyển về chế độ có tải, lượng hòa khí vào xylanh nhiều hơn sẽ bị những nguồn lửa nói trên đốt đồng thời ở nhiều điểm trong xylanh nên gây ra tiếng nổ.



Hình 4-15. Áp suất trong xylanh khi có cháy sớm

e. Nổ trong đường thải

Khi động cơ đang làm việc ở chế độ tải lớn đột ngột chuyển về chế độ không tải, ví dụ như trường hợp phanh ô tô đột ngột, nếu động cơ dùng bộ chế hoà khí thì hòa khí khi đó sẽ quá đậm (do đặc điểm cấu tạo của bộ chế hoà khí khi động cơ bị kéo ở chế độ tốc độ vòng quay cao và van tiết lưu ở vị trí không tải). Quá trình cháy khi đó có thể kéo dài cho tới tận đường thải gây ra tiếng nổ.

4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel

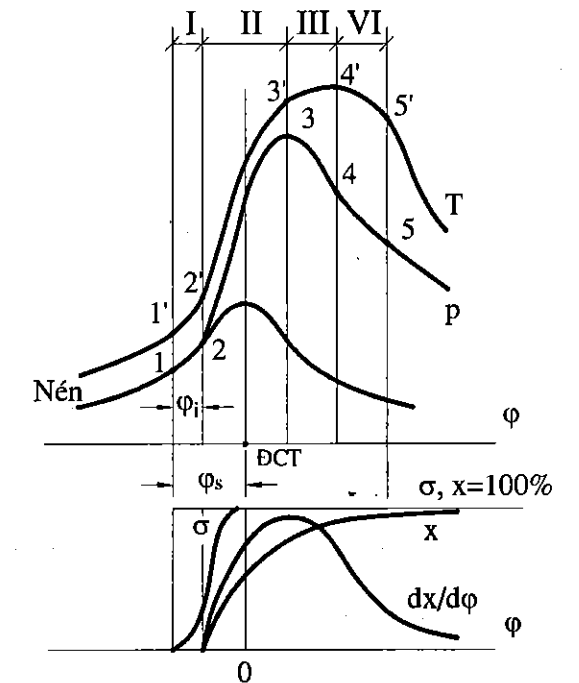
4.3.4.1 Diễn biến

Tương tự như trong động cơ xăng, trên hình 4-16 thể hiện áp suất và nhiệt độ trong xylanh. Ngoài ra còn thể hiện qui luật phun thông qua đại lượng σ là tỷ lệ (%) lượng nhiên liệu đã phun so với lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} , qui luật cháy x (%) và tốc độ toả nhiệt $dx/d\varphi$ (xem mục 4.3.2.5). Động cơ diesel là động cơ có quá trình hình thành hòa khí bên trong xylanh. Từ đặc điểm này có thể chia quá trình cháy thành 4 giai đoạn.

Giai đoạn I: cháy trễ, tính từ khi vòi phun phun nhiên liệu tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén 2, về bản chất là quá trình chậm cháy ở nhiệt độ thấp (xem 4.3.2.2 b). Trong giai đoạn này xảy ra các quá trình tạo thành hòa khí và chuẩn bị cháy như xé nhỏ nhiên liệu, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu, phản ứng sơ bộ hình thành những trung tâm tự cháy đầu tiên và bước đầu phát triển những trung tâm này.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ τ_i (s) hay góc cháy trễ φ_i ($^{\circ}$ TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu như trị số xetan Xe, độ nhớt... Ngoài ra, thời gian cháy trễ còn chịu ảnh hưởng của các yếu tố khác như nhiệt độ và áp suất trong xylanh tại thời điểm phun, độ phun tơi, mức độ chuyển động rối của môi chất...

Giai đoạn II: cháy nhanh, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3. Phần hòa khí đã được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ bốc cháy rất nhanh làm cho áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng vọt. Tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xylanh thay đổi ít nên giai đoạn cháy nhanh gần với quá trình cấp nhiệt đẳng tích. Có thể coi đây là một dạng của cháy nổ đồng thời (xem 4.3.2.4.c).



Hình 4-16. Quá trình cháy trong động cơ diesel

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, xem (4-29). Lượng hòa khí được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ càng nhiều thì $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại.

Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ diesel nằm trong khoảng $0,3 \div 0,6 \text{ MN/m}^2 \text{ } ^\circ\text{TK}$, lớn hơn nhiều so với động cơ xăng. Chính vì vậy nên động cơ diesel có tiếng ồn lớn hơn động cơ xăng.

Giai đoạn cháy chuẩn bị: Ở giai đoạn này, nhiên liệu được hòa khí vừa chuẩn bị vừa cháy nên quá trình cháy được gọi là cháy chuẩn bị. Tốc độ cháy được gọi là tốc độ chuẩn bị hòa khí. Với động cơ diesel, quá trình chuẩn bị hòa khí chính gần với quá trình hòa khí của động cơ xăng. Tuy nhiên, động cơ diesel gần với chu trình Diesel nên nhiệt độ cháy thấp hơn động cơ xăng. Nhiệt độ oxy giảm dần. Như vậy, tốc độ chuẩn bị hòa khí của động cơ diesel giảm nhiệt thành công suất chuẩn bị hòa khí thực tế khoảng $50 \div 60\%$ lượng nhiên liệu tiêu thụ.

Giai đoạn cháy trễ: Ở giai đoạn này, nhiên liệu đã cháy rất sẽ cháy nốt những phần nhiên liệu chưa cháy (hay còn gọi là cháy trễ). Hiệu quả sinh công thấp (chỉ khoảng 10-15%). Quá trình cháy trễ được coi là kết thúc (hay còn gọi là cháy trễ). Nhiên liệu chuẩn bị hòa khí trong quá trình. Để hạn chế hiện tượng cháy trễ, góc phun sớm φ_s , cường độ vật chất phun \dot{m} cần được điều chỉnh.

4.3.4.2

a. Tính

Nhiên liệu tiêu thụ (hay còn gọi là phun sớm), khối lượng riêng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy τ_i .

b. Tỷ số

Tăng áp suất trung bình $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tại áp suất p tại một góc phun nhiên liệu, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị nên τ_i giảm dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ giảm, động cơ làm việc êm hơn.

c. Góc phun sớm

Góc phun sớm φ_s lớn quá thì điều kiện cho quá trình chuẩn bị không thuận lợi do nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun nhiên liệu còn nhỏ. Do đó thời gian cháy trễ τ_i dài,

lượng hòa khí chuẩn bị nhiều nên $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ lớn, động cơ làm việc không êm. Ngoài ra, φ_s lớn làm tăng công nén dẫn tới giảm hiệu quả sinh công và máy nóng.

Góc phun sớm φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở cũng dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

Vì vậy, lựa chọn góc phun sớm tối ưu là một trong những nhiệm vụ đầu tiên của người thiết kế. Góc phun sớm φ_s tối ưu phụ thuộc vào chế độ làm việc (tốc độ vòng quay, tải trọng...)

d. Cháy

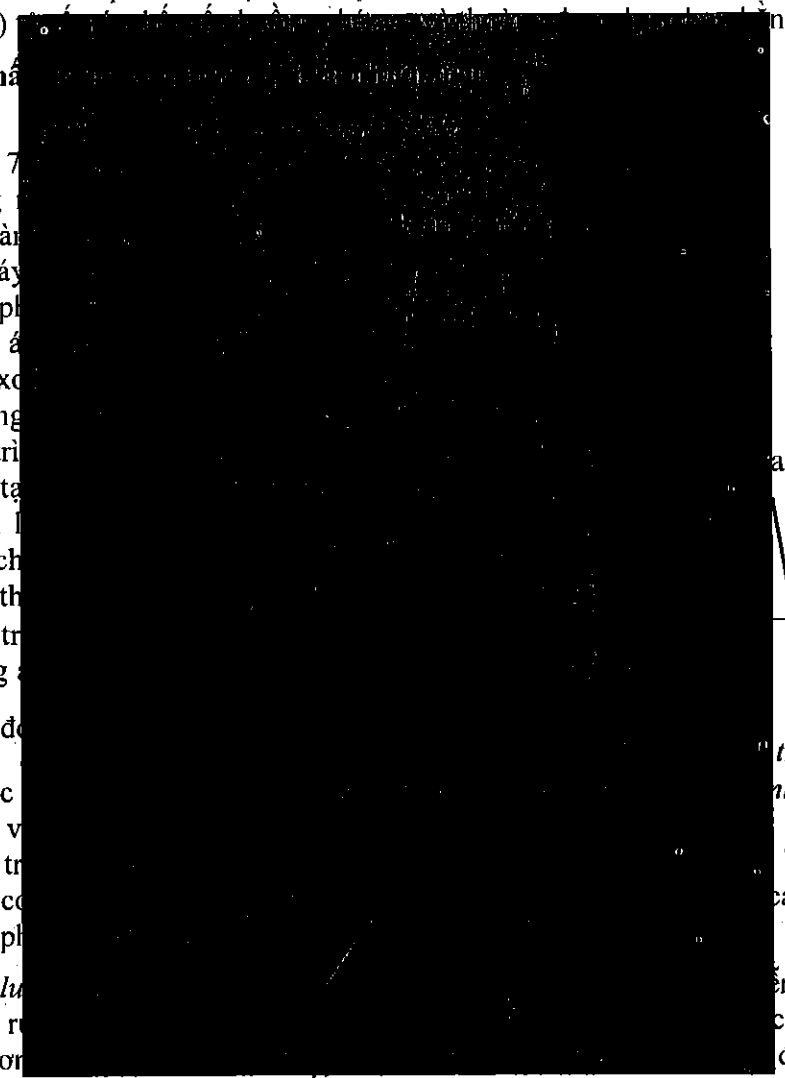
Chất

phun (xem 7) ảnh hưởng đến tạo thành khí và cháy nhiên liệu ph (ví dụ do á phun lớn, x của không trong quá tr (đủ mạnh) tạ kiện thuận l quá trình ch hòa khí th gian cháy tr tốc độ tăng $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ nhỏ, đ làm việc Chính vì v suất phun tr nhiên liệu c nhiên liệu ph

Qui luật

cháy. Nếu r cam của b khiến phun nhiên liệu trong hệ thống nhiên liệu điện tử) sẽ làm cho lượng nhiên liệu chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ tăng lên dẫn tới tăng $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_{max} , động cơ khi đó làm

việc ồn và rung giật. Trong động cơ dùng hệ thống nhiên liệu common rail có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn. Hình 4-17 thể hiện lưu lượng phun theo góc quay trục khuỷu. Do điều khiển phun bằng điện tử nên có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn bao gồm phun môi, phun chính và phun sau. Phun môi trước khi phun chính làm giảm tốc độ tăng áp suất khi cháy do hạn chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ



nên động cơ làm việc êm hơn, tiếng gõ đặc thù ở động cơ diesel giảm. Phun sau có tác dụng gia nhiệt trong quá trình giãn nở để tăng cường phản ứng oxy hoá các chất độc hại trong khí thải như CO, C_mH_n và muội than (xem [21]).

e. Xoáy lốc không khí trong buồng cháy

Xoáy lốc làm tăng khả năng hoà trộn nhiên liệu với không khí, giảm thời gian cháy trễ τ_i và giảm cháy rớt. Tóm lại, xoáy lốc là một biện pháp rất hiệu quả nhằm hoàn thiện quá trình cháy. Tuy nhiên, xoáy lốc với cường độ quá lớn sẽ tổn nhiều năng lượng, làm tăng tổn thất cơ giới và có thể dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

f. Tải trọng và hệ số dư lượng không khí λ

Hòa khí trong động cơ diesel có giới hạn cháy rất rộng trong khoảng $1,2 \div 10$. Lý do là hòa khí tạo thành bên trong xy lanh không đồng nhất nên luôn có những vùng có $\lambda = 0,80 \div 0,90$ để cháy nhất trở thành môi lửa để đốt phần hòa khí còn lại, do đó giới hạn trên rất cao. Mặt khác, cũng chính vì hòa khí không đồng nhất nên có những vùng rất nhạt, thậm chí không có nhiên liệu, trong khi có những vùng quá đậm khi cháy sẽ sinh khói đen, do đó giới hạn dưới cũng khá cao.

Do giới hạn cháy rộng nên người ta điều chỉnh tải của động cơ bằng phương pháp điều chỉnh chất tức là điều chỉnh chính λ thông qua điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} .

Khi giảm tải, g_{ct} giảm, λ tăng, thời gian phun giảm do đó quá trình cháy cũng được rút ngắn. Vì vậy phải giảm góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tải trọng đối với động cơ diesel.

g. Tốc độ vòng quay n

Khi tăng tốc độ vòng quay, thời gian của quá trình cháy (tính theo s) bị rút ngắn (ảnh hưởng xấu đến quá trình cháy) nhưng cường độ xoáy lốc tăng và nhiên liệu phun to hơn (ảnh hưởng tốt). Tổng hợp lại, góc dành cho hai giai đoạn cháy chủ yếu φ_{2-4} thay đổi ít nhưng góc cháy trễ φ_i tăng lên, do đó phải tăng góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tốc độ vòng quay trong động cơ diesel.

4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy

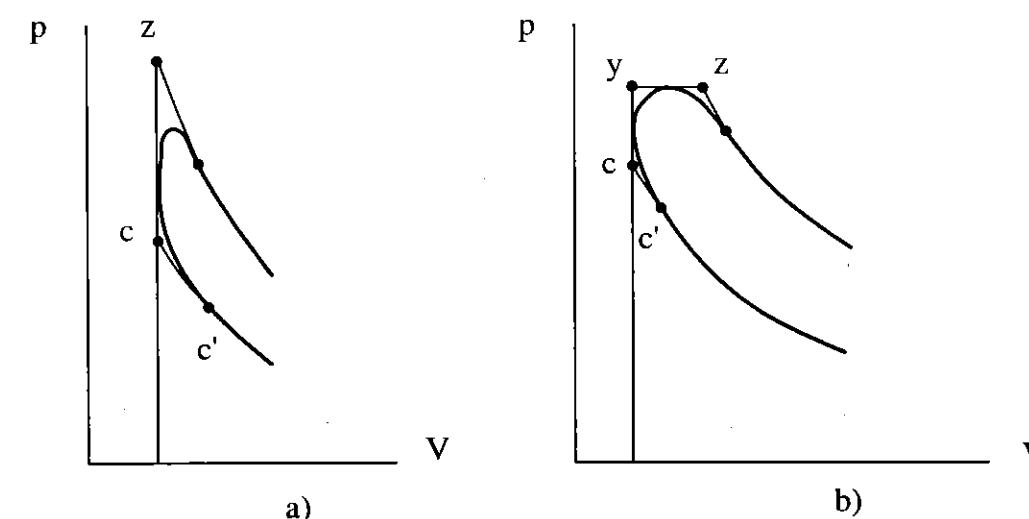
Tính toán nhiệt động quá trình cháy nhằm xác định các thông số trạng thái của môi chất như nhiệt độ và áp suất trong suốt quá trình. Trong thực tế, rất khó tính toán chính xác các đại lượng này vì quá trình cháy vốn rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta thay quá trình cháy thực tế (đường liền trên hình 4-18) bằng các quá trình cấp nhiệt cơ bản gồm cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt đẳng áp. Cụ thể, quá trình cháy của động cơ xăng thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng tích c_z (xem 4.3.3.1) và quá trình cháy của động cơ diesel thay bằng quá trình cấp nhiệt hỗn hợp c_{yz} (xem 4.3.4.1). Như vậy, mục đích tính toán cuối cùng chỉ là xác định nhiệt độ T_z , áp suất p_z và hệ số giãn nở sớm ρ (cũng có nghĩa là xác định toạ độ của điểm z trên đồ thị công).

Để tính toán, ta sử dụng định luật nhiệt động I cho quá trình c-z:

$$Q_{cz} = \Delta U_{cz} + L_{cz} \tag{4-30}$$

Trong đó: Q_{cz} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy nhiên liệu Q_{ch} (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết rồi truyền cho môi chất làm mát Q_{lm} (âm); $\Delta U_{cz} = U_z - U_c$ là biến đổi nội năng của môi chất và L_{cz} là công của quá trình. Sau đây ta sẽ xác định từng thành phần cụ thể.

- Q_{cz} có thể tính theo phương trình cân bằng năng lượng sau:



Hình 4-18. Sơ đồ tính toán nhiệt động quá trình cháy:
a) Động cơ xăng, b) Động cơ diesel

$$Q_{cz} = Q_{nl} - Q_{lm} = (Q_H - \Delta Q_H - Q_{ch} - Q_p) - Q_{lm} \quad (4-31)$$

trong đó:

Q_{nl} : nhiệt lượng môi chất nhận được do cháy nhiên liệu

Q_H : nhiệt trị thấp của nhiên liệu

ΔQ_H : nhiệt lượng của phần nhiên liệu không cháy được do thiếu không khí. Khi $\lambda \geq 1$ có thể coi $\Delta Q_H = 0$. Còn khi $\lambda < 1$ có thể dùng công thức thực nghiệm sau:

$$\Delta Q_H = 126 \cdot 10^6 (1 - \lambda) M_0 \text{ (J/kg)} \quad (4-32)$$

Q_{lm} : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát

Q_{ch} : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu chưa cháy, sẽ cháy ở giai đoạn sau

Q_p : nhiệt lượng mất mát cho phân giải sản vật cháy.

Tuy nhiên rất khó xác định chính xác từng thành phần của (4-31). Để đơn giản và thuận tiện cho tính toán, ta gọi:

$$\xi_z = \frac{Q_{cz}}{Q_H - \Delta Q_H} \quad (4-33)$$

là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z, được lựa chọn theo các số liệu kinh nghiệm, $\xi_z = 0,85 \div 0,95$ đối với động cơ xăng, $\xi_z = 0,70 \div 0,85$ đối với động cơ diesel. Từ đó có thể tính:

$$Q_{cz} = \xi_z (Q_H - \Delta Q_H) \quad (4-34)$$

$$\bullet \Delta U_{cz} = U_z - U_c = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}^* T_c \quad (4-35)$$

Tại điểm z, môi chất gồm khí sót của chu trình trước, sản vật cháy do đã cháy x_z (%) nhiên liệu và khí nạp mới còn lại chưa cháy. Tỷ nhiệt của môi chất khí đó được tính theo công thức

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = \frac{M_{z1} \bar{C}_{\mu v1}^* + M_{z2} \bar{C}_{\mu v2}^* + M_{z3} \bar{C}_{\mu v3}^*}{M_z} \quad (4-36)$$

Để tính $\bar{C}_{\mu vz}^*$ cần biết thành phần môi chất khí sót còn kéo dài trên đường giãn nở và thành phần môi chất khí nạp mới. Tỷ nhiệt mất mát cho vách các thành của buồng cháy là ξ_z , xem (4-33), ta đặt:

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = \bar{C}_{\mu vz}^* - \xi_z \bar{C}_{\mu vz}^* \quad (4-37)$$

gọi là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z đối với động cơ xăng và 0,80 đối với động cơ diesel.

Từ đó xác định được $\bar{C}_{\mu vz}^*$ và ΔU_{cz} .
còn tỷ nhiệt của môi chất khí sót còn kéo dài trên đường giãn nở và thành phần môi chất khí nạp mới.

$$\bullet L_{cz} \quad \text{- Đối với động cơ xăng:} \quad L_{cz} = 0 \quad (4-38)$$

$$\text{- Đối với động cơ diesel, đó là công của quá trình giãn nở đẳng áp yz:} \quad L_{cz} = L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = p_z V_z - \lambda p_c V_c = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c \quad (4-39)$$

với λ là hệ số tăng áp suất, có thể chọn λ theo kinh nghiệm nằm trong khoảng 1,2 ÷ 2,4.

Đến đây ta đã xác định được tất cả các thông số cần thiết của (4-30). Sau đây ta sẽ khảo sát (4-30) cụ thể cho từng loại động cơ để từ đó tìm các thông số trạng thái tại điểm z.

a. Động cơ xăng

Thay các phương trình (4-34), (4-35) và (4-38) vào (4-30), ta được:

$$\xi_z (Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu v z}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu v c}' T_c$$

Với lưu ý:

$$M_z = \beta_z M_c \quad \text{theo (3-42):}$$

ta được:

$$(4-40)$$

gọi là phương trình trạng thái của động cơ xăng đã xác định ở trên vào (4-40)

$$(4-41)$$

Giải (4-41) để tìm T_z nằm trong khoảng 2300 ÷ 2500 K

Để tìm các thông số trạng thái cho hai điểm c và z:

Lập lập tỉ

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} \quad \text{ta được:}$$

$$\lambda \rho = \quad (4-42)$$

Đối với c

$$V_z = V_c$$

và theo (4-42) thì:

$$\lambda = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (4-43)$$

Cần chú ý rằng λ ở động cơ xăng được tính theo (4-43) chứ không phải chọn như ở động cơ diesel. Với λ tính được có thể dễ dàng xác định p_z :

$$p_z = \lambda p_c$$

b. Động cơ diesel

Tương tự, thay (4-34), (4-35) và (4-39) vào (4-30) đối với động cơ diesel, ta có:

$$\xi_z(Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c + 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c$$

Với chú ý $\bar{C}_{\mu pz}^* = \bar{C}_{\mu vz}^* + 8314$ (J/kmol.K) và biến đổi tương tự như trường hợp động cơ xăng, ta được phương trình cháy cho động cơ diesel:

$$\frac{\xi_z(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{\mu vc}' + 8314\lambda)T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu pz}^* T_z \quad (4-44)$$

Biến đổi tương tự, sau khi thay tất cả các thông số đã xác định ở trên vào (4-44) ta cũng được phương trình bậc hai dạng (4-41):

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0$$

Giải phương trình này ta cũng tìm được T_z . Theo kinh nghiệm, $T_z = 1800 \div 2200$ K đối với động cơ diesel.

Ở trên đã chọn λ cho động cơ diesel nên:

$$p_z = \lambda p_c$$

Từ (4-42) có thể tính được ρ :

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

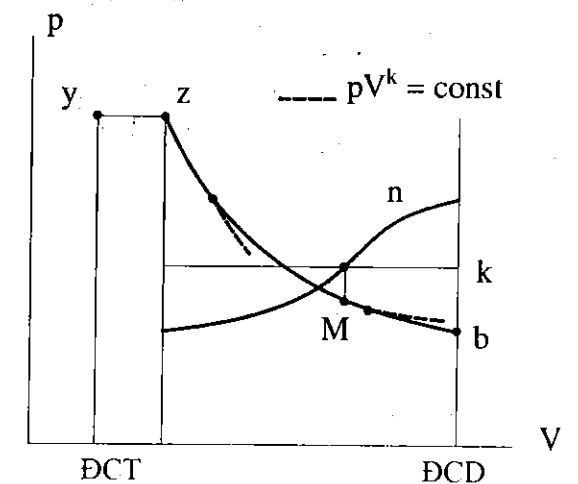
Từ đây dễ dàng tìm được:

$$V_z = \rho V_c$$

4.4 Quá trình giãn nở

4.4.1 Diễn biến

Trong quá trình giãn nở xảy ra nhiều quá trình vật lý phức tạp như cháy rớt, tái hợp sản vật cháy, truyền nhiệt phức tạp từ môi chất với vách các chi tiết và lọt khí... Tương tự như quá trình nén, có thể coi đây quá trình đa biến với chỉ số đa biến n thay đổi, hình 4-19. Đầu quá trình giãn nở, cháy rớt còn mạnh, môi chất nhận nhiệt nên đường giãn nở thoải hơn đường đoạn nhiệt (nằm



Hình 4-19. Diễn biến quá trình giãn nở

trên), $n < k$. Piston càng đi xa ĐCT, cháy rút giảm và diện tích trao đổi nhiệt tăng nên lượng nhiệt nhận được giảm và lượng nhiệt mất mát tăng. Do đó n tăng dần cho đến điểm M với $n = k$, tại đó lượng nhiệt nhận được bằng lượng nhiệt mất mát. Nói cách khác, đó là chế độ đoạn nhiệt tức thời. Từ đó trở đi, môi chất mất nhiệt ngày càng nhiều, đường giãn nở dốc hơn đường đoạn nhiệt (nằm dưới), $n > k$.

Để tính toán đơn giản, cũng tương tự như quá trình nén, ta thay quá trình đa biến với n thay đổi bằng quá trình đa biến với chỉ số $n_2 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu z và cùng công giãn nở. Theo kinh nghiệm n_2 nằm trong khoảng $1,25 \div 1,29$.

Nếu như biết được n_2 ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình giãn nở tại điểm b.

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{V_z \cdot V_y}{V_b \cdot V_y} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (4-45)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1}$$

Đối với động cơ xăng $\rho = 1$:

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (4-46)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \quad (4-47)$$

4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở

Để xác định n_2 , thông số đặc trưng cho quá trình giãn nở, ta dựa vào định luật nhiệt động I:

$$Q_{zb} = L_{zb} + \Delta U_{zb} \quad (4-48)$$

trong đó, Q_{zb} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết (âm); L_{zb} là công giãn nở và ΔU_{zb} là lượng biến đổi nội năng của môi chất. Sau đây ta sẽ tính toán từng thành phần cụ thể.

- Q_{zb}

Có thể viết như sau:

$$Q_{zb} = Q_{cb} - Q_{cz}$$

và sử dụng (4-34) và (4-37), ta có:

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)$$

- L_{zb}

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{8314}{n_2 - 1} (M_z T_z - M_b T_b)$$

Thay $M_z = \beta_z M_c = \beta_z M_1 (1 + \gamma_r)$ và $M_b = \beta M_c = \beta M_1 (1 + \gamma_r)$ ta được:

$$L_{zb} = \frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_2 - 1} (\beta_z T_z - \beta T_b)$$

• ΔU_{zb}

$$\Delta U_{zb} = \beta_z \bar{C}_{\mu v z}^* T_z - \beta T_b$$

Thay các

$$\beta_z \bar{C}_{\mu v z}^* T_z$$

(3-48):

Trong phạm vi
tất cả vào (4-48)

$b^* \approx b''$. Thay

(4-49)

Hệ phương trình
và T_b tương tự như
 ξ_b chính xác thì
phương trình (4-49)

tiệm để tìm n_2
lựa chọn ξ_z và
sử dụng các

4.4.3 Các nhận xét

Để dễ dàng
nhiệt mà môi chất

được tăng (hay
giảm).

4.4.3.1 Tổng quát

Tổng quát
đồng thời nhận

át nhiệt giảm,
làm giảm n_2 .

Điều này nói chung đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

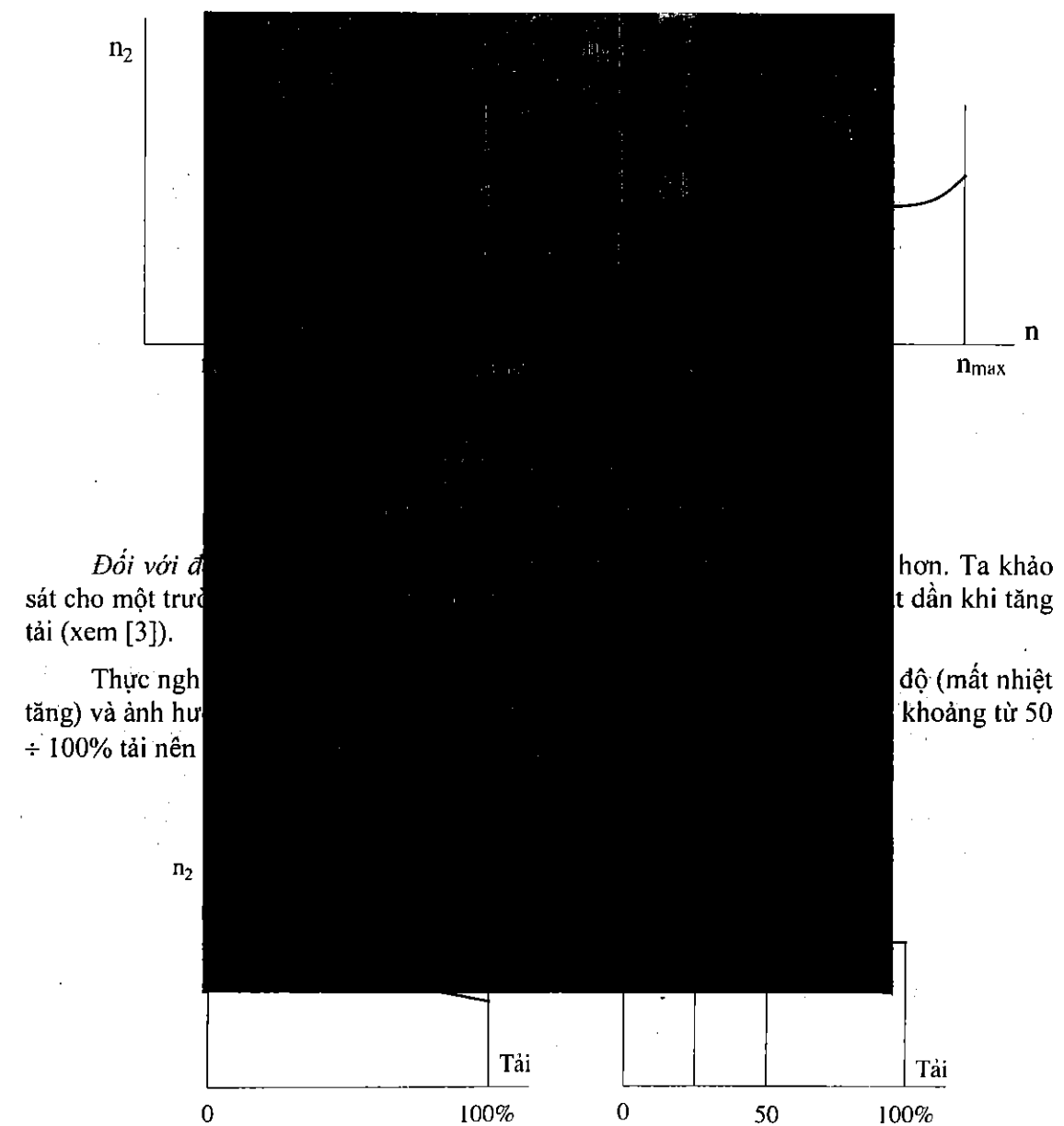
Riêng đối với động cơ xăng còn có thêm ảnh hưởng của tải trọng. Tại chế độ tải lớn và toàn tải, ban đầu n_2 giảm nhanh do những nguyên nhân trên, sau đó tăng một chút vì ở n lớn môi chất vận động rối mạnh có tác dụng cải thiện quá trình cháy dẫn tới giảm cháy rớt.

Ảnh hưởng tổng hợp của tốc độ vòng quay n được thể hiện trên hình 4-20.

4.4.3.2 Tải trọng

Trong mọi trường hợp, khi tăng tải thì áp suất trong xy lanh tăng làm tăng lọt khí. Đồng thời chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất và vách các chi tiết $T - T_w$ tăng. Những yếu tố đó làm tăng mất nhiệt nên n_2 tăng. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng đối với động cơ diesel, khi tăng tải, hệ số dư lượng không khí λ giảm, góc dành cho quá trình cháy tăng tức quá trình cháy kéo dài làm tăng cấp nhiệt nên n_2 giảm. Tổng hợp lại, ảnh hưởng riêng mạnh hơn nên thực tế n_2 giảm.



Hình 4-21. Ảnh hưởng của tải trọng đến n_2
 a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Ở chế độ không tải và tải nhỏ, van tiết lưu mở nhỏ, γ_r lớn, cháy rất nhiều, lượng nhiệt môi chất nhận được lớn nên n_2 nhỏ.

Khi tăng tải, van tiết lưu mở to dần, γ_r giảm dần, cháy rất giảm làm giảm nhận nhiệt nên n_2 tăng và đạt cực đại ở khoảng 20 ÷ 25% tải.

Tiếp tục tăng tải, cháy rất lại tăng do hòa khí nhạt dần, nhận nhiệt tăng nên n_2 giảm.

Ảnh hưởng tổng hợp của tải trọng đến n_2 được thể hiện trên hình 4-21.

4.4.3.3 Kích thước xylanh

Ta xét cho 2 trường hợp tương tự như 4.2.3.3.

- Khi giữ tỷ số $S/D = \text{const}$, tăng D (V_h tăng) làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên mất nhiệt giảm dẫn tới n_2 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- Nếu giữ $V_h = \text{const}$ và giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm cho F_{lm}/V_h giảm, mất nhiệt giảm nên n_2 giảm, công giãn nở thu được sẽ lớn hơn. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.

4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

Trong quá trình giãn nở còn xảy ra hiện tượng cháy rất kèm theo biến đổi phân tử nên tính toán nhiệt độ của môi chất không thể chỉ sử dụng một cách đơn giản phương trình của quá trình đa biến như trong quá trình nén mà phải kể đến yếu tố này. Tuy nhiên, ta có thể dựa vào nhiệt độ của quá trình nén làm cơ sở tính toán, hình 4-22.

Phương trình trạng thái cho điểm x nào đó trên đường giãn nở và điểm n trên đường nén có cùng thể tích V_x có dạng:

$$p_x V_x = 8314 M_x T_x$$

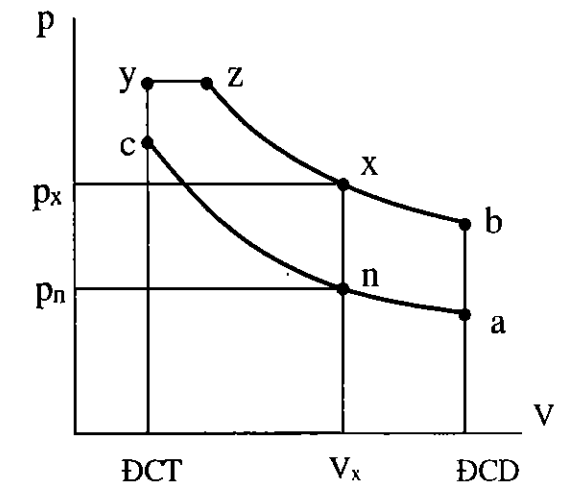
$$p_n V_x = 8314 M_n T_n$$

Lập tỷ số, ta được:

$$\frac{M_x}{M_n} \cdot \frac{T_x}{T_n} = \frac{p_x}{p_n}$$

Có thể coi $M_n = M_c = M_1(1 + \gamma_r)$ là lượng môi chất cuối quá trình nén khi không kể đến nạp thêm và lọt khí thì $\frac{M_x}{M_n} = \beta_x$ là hệ số biến đổi phân tử tại điểm x tính theo (3-42).

Từ đó tính được:



Hình 4-22. Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

$$T_x = \frac{1}{\beta_x} \frac{p_x}{p_n} T_n$$

với:

$$p_n = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{\gamma_1}, \quad p_x = p_b \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{\gamma_2} \quad \text{và} \quad T_n = T_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{\gamma_1 - 1}$$

4.5 Quá trình thải

Trong thực tế, quá trình nạp liên quan chặt chẽ đến quá trình thải. Do đó, khi khảo sát quá trình nạp đã đề cập tỷ mỉ đến quá trình thải với các thông số liên quan như p_{th} , p_r , T_r , γ_r ... Vì vậy sau đây ta chỉ đề cập một cách tóm tắt những vấn đề chính của quá trình thải.

4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch

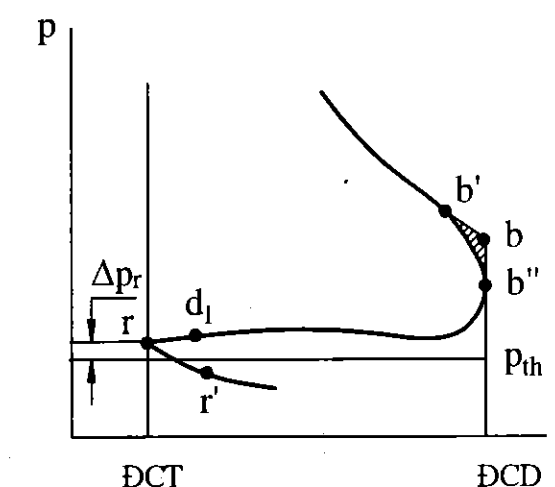
Sau đây ta chỉ khảo sát quá trình thải cho một trường hợp làm ví dụ là động cơ 4 kỳ không tăng áp, hình 4-23. Động cơ hai kỳ sẽ được xét trong chương 6, còn động cơ tăng áp sẽ được khảo sát trong giáo trình Tăng áp động cơ đốt trong.

Khi xupáp thải mở sớm tại điểm b' , do chênh lệch áp suất lớn, dòng khí lưu động qua xupáp thải với vận tốc rất lớn tới $600 \div 700$ m/s. Trong giai đoạn thải tự do tính đến điểm b'' (ĐCD) có tới 60 ÷ 70% sản vật cháy được thải ra khỏi xylanh. Từ ĐCD trở đi tới ĐCT, môi chất trong xylanh bị piston đẩy cưỡng bức qua xupáp thải với vận tốc khoảng 200 ÷ 250 m/s. Khi đó piston tiêu tốn một công gọi là công bơm.

Góc mở sớm xupáp thải φ_3 có ảnh hưởng lớn đến chất lượng thải và công bơm. Nếu mở sớm quá thì áp suất trong xylanh khi thải cưỡng bức sẽ nhỏ nên công bơm cũng nhỏ. Tuy nhiên, phần công giãn nở bị tổn thất (diện tích ///) sẽ tăng. Nếu mở muộn quá thì ngược lại, tổn thất công giãn nở nhỏ nhưng lại tổn công bơm. Vì vậy, φ_3 được lựa chọn sao cho lợi nhất về công.

Góc đóng muộn φ_4 được lựa chọn trong quan hệ chặt chẽ với góc mở sớm xupáp nạp φ_1 nhằm bảo đảm thải sạch và nạp đầy nhất có thể (γ_r nhỏ và η_v lớn). Mục đích cuối cùng cũng nhằm đạt được công của chu trình là lớn nhất tức là lợi nhất về công.

Pha phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm đòi hỏi thời gian dài và chi phí lớn. Ngày nay với sự trợ giúp của phương pháp mô phỏng (Simulation) với các phần mềm tính toán tiên tiến, thời gian và chi phí cho thực nghiệm giảm đi rất nhiều. Tại



Hình 4-23. Quá trình thải của động cơ 4 kỳ không tăng áp

Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội trong khoảng thời gian 2005-2007 đã sử dụng phần mềm AVL Boost (tính toán chu trình nhiệt động) và AVL Tycon (tính toán cơ cấu phối khí) để tính toán tối ưu pha phối khí cho động cơ diesel D243. Trên cơ sở đó đã thiết kế và chế tạo trực cam mới cho động cơ này để nâng cao hệ số nạp và qua đó tăng được công suất động cơ khoảng 5%.

4.5.2 Xử lý khí thải

Khí thải động cơ là một trong những nguồn chủ yếu gây ô nhiễm môi trường do ồn và nghiêm trọng hơn là thải vào môi trường nhiều chất độc hại. Để giải quyết vấn đề bảo vệ môi trường dựa trên các nguyên tắc mà môi trường quốc tế đã đề ra, nói riêng cho ô nhiễm tiếng ồn và khí thải thì mỗi quốc gia sẽ đưa ra các quy định riêng để đánh giá chất lượng động cơ.

Để giảm thiểu ô nhiễm môi trường, nhiều quốc gia đã đưa ra các tiêu chuẩn về tiếng ồn và khí thải. Hiện nay, vấn đề giảm ô nhiễm tiếng ồn và khí thải đang được cập đến và Trang bị động cơ.

Trong khí thải động cơ có chứa nhiều chất độc hại như CO, C_mH_n, P-M (Particulate-Matter), NO_x, SO_x, H₂O, H₂, NH₃, H₂S, H₂CO, HCN, H₂SO₄, H₂CO₃, H₂PO₄, H₂P₂O₇, H₂PO₃, H₂P₂O₅, H₂P₂O₄, H₂P₂O₆, H₂P₂O₇, H₂P₂O₈, H₂P₂O₉, H₂P₂O₁₀, H₂P₂O₁₁, H₂P₂O₁₂, H₂P₂O₁₃, H₂P₂O₁₄, H₂P₂O₁₅, H₂P₂O₁₆, H₂P₂O₁₇, H₂P₂O₁₈, H₂P₂O₁₉, H₂P₂O₂₀, H₂P₂O₂₁, H₂P₂O₂₂, H₂P₂O₂₃, H₂P₂O₂₄, H₂P₂O₂₅, H₂P₂O₂₆, H₂P₂O₂₇, H₂P₂O₂₈, H₂P₂O₂₉, H₂P₂O₃₀, H₂P₂O₃₁, H₂P₂O₃₂, H₂P₂O₃₃, H₂P₂O₃₄, H₂P₂O₃₅, H₂P₂O₃₆, H₂P₂O₃₇, H₂P₂O₃₈, H₂P₂O₃₉, H₂P₂O₄₀, H₂P₂O₄₁, H₂P₂O₄₂, H₂P₂O₄₃, H₂P₂O₄₄, H₂P₂O₄₅, H₂P₂O₄₆, H₂P₂O₄₇, H₂P₂O₄₈, H₂P₂O₄₉, H₂P₂O₅₀, H₂P₂O₅₁, H₂P₂O₅₂, H₂P₂O₅₃, H₂P₂O₅₄, H₂P₂O₅₅, H₂P₂O₅₆, H₂P₂O₅₇, H₂P₂O₅₈, H₂P₂O₅₉, H₂P₂O₆₀, H₂P₂O₆₁, H₂P₂O₆₂, H₂P₂O₆₃, H₂P₂O₆₄, H₂P₂O₆₅, H₂P₂O₆₆, H₂P₂O₆₇, H₂P₂O₆₈, H₂P₂O₆₉, H₂P₂O₇₀, H₂P₂O₇₁, H₂P₂O₇₂, H₂P₂O₇₃, H₂P₂O₇₄, H₂P₂O₇₅, H₂P₂O₇₆, H₂P₂O₇₇, H₂P₂O₇₈, H₂P₂O₇₉, H₂P₂O₈₀, H₂P₂O₈₁, H₂P₂O₈₂, H₂P₂O₈₃, H₂P₂O₈₄, H₂P₂O₈₅, H₂P₂O₈₆, H₂P₂O₈₇, H₂P₂O₈₈, H₂P₂O₈₉, H₂P₂O₉₀, H₂P₂O₉₁, H₂P₂O₉₂, H₂P₂O₉₃, H₂P₂O₉₄, H₂P₂O₉₅, H₂P₂O₉₆, H₂P₂O₉₇, H₂P₂O₉₈, H₂P₂O₉₉, H₂P₂O₁₀₀, H₂P₂O₁₀₁, H₂P₂O₁₀₂, H₂P₂O₁₀₃, H₂P₂O₁₀₄, H₂P₂O₁₀₅, H₂P₂O₁₀₆, H₂P₂O₁₀₇, H₂P₂O₁₀₈, H₂P₂O₁₀₉, H₂P₂O₁₁₀, H₂P₂O₁₁₁, H₂P₂O₁₁₂, H₂P₂O₁₁₃, H₂P₂O₁₁₄, H₂P₂O₁₁₅, H₂P₂O₁₁₆, H₂P₂O₁₁₇, H₂P₂O₁₁₈, H₂P₂O₁₁₉, H₂P₂O₁₂₀, H₂P₂O₁₂₁, H₂P₂O₁₂₂, H₂P₂O₁₂₃, H₂P₂O₁₂₄, H₂P₂O₁₂₅, H₂P₂O₁₂₆, H₂P₂O₁₂₇, H₂P₂O₁₂₈, H₂P₂O₁₂₉, H₂P₂O₁₃₀, H₂P₂O₁₃₁, H₂P₂O₁₃₂, H₂P₂O₁₃₃, H₂P₂O₁₃₄, H₂P₂O₁₃₅, H₂P₂O₁₃₆, H₂P₂O₁₃₇, H₂P₂O₁₃₈, H₂P₂O₁₃₉, H₂P₂O₁₄₀, H₂P₂O₁₄₁, H₂P₂O₁₄₂, H₂P₂O₁₄₃, H₂P₂O₁₄₄, H₂P₂O₁₄₅, H₂P₂O₁₄₆, H₂P₂O₁₄₇, H₂P₂O₁₄₈, H₂P₂O₁₄₉, H₂P₂O₁₅₀, H₂P₂O₁₅₁, H₂P₂O₁₅₂, H₂P₂O₁₅₃, H₂P₂O₁₅₄, H₂P₂O₁₅₅, H₂P₂O₁₅₆, H₂P₂O₁₅₇, H₂P₂O₁₅₈, H₂P₂O₁₅₉, H₂P₂O₁₆₀, H₂P₂O₁₆₁, H₂P₂O₁₆₂, H₂P₂O₁₆₃, H₂P₂O₁₆₄, H₂P₂O₁₆₅, H₂P₂O₁₆₆, H₂P₂O₁₆₇, H₂P₂O₁₆₈, H₂P₂O₁₆₉, H₂P₂O₁₇₀, H₂P₂O₁₇₁, H₂P₂O₁₇₂, H₂P₂O₁₇₃, H₂P₂O₁₇₄, H₂P₂O₁₇₅, H₂P₂O₁₇₆, H₂P₂O₁₇₇, H₂P₂O₁₇₈, H₂P₂O₁₇₉, H₂P₂O₁₈₀, H₂P₂O₁₈₁, H₂P₂O₁₈₂, H₂P₂O₁₈₃, H₂P₂O₁₈₄, H₂P₂O₁₈₅, H₂P₂O₁₈₆, H₂P₂O₁₈₇, H₂P₂O₁₈₈, H₂P₂O₁₈₉, H₂P₂O₁₉₀, H₂P₂O₁₉₁, H₂P₂O₁₉₂, H₂P₂O₁₉₃, H₂P₂O₁₉₄, H₂P₂O₁₉₅, H₂P₂O₁₉₆, H₂P₂O₁₉₇, H₂P₂O₁₉₈, H₂P₂O₁₉₉, H₂P₂O₂₀₀, H₂P₂O₂₀₁, H₂P₂O₂₀₂, H₂P₂O₂₀₃, H₂P₂O₂₀₄, H₂P₂O₂₀₅, H₂P₂O₂₀₆, H₂P₂O₂₀₇, H₂P₂O₂₀₈, H₂P₂O₂₀₉, H₂P₂O₂₁₀, H₂P₂O₂₁₁, H₂P₂O₂₁₂, H₂P₂O₂₁₃, H₂P₂O₂₁₄, H₂P₂O₂₁₅, H₂P₂O₂₁₆, H₂P₂O₂₁₇, H₂P₂O₂₁₈, H₂P₂O₂₁₉, H₂P₂O₂₂₀, H₂P₂O₂₂₁, H₂P₂O₂₂₂, H₂P₂O₂₂₃, H₂P₂O₂₂₄, H₂P₂O₂₂₅, H₂P₂O₂₂₆, H₂P₂O₂₂₇, H₂P₂O₂₂₈, H₂P₂O₂₂₉, H₂P₂O₂₃₀, H₂P₂O₂₃₁, H₂P₂O₂₃₂, H₂P₂O₂₃₃, H₂P₂O₂₃₄, H₂P₂O₂₃₅, H₂P₂O₂₃₆, H₂P₂O₂₃₇, H₂P₂O₂₃₈, H₂P₂O₂₃₉, H₂P₂O₂₄₀, H₂P₂O₂₄₁, H₂P₂O₂₄₂, H₂P₂O₂₄₃, H₂P₂O₂₄₄, H₂P₂O₂₄₅, H₂P₂O₂₄₆, H₂P₂O₂₄₇, H₂P₂O₂₄₈, H₂P₂O₂₄₉, H₂P₂O₂₅₀, H₂P₂O₂₅₁, H₂P₂O₂₅₂, H₂P₂O₂₅₃, H₂P₂O₂₅₄, H₂P₂O₂₅₅, H₂P₂O₂₅₆, H₂P₂O₂₅₇, H₂P₂O₂₅₈, H₂P₂O₂₅₉, H₂P₂O₂₆₀, H₂P₂O₂₆₁, H₂P₂O₂₆₂, H₂P₂O₂₆₃, H₂P₂O₂₆₄, H₂P₂O₂₆₅, H₂P₂O₂₆₆, H₂P₂O₂₆₇, H₂P₂O₂₆₈, H₂P₂O₂₆₉, H₂P₂O₂₇₀, H₂P₂O₂₇₁, H₂P₂O₂₇₂, H₂P₂O₂₇₃, H₂P₂O₂₇₄, H₂P₂O₂₇₅, H₂P₂O₂₇₆, H₂P₂O₂₇₇, H₂P₂O₂₇₈, H₂P₂O₂₇₉, H₂P₂O₂₈₀, H₂P₂O₂₈₁, H₂P₂O₂₈₂, H₂P₂O₂₈₃, H₂P₂O₂₈₄, H₂P₂O₂₈₅, H₂P₂O₂₈₆, H₂P₂O₂₈₇, H₂P₂O₂₈₈, H₂P₂O₂₈₉, H₂P₂O₂₉₀, H₂P₂O₂₉₁, H₂P₂O₂₉₂, H₂P₂O₂₉₃, H₂P₂O₂₉₄, H₂P₂O₂₉₅, H₂P₂O₂₉₆, H₂P₂O₂₉₇, H₂P₂O₂₉₈, H₂P₂O₂₉₉, H₂P₂O₃₀₀, H₂P₂O₃₀₁, H₂P₂O₃₀₂, H₂P₂O₃₀₃, H₂P₂O₃₀₄, H₂P₂O₃₀₅, H₂P₂O₃₀₆, H₂P₂O₃₀₇, H₂P₂O₃₀₈, H₂P₂O₃₀₉, H₂P₂O₃₁₀, H₂P₂O₃₁₁, H₂P₂O₃₁₂, H₂P₂O₃₁₃, H₂P₂O₃₁₄, H₂P₂O₃₁₅, H₂P₂O₃₁₆, H₂P₂O₃₁₇, H₂P₂O₃₁₈, H₂P₂O₃₁₉, H₂P₂O₃₂₀, H₂P₂O₃₂₁, H₂P₂O₃₂₂, H₂P₂O₃₂₃, H₂P₂O₃₂₄, H₂P₂O₃₂₅, H₂P₂O₃₂₆, H₂P₂O₃₂₇, H₂P₂O₃₂₈, H₂P₂O₃₂₉, H₂P₂O₃₃₀, H₂P₂O₃₃₁, H₂P₂O₃₃₂, H₂P₂O₃₃₃, H₂P₂O₃₃₄, H₂P₂O₃₃₅, H₂P₂O₃₃₆, H₂P₂O₃₃₇, H₂P₂O₃₃₈, H₂P₂O₃₃₉, H₂P₂O₃₄₀, H₂P₂O₃₄₁, H₂P₂O₃₄₂, H₂P₂O₃₄₃, H₂P₂O₃₄₄, H₂P₂O₃₄₅, H₂P₂O₃₄₆, H₂P₂O₃₄₇, H₂P₂O₃₄₈, H₂P₂O₃₄₉, H₂P₂O₃₅₀, H₂P₂O₃₅₁, H₂P₂O₃₅₂, H₂P₂O₃₅₃, H₂P₂O₃₅₄, H₂P₂O₃₅₅, H₂P₂O₃₅₆, H₂P₂O₃₅₇, H₂P₂O₃₅₈, H₂P₂O₃₅₉, H₂P₂O₃₆₀, H₂P₂O₃₆₁, H₂P₂O₃₆₂, H₂P₂O₃₆₃, H₂P₂O₃₆₄, H₂P₂O₃₆₅, H₂P₂O₃₆₆, H₂P₂O₃₆₇, H₂P₂O₃₆₈, H₂P₂O₃₆₉, H₂P₂O₃₇₀, H₂P₂O₃₇₁, H₂P₂O₃₇₂, H₂P₂O₃₇₃, H₂P₂O₃₇₄, H₂P₂O₃₇₅, H₂P₂O₃₇₆, H₂P₂O₃₇₇, H₂P₂O₃₇₈, H₂P₂O₃₇₉, H₂P₂O₃₈₀, H₂P₂O₃₈₁, H₂P₂O₃₈₂, H₂P₂O₃₈₃, H₂P₂O₃₈₄, H₂P₂O₃₈₅, H₂P₂O₃₈₆, H₂P₂O₃₈₇, H₂P₂O₃₈₈, H₂P₂O₃₈₉, H₂P₂O₃₉₀, H₂P₂O₃₉₁, H₂P₂O₃₉₂, H₂P₂O₃₉₃, H₂P₂O₃₉₄, H₂P₂O₃₉₅, H₂P₂O₃₉₆, H₂P₂O₃₉₇, H₂P₂O₃₉₈, H₂P₂O₃₉₉, H₂P₂O₄₀₀, H₂P₂O₄₀₁, H₂P₂O₄₀₂, H₂P₂O₄₀₃, H₂P₂O₄₀₄, H₂P₂O₄₀₅, H₂P₂O₄₀₆, H₂P₂O₄₀₇, H₂P₂O₄₀₈, H₂P₂O₄₀₉, H₂P₂O₄₁₀, H₂P₂O₄₁₁, H₂P₂O₄₁₂, H₂P₂O₄₁₃, H₂P₂O₄₁₄, H₂P₂O₄₁₅, H₂P₂O₄₁₆, H₂P₂O₄₁₇, H₂P₂O₄₁₈, H₂P₂O₄₁₉, H₂P₂O₄₂₀, H₂P₂O₄₂₁, H₂P₂O₄₂₂, H₂P₂O₄₂₃, H₂P₂O₄₂₄, H₂P₂O₄₂₅, H₂P₂O₄₂₆, H₂P₂O₄₂₇, H₂P₂O₄₂₈, H₂P₂O₄₂₉, H₂P₂O₄₃₀, H₂P₂O₄₃₁, H₂P₂O₄₃₂, H₂P₂O₄₃₃, H₂P₂O₄₃₄, H₂P₂O₄₃₅, H₂P₂O₄₃₆, H₂P₂O₄₃₇, H₂P₂O₄₃₈, H₂P₂O₄₃₉, H₂P₂O₄₄₀, H₂P₂O₄₄₁, H₂P₂O₄₄₂, H₂P₂O₄₄₃, H₂P₂O₄₄₄, H₂P₂O₄₄₅, H₂P₂O₄₄₆, H₂P₂O₄₄₇, H₂P₂O₄₄₈, H₂P₂O₄₄₉, H₂P₂O₄₅₀, H₂P₂O₄₅₁, H₂P₂O₄₅₂, H₂P₂O₄₅₃, H₂P₂O₄₅₄, H₂P₂O₄₅₅, H₂P₂O₄₅₆, H₂P₂O₄₅₇, H₂P₂O₄₅₈, H₂P₂O₄₅₉, H₂P₂O₄₆₀, H₂P₂O₄₆₁, H₂P₂O₄₆₂, H₂P₂O₄₆₃, H₂P₂O₄₆₄, H₂P₂O₄₆₅, H₂P₂O₄₆₆, H₂P₂O₄₆₇, H₂P₂O₄₆₈, H₂P₂O₄₆₉, H₂P₂O₄₇₀, H₂P₂O₄₇₁, H₂P₂O₄₇₂, H₂P₂O₄₇₃, H₂P₂O₄₇₄, H₂P₂O₄₇₅, H₂P₂O₄₇₆, H₂P₂O₄₇₇, H₂P₂O₄₇₈, H₂P₂O₄₇₉, H₂P₂O₄₈₀, H₂P₂O₄₈₁, H₂P₂O₄₈₂, H₂P₂O₄₈₃, H₂P₂O₄₈₄, H₂P₂O₄₈₅, H₂P₂O₄₈₆, H₂P₂O₄₈₇, H₂P₂O₄₈₈, H₂P₂O₄₈₉, H₂P₂O₄₉₀, H₂P₂O₄₉₁, H₂P₂O₄₉₂, H₂P₂O₄₉₃, H₂P₂O₄₉₄, H₂P₂O₄₉₅, H₂P₂O₄₉₆, H₂P<

khí thải bằng các bộ xử lý trên đường thải như bộ xử lý oxy hóa (Oxydation Catalyst), bộ xử lý ba đường (Three Way-Catalyst, bộ khử NO_x (De-NO_x-Catalyst), bộ lọc bụi khói diesel (Diesel Particle Filter - DPF)... Nói chung, các bộ xử lý thường được bố trí trước bình tiêu âm trên đường thải và bản thân các bộ xử lý này cũng có tác dụng phần nào giảm âm, hình 4-24. Ngoài ra, các bộ xử lý cũng tạo ra sức cản đường thải nên có ảnh hưởng đến chu trình công tác của động cơ.

Vấn đề giảm độc hại trong khí thải động cơ đã được trình bày khái quát trong giáo trình Động cơ đốt trong [3] và được trình bày chi tiết hơn trong giáo trình Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường [4].

4.6 Tính toán

Tính toán nhiệt động lực học của động cơ đốt trong là một lĩnh vực nghiên cứu thực nghiệm và lý thuyết. Hiện nay sẽ trình bày một số phương pháp chủ yếu.

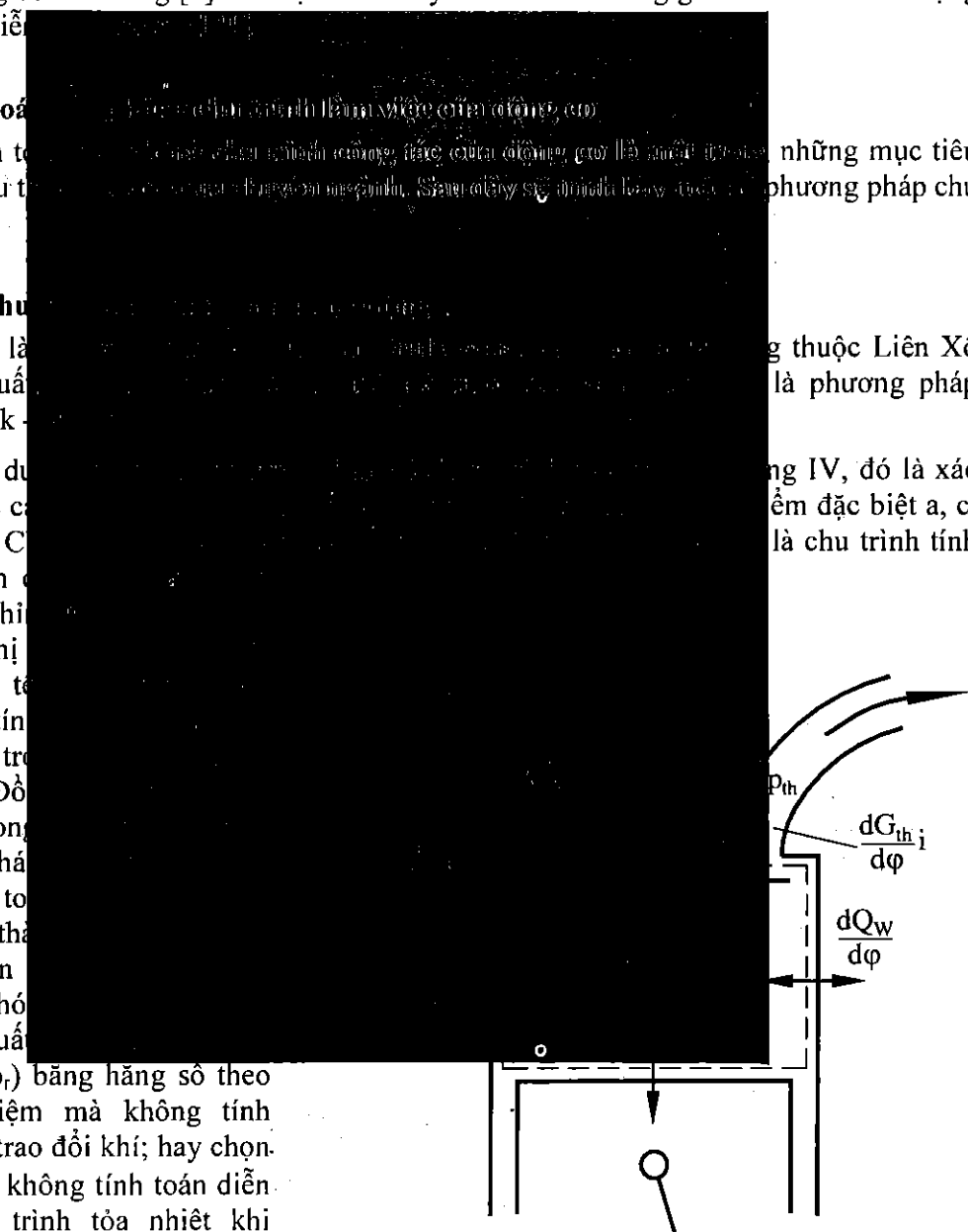
4.6.1 Phương pháp cân bằng năng lượng

Đây là phương pháp tính toán dựa trên nguyên lý bảo toàn năng lượng, thuộc Liên Xô (cũ) đề xuất và được áp dụng rộng rãi. Phương pháp này là phương pháp Grinhevsk.

Nội dung của phương pháp này được trình bày trong chương IV, đó là xác định được các thông số nhiệt động lực học của các điểm đặc biệt a, c, y, z và b. Các thông số này được tính toán dựa trên các phương trình toán.

Trên cơ sở các thông số nhiệt động lực học đã tính toán được và hiệu chi phí nhiên liệu đã biết, ta có thể vẽ được đồ thị quá trình thực tế của động cơ. Trình tự tính toán của phương pháp này được trình bày trong phần dẫn làm Đồ án. Phương pháp này được áp dụng để tính toán công suất, mô-men xoắn, hiệu suất, các thông số nhiệt động lực học của các điểm đặc biệt a, c, y, z và b. Các thông số này được tính toán dựa trên các phương trình toán.

thải (p_a, p_r) bằng hằng số theo kinh nghiệm mà không tính quá trình trao đổi khí; hay chọn ξ_z, ξ_b chứ không tính toán diễn biến quá trình tỏa nhiệt khi cháy...) nên kết quả tính toán có độ chính xác không cao. Mặc dù vậy, phương pháp



Hình 4-25. Mô hình tính toán của phương pháp cân bằng năng lượng

Grinhevesk - Mading vẫn phản ánh được bản chất của các quá trình cũng như toàn bộ chu trình. Chính vì thế nên cho đến nay phương pháp này vẫn được coi là phương pháp kinh điển để tính toán nhiệt trong Đồ án môn học chuyên ngành Động cơ đốt trong.

4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng

Đây là phương pháp mô phỏng chu trình làm việc của động cơ trên cơ sở xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi khí trong động cơ. Phương pháp này do GS Vô-lô-đin (Liên Xô cũ) đề xuất vào những năm 80 của thế kỷ 20 và được GS Woschni (CHLB Đức) tiếp tục phát triển, hiện nay được dùng phổ biến để tính toán nhiệt độ và áp suất trong xylanh theo góc quay trục khuỷu và qua đó xây dựng được đồ thị công của chu trình.

4.6.2.1 Mô hình mô phỏng

Xét ví dụ một động cơ diesel 4 kỳ, hình 4-25, có các thông số cho trước bao gồm kích thước hình học cũng như qui luật điều khiển của cơ cấu phối khí. Hệ khảo sát có đường biên được thể hiện bằng nét đứt chứa lượng môi chất trong xylanh có khối lượng là m và các thông số trạng thái p, T, V .

Hệ phương trình mô tả sự trao đổi năng lượng và trao đổi chất của hệ với môi trường xung quanh gồm các phương trình sau.

a. Phương trình cân bằng năng lượng

$$\frac{dG_{nl}}{d\varphi} Q_H + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dG_k}{d\varphi} i_k - \frac{dG_{th}}{d\varphi} i = \frac{d(Gu)}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi} \quad (4-50)$$

trong đó:

- $Q_H dG_{nl}$: lượng nhiệt cấp vào do cháy lượng nhiên liệu dG_{nl}
- dQ_w : lượng nhiệt trao đổi với môi trường xung quanh (vách, nắp xylanh...)

$$dQ_w = \alpha F (T_w - T) d\varphi \quad (4-51)$$

với α là hệ số trao đổi nhiệt, F là diện tích trao đổi nhiệt và T_w là nhiệt độ vách (Wall) trao đổi nhiệt

- $i_k dG_k$: entanpi của khí nạp mới đi vào xylanh với i_k là entanpi đơn vị
- $i_{th} dG_{th}$: entanpi của sản vật cháy ra khỏi xylanh (khí thải) với i_{th} là entanpi đơn vị
- $d(Gu)$: biến thiên nội năng của môi chất với u là nội năng đơn vị
- dL : công giãn nở của môi chất: $dL = -pdV$

b. Phương trình cân bằng khối lượng

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{dG_k}{d\varphi} - \frac{dG_{th}}{d\varphi} + \frac{dG_{nl}}{d\varphi} \quad (4-52)$$

c. Phương trình trạng thái

$$pV = GRT \quad (4-53)$$

4.6.2.2 Điều kiện biên

Hệ phương trình (4-50), (4-52) và (4-53) đòi hỏi nhiều điều kiện biên cần phải xác định. Trong số đó có một số điều kiện biên quan trọng được trình bày dưới đây.

a. Lượng môi chất nạp vào hoặc thải khỏi xylanh

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \frac{dG}{dt}$$

trong đó:

n: tốc độ động cơ (vg/ph)

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4-54)$$

μ, f : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của xupáp, được xác định dựa trên kích thước qui luật vận động của xupáp

p_1 và v_1 : áp suất và thể tích riêng của môi chất trước tiết diện thông qua của xupáp

ψ : hàm lưu lượng.

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

với p_2 là áp suất sau tiết diện thông qua ($p_1 > p_2$) và k là chỉ số đoạn nhiệt, dòng lưu động dưới giới hạn

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4-55)$$

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

dòng lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh cục bộ

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \text{const} \quad (4-56)$$

Áp suất tới hạn p_g được xác định theo công thức sau:

$$p_g = \frac{p_2}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (4-57)$$

b. Hệ số trao đổi nhiệt

Trao đổi nhiệt giữa môi chất trong xylanh với bề mặt trao đổi nhiệt trong xylanh là trao đổi nhiệt phức tạp nên xác định hệ số trao đổi nhiệt α trong phương trình (4-51) rất khó khăn. Nhiều công trình nghiên cứu về vấn đề này đã được tiến hành và đưa ra những công thức thực nghiệm. Trong số đó, công thức của GS Woschni cho kết quả sát với thực tế nên được áp dụng rộng rãi [7, 9, 15]:

$$\alpha = 130 p_a^{0,8} D^{-0,2} T^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 V_h T \frac{p - p_{kc}}{p_a} \right]^{0,8} \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

trong đó:

- p: áp suất trung bình của môi chất trong xylanh;
- T: nhiệt độ trung bình của môi chất trong xylanh;
- D: đường kính xylanh;
- c_m : vận tốc trung bình của môi chất trong xylanh;
- V_h : thể tích xylanh;
- p_1 (điểm a): áp suất tại một điểm bất kỳ trước điểm a (đầu quá trình nén);
- p_{kc} : áp suất tới hạn của môi chất (không cháy);
- C_1 : hệ số phụ thuộc vào các quá trình thành lập môi chất trước quá trình cháy;
- C_2 : hệ số phụ thuộc vào quá trình cháy và giai đoạn cháy; C_2 phụ thuộc vào vận tốc trung bình của môi chất trong xylanh c_m và vận tốc góc của chuyển động xoáy n_a theo công thức: $C_2 = C_{21} + C_{22} \frac{c_m}{n_a}$;
- C_{21} : hệ số phụ thuộc vào vận tốc trung bình của môi chất trong xylanh c_m theo công thức: $C_{21} = C_{210} + C_{211} \frac{c_m}{n_a}$;
- C_{22} : hệ số phụ thuộc vào vận tốc góc của chuyển động xoáy n_a theo công thức: $C_{22} = C_{220} + C_{221} \frac{c_m}{n_a}$;

với n_a là vận tốc của phong kế (anemometer) đo tốc độ góc của chuyển động xoáy. Trong trường hợp không có giá trị n_a (đo) chính xác thì có thể chọn tỷ lệ $\frac{c_u}{c_m} = 0 \div 3$. Đối với động cơ không tạo xoáy tròn của môi chất trong xylanh thì $c_u = 0$.

$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$ (m/sK) đối với động cơ xăng và diesel buồng cháy thống nhất

$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ đối với động cơ có buồng cháy ngăn cách;

$C_2 = 2,3 \cdot 10^{-5}(T_w - 600) + 0,005$ (m/sK) khi $T_w > 600$ K, áp dụng cho động cơ diesel tăng áp và không tăng áp hình thành hòa khí kiểu màng và kiểu thể tích (xem mục 7.2.2.1).

c. Qui luật cháy

Để xác định tốc độ cháy nhiên liệu $\frac{dG_{nl}}{d\varphi} = g_{ct} \frac{dx}{d\varphi}$ cần phải biết qui luật cháy

$x = f(\varphi)$. Có thể tìm được qui luật cháy những đồ thị không giáo trình nên không trình bày chi tiết. Hình 4-28 là qui luật cháy Vibe (4-28).

4.6.2.3

Hệ phương trình (4-28) và (4-29) được giải bằng phương pháp Runge - Kutta. Đầu tiên người ta chọn giá trị của φ tại điểm đầu của chu trình. Sau đó tính các biến theo chu trình tức là quay lại điểm đầu chu trình. Cần chú ý rằng khi tính lần 2, lần 3... cho đến cuối cùng của chu trình thì các biến như áp suất p và nhiệt độ T cần phải lập trình giải trên máy tính.

So với phương pháp giải tay thì việc lập trình trên máy tính giúp quá trình thành phần sát thực tế hơn. Hiện nay mô phỏng xây dựng trên cơ sở máy tính đã được áp dụng khá phổ biến trong ngành động cơ đốt trong.

4.6.3

Đây là mô hình dòng chảy của chất trong không gian 3 chiều. Đối với dòng lưu động là chất khí cần phải bổ sung thêm phương trình trạng thái. Ngoài ra, còn có các điều kiện biên để xác định các thông số trong các phương trình nói trên. Tất cả tạo thành hệ phương trình mô phỏng dòng khí thực.

Cơ sở lý thuyết của mô phỏng dòng khí thực - Stokes mô tả trao đổi năng lượng, động lượng và trao đổi chất của dòng môi chất là chất lỏng nhớt trong không gian 3 chiều. Đối với dòng lưu động là chất khí cần phải bổ sung thêm phương trình trạng thái. Ngoài ra, còn có các điều kiện biên để xác định các thông số trong các phương trình nói trên. Tất cả tạo thành hệ phương trình mô phỏng dòng khí thực.

Giải hệ phương trình mô phỏng thường dùng phương pháp thể tích hữu hạn (tương tự như phương pháp phần tử hữu hạn FEM - Finite Element Method) gồm các bước sau:

Bước 1: chia vùng khảo sát (liên tục) thành các thể tích rời rạc bằng các lưới. Các thể tích rời rạc được gọi là thể tích khảo sát (cell).

Bước 2: tích phân các phương trình đặc trưng cho dòng lưu chất trên thể tích khảo sát để xây dựng các phương trình vi phân rời rạc tại các nút lưới.

Bước 3: rời rạc hóa các phương trình tích phân bằng cách thay thế các vi phân bằng các sai phân tương ứng. Như vậy đã biến đổi các phương trình tích phân thành các phương trình đại số.

Bước 4: rời rạc hóa các điều kiện biên tương tự như bước 3.

Bước 5: giải hệ phương trình đại số cho kết quả gần đúng của bài toán đã cho.

Kết quả tính toán ở mỗi thời điểm, tại mỗi thể tích khảo sát thông thường gồm 6 giá trị là v_x , v_y , v_z (xác định vectơ vận tốc \vec{v}), nhiệt độ T , áp suất p và mật độ ρ . Nếu như thêm vào hệ phương trình mô phỏng các phương trình tính toán động học phản ứng trong quá trình cháy thì còn nhận được nồng độ các chất độc hại như NO, CO, P-M...

Do số thể tích khảo sát thường rất lớn và bước thời gian tính toán thường rất nhỏ để bảo đảm độ chính xác nên khối lượng tính toán rất lớn cần phải sử dụng máy tính lớn có tốc độ tính toán rất cao. Mặc dù vậy, thời gian tính toán một chu trình công tác của động cơ vẫn rất lâu, có thể đến nhiều ngày tùy theo bài toán và cấu hình của máy tính. Ngoài ra, việc chuẩn bị những số liệu, những thông số cần thiết để đưa vào mô hình mô phỏng cũng mất rất nhiều thời gian và công sức. Vì vậy, phương pháp CFD hiện nay chỉ được sử dụng ở các phòng thí nghiệm và các trường đại học lớn. Tuy vậy, đây là phương pháp mô phỏng hiện đại và có tiềm năng phát triển.

Hiện nay có nhiều phần mềm CFD trên thị trường như Fluent và Kiva (Mỹ), AVL-Fire (Áo), Star-CD (Anh), Promo (Đức)... Những phần mềm này đã được áp dụng tính toán các quá trình bên trong động cơ tạo nên chu trình làm việc bao gồm cả hình thành độc hại cho kết quả rất phù hợp với số liệu đo bằng thực nghiệm.

CHƯƠNG V

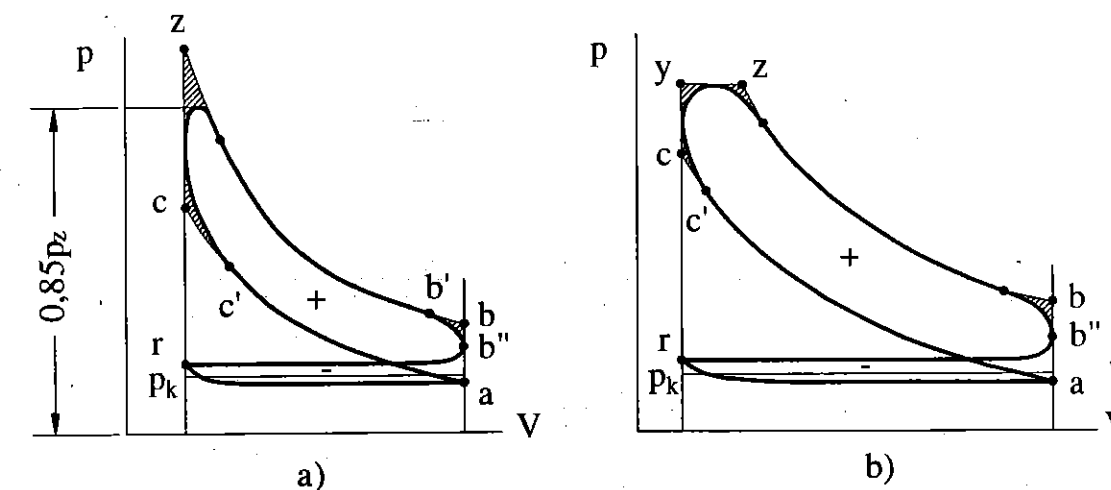
NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT

Sau khi khảo sát chu trình thực tế trong chương IV, ta có toàn bộ các thông số nhiệt động cần thiết để từ đó tính toán các thông số kỹ thuật và kinh tế của chu trình.

Không làm giảm tính tổng quát, chúng ta xét cho một trường hợp cụ thể là động cơ 4 kỳ không tăng áp và sử dụng kết quả tính toán nhiệt chu trình làm việc theo phương pháp tính toán chu trình nhiệt động (xem 4.6.1).

Trên hình 5-1, chu trình thực tế được biểu thị bằng những đường cong trơn tru khép kín chia thành hai phần rõ rệt với công dương thu được và công âm (còn gọi là công bơm) tiêu tốn cho quá trình nạp thái.

Chu trình được xây dựng trên cơ sở những thông số trạng thái tại các điểm đặc biệt như a, c, y, z và b đã được xác định trong chương IV gọi là chu trình tính toán, hình 5-1. Chu trình hỗn hợp acybz dùng cho động cơ diesel và chu trình đẳng tích aczb dùng cho động cơ xăng. Chu trình tính toán sẽ được dùng để tính toán các thông số chỉ thị và có ích của động cơ.



Hình 5-1. Chu trình thực tế và chu trình tính toán:

a) Động cơ xăng b) Động cơ diesel

5.1 Những thông số chỉ thị

Là những thông số nhận được dựa trên đồ thị công p - V (indicating diagram) của chu trình thực tế.

5.1.1 Áp suất chỉ thị

Theo định nghĩa, áp suất chỉ thị:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \quad (5-1)$$

trong đó L_i là công chi thị của chu trình thực tế, đó là tổng đại số của công dương và công âm của chu trình.

Có thể xác định chính xác p_i theo (5-1) nếu đo được đồ thị công. Khi làm thực nghiệm lấy đồ thị công, áp suất của đường nạp và đường thải thường khác nhau ít và rất thấp so với đường nén và cháy giãn nở nên phân công bơm khá nhỏ, khó xác định chính xác và coi nó

Khi tính công chi thị theo mô hình mô phỏng, công bơm cũng không được tính đến mà đưa vào tổn thất áp suất của đường nạp và đường thải. Khi đó áp suất chi thị tính toán p'_i tương

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} \quad (5-2)$$

với L'_i là công chi thị tính theo mô hình mô phỏng, p'_i là áp suất chi thị tính (trình bày ở cuối mục 5.1.1.1).

5.1.1.1 Công chi thị

Theo hình

- $L_{yz} =$

- $L_{zb} =$

- $L_{ac} =$

Thay tất

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon}$$

$$p_i = \frac{\lambda}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{\lambda(p-1)}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{p}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{n_2 - 1}} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} p_a \quad (5-3)$$

5.1.1.2 Chu trình đẳng tích

Thay $\rho = 1$ vào (5-3) ta được:

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] p_a$$

Trong thực tế, đồ thị của chu trình tính toán không trùng so với chu trình thực tế, rõ nhất là ở quá trình cháy và cuối giãn nở. Vì vậy công của chu trình thực tế thường nhỏ hơn công của chu trình tính toán nên áp suất chỉ thị thực tế cũng nhỏ hơn. Để kể đến sai khác này khi tính p_i người ta dùng hệ số hiệu chỉnh đồ thị φ_d :

$$P_i = \varphi_d P'_i$$

Hệ số hiệu chỉnh đồ thị được lựa chọn theo kinh nghiệm $\varphi_d = 0,92 \div 0,97$. Giá trị nhỏ dùng cho động cơ diesel và giá trị lớn cho động cơ xăng do sự khác biệt giữa chu trình tính toán và chu trình thực tế của động cơ xăng nhỏ hơn.

Ngoài ra, để tính áp suất chỉ thị của động cơ xăng, người ta thường chọn áp suất cụ thể.

5.1.2 Công

Đó là công

$$(5-4)$$

trong đó f là
 $f = n/120$ và độ

$$(5-5)$$

với i là số xylanh
 cơ 2 kỳ.

Từ (5-1)

$$(5-6)$$

5.1.3 Hiệu suất

Hiệu suất

định như sau:

$$(5-7)$$

Trong đó
 trong (4-50) và (khác với G_{nl})

$$G_i = \frac{m}{N_i}$$

$$(5-8)$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị (kg/Ws), (g/mlh) hoặc (g/kWh), ta được:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i Q_H} \quad (5-9)$$

Trong thiết kế động cơ cần chú ý sử dụng mọi biện pháp để nâng cao η_i và hạn chế sự chênh lệch η_i trong vùng làm việc của động cơ (η_i thay đổi ít) nhằm bảo đảm tính kinh tế của chu trình. Vấn đề này sẽ được đề cập chi tiết hơn trong chương VIII.

Trong thực tế, η_i và g_i nằm trong khoảng sau đối với động cơ cao tốc:

	η_i	g_i (g/kWh)
Động cơ xăng:	0,25 ÷ 0,40	230 ÷ 340
Động cơ diesel 4 kỳ:	0,43 ÷ 0,56	170 ÷ 200
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,40 ÷ 0,48	180 ÷ 220

5.2 Những thông số có ích

5.2.1 Tổn thất cơ khí

Đó là các tổn thất (mechanical losses) cho ma sát giữa các mối ghép động, công dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ như bơm dầu, bơm nước, quạt gió... và công bơm của quá trình nạp thải. Nếu gọi p_m là áp suất tổn thất cơ khí, xác định tương tự như p_i theo (5-1):

$$p_m = \frac{L_m}{V_h}$$

với L_m là công tổn thất cơ khí tính cho một chu trình, có thể tính được công suất tổn thất cơ khí N_m tương tự như (5-6):

$$N_m = \frac{p_m V_h i n}{30\tau} \quad (5-10)$$

Trong thực tế, tổn thất do ma sát của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền chiếm đến 70% tổn thất cơ khí.

Áp suất tổn thất cơ khí p_m thông thường được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc bậc nhất vào tốc độ trung bình của piston c_m :

$$p_m = a + b.c_m \quad (5-11)$$

với a và b là các hằng số thực nghiệm, tùy thuộc vào loại động cơ. Dưới đây là một số ví dụ.

Đối với động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp có số xylanh $i \geq 4$, đường kính xylanh 90 ÷ 120 mm, buồng cháy thống nhất:

$$p_m = 0,09 + 0,0102c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Còn động cơ xăng bốn kỳ có số xylanh từ 4 đến 6 có $\frac{S}{D} > 1$, khi mở hoàn toàn bướm ga có thể sử dụng công thức:

$$p_m = 0,05 + 0,0155c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Ngoài ra, p_m còn phụ thuộc vào tải trọng, trạng thái nhiệt của động cơ như nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Đối với động cơ xăng cần chú ý rằng, p_m phụ thuộc vào tải trọng còn mạnh hơn vì khi thay đổi tải phải thay đổi vị trí của van tiết lưu nên sức cản đường nạp thay đổi nhiều, ảnh hưởng trực tiếp đến công bơm.

5.2.2 Công suất và áp suất có ích

Công suất có ích để kéo máy công tác là hiệu của công suất chi thị và công suất tổn thất cơ khí:

$$N_e = N_i - N_m \quad (5-12)$$

Nếu gọi p_e là áp suất có ích (effective) trung bình xác định tương tự như (5-1):

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}$$

với L_e là công có ích của chu trình, có thể tính N_e tương tự như (5-6):

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30\tau}$$

Từ (5-10), (5-11) và (5-12) có thể dễ dàng rút ra:

$$p_e = p_i - p_m$$

5.2.3 Hiệu suất cơ khí

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}$$

Trong thiết kế cũng như trong sử dụng, cần áp dụng các biện pháp để giảm các tổn thất như đã nêu trong mục 5.2.1 như sử dụng công nghệ chế tạo, vật liệu, bôi trơn thích hợp để giảm ma sát; nghiên cứu-phát triển các trang bị phụ trợ (ví dụ như bơm nước, quạt gió, bơm dầu, bơm nhiên liệu, máy phát điện) có hiệu suất cao... Qua đó tăng được η_m .

Trong thực tế, $\eta_m = 0,65 \div 0,93$.

5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_m Q_H} = \frac{N_e}{N_i} \frac{N_i}{G_m Q_H} = \eta_m \eta_i \quad (5-13)$$

Tương tự như (5-8) gọi:

$$g_e = \frac{G_m}{N_e}$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu có ích với thứ nguyên như g_i . Tương tự như (5-9) ta có:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e Q_{Hl}}$$

Vậy g_e và η_e đều là các thông số đặc trưng cho tính kinh tế của động cơ. Từ (5-13) ta thấy rõ, để tăng tính kinh tế của động cơ cần phải kết hợp các giải pháp nhằm cải thiện chu trình công tác để tăng η_i và giảm tổn thất cơ giới của động cơ để tăng η_m . Dưới đây là một vài số liệu để tham khảo đối với động cơ cao tốc.

	η_e	g_e (g/kWh)
Động cơ xăng:	0,20 ÷ 0,35	245 ÷ 360
Động cơ diesel 4 kỳ:	0,40 ÷ 0,50	180 ÷ 220
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,25 ÷ 0,35	220 ÷ 260

5.3 Cân bằng nhiệt

Tính cân bằng nhiệt của động cơ nhằm mục đích xác định các tổn thất để tính toán hiệu suất động cơ nhằm

- Tính nhiệt lượng mất đi do các tổn thất để

- Kết quả tính toán để thiết kế hệ thống làm mát, hệ thống phụ trợ như hệ

Cân bằng nhiệt của động cơ nhằm tính toán hiệu suất động cơ. Tại mỗi chế độ vận hành, cân bằng nhiệt có dạng:

$$(5-14)$$

trong đó:

Q_0 : nhiệt lượng mất đi do

với $Q_{\text{tiêu thụ}}$ là nhiệt lượng tiêu thụ trên một đơn vị công suất.

Q_e : nhiệt lượng mất đi do

Q_{lm} : nhiệt lượng mất đi do làm mát bằng nước.

với G_n là lưu lượng khối của nước làm mát; C_n là nhiệt dung riêng của nước, có thể lấy $C_n = 4,186 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$; t_{nr} là nhiệt độ nước ra khỏi động cơ và t_{nv} là nhiệt độ nước vào động cơ;

Q_{th} : nhiệt lượng do khí thải mang đi. Nếu bỏ qua entanpi của nhiên liệu trong khí nạp mới M_1 đối với động cơ xăng, ta có công thức chung cho cả động cơ diesel và động cơ xăng như sau:

$$Q_{\text{th}} = G_{\text{ml}} (M_2 \bar{C}_{\mu\text{ph}} T_{\text{th}} - M_1 \bar{C}_{\mu\text{pk}} T_k)$$

với T_{th} là nhiệt độ khí thải (K) trong đường thải và T_k (K) là nhiệt độ khí nạp mới tại đường nạp;

Q_d : nhiệt lượng do dầu bôi trơn mang đi, tính tương tự như Q_{lm} :

$$Q_d = G_d C_d (t_{dr} - t_{dv})$$

với G_d là lưu lượng dầu làm mát; C_d là nhiệt dung riêng của dầu; t_{dr} là nhiệt độ dầu ra khỏi động cơ và t_{dv} là nhiệt độ dầu vào động cơ;

Q_{kc} : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu không cháy được. Khi $\lambda \geq 1$ thì Q_{kc} được tính

với ΔT là nhiệt độ chênh lệch

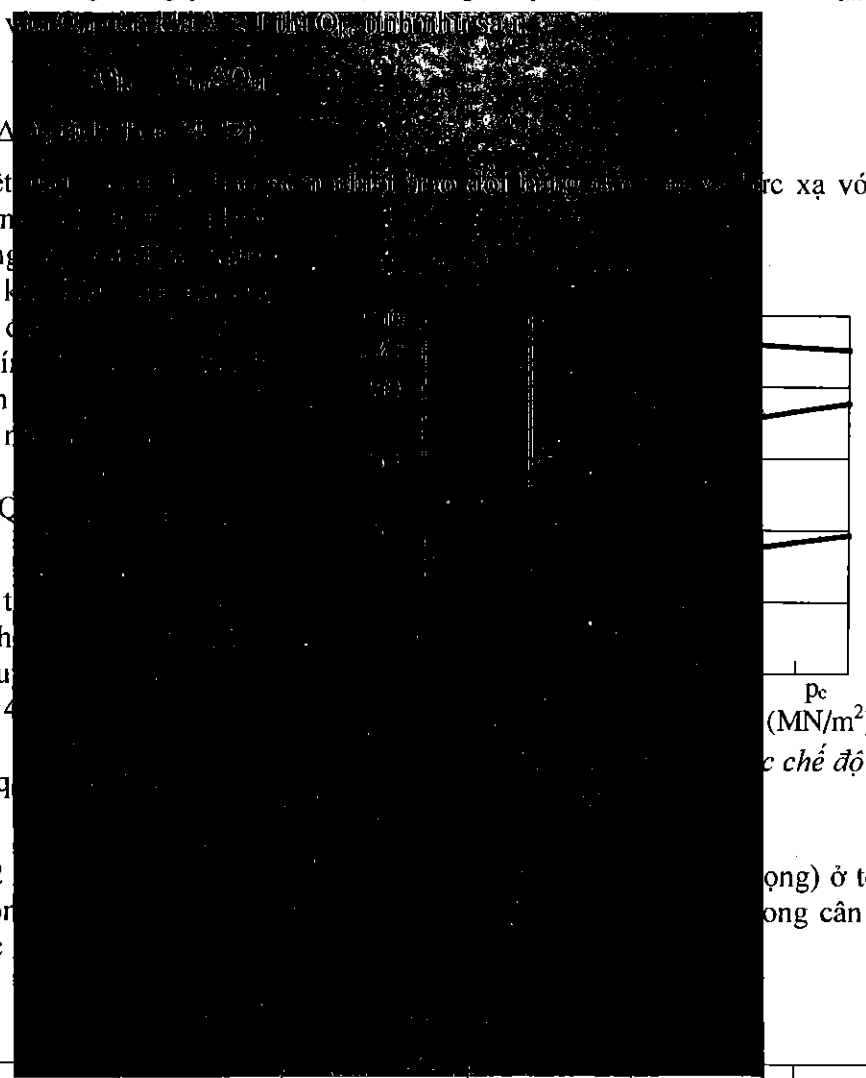
Q_{cl} : nhiệt lượng mất do bức xạ nhiệt từ động cơ ra môi trường xung quanh. Tính tương tự như Q_{ch} của các động cơ khác và tính phần nhiệt lượng mất do bức xạ nhiệt từ các bộ phận của động cơ ra môi trường xung quanh.

$$Q_{cl} = Q_0 - (Q_{ch} + Q_{d} + Q_{lm} + Q_{dr} + Q_{tr})$$

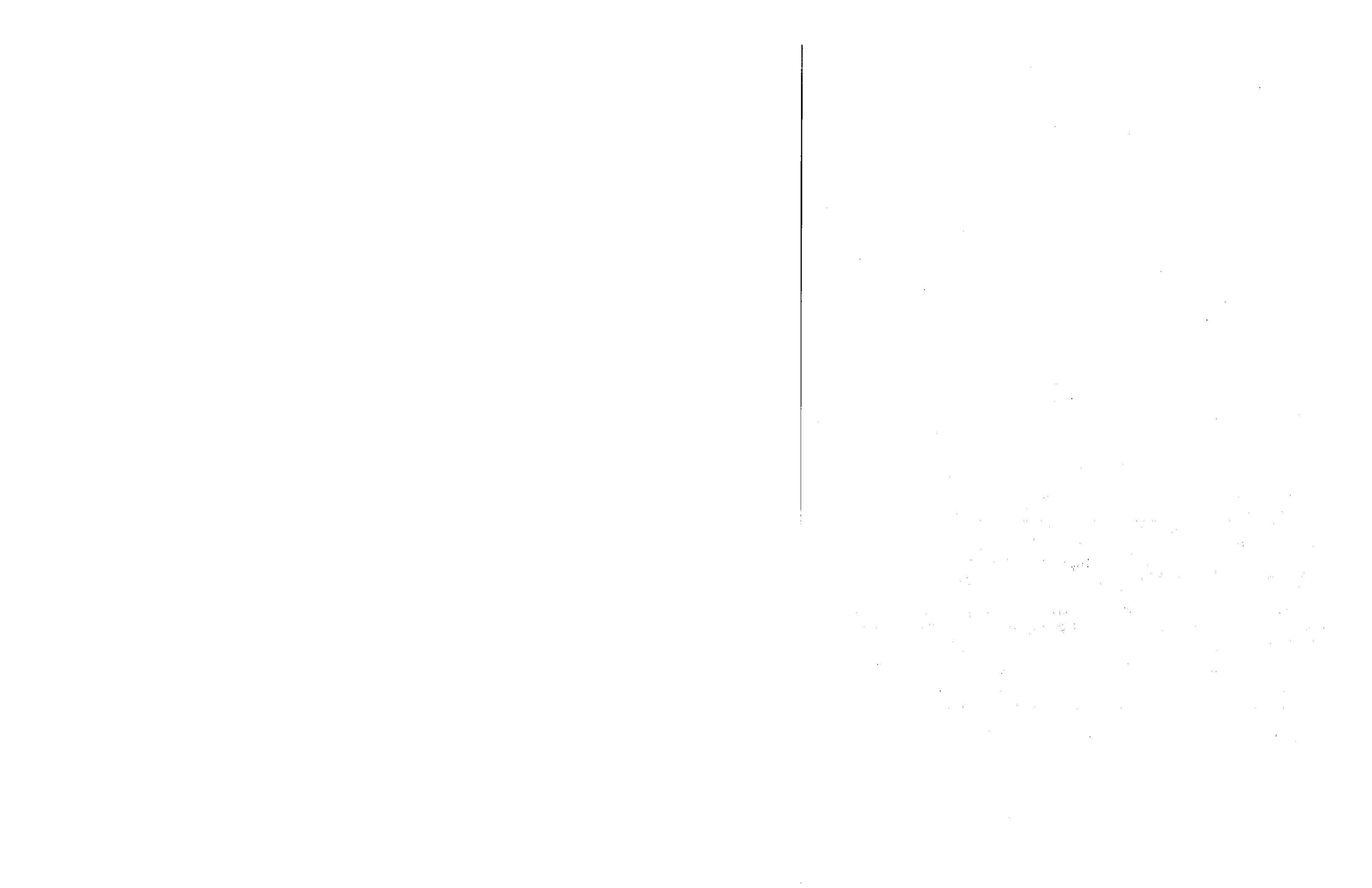
Thông tin nhiệt được thu không thứ tự hai vế của (5-14)

$$q_e + q_{lm} + q_{ch} + q_{cl} = 100\%$$

Hình 5-2 định mức. Trong nhiệt tùy thuộc



Loại động cơ	q_e (%)	$q_{lm} + q_d$ (%)	q_{th} (%)	q_{ch} (%)	q_{cl} (%)
Động cơ xăng	21 ÷ 33	12 ÷ 27	30 ÷ 50	0 ÷ 4,5	3 ÷ 10
Động cơ diesel	26 ÷ 47	15 ÷ 35	25 ÷ 40	0 ÷ 5	2 ÷ 5
Động cơ gas	23 ÷ 35	20 ÷ 25	35 ÷ 45	0 ÷ 5	2 ÷ 10



CHƯƠNG VI

TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ diễn ra phức tạp hơn nhiều so với động cơ bốn kỳ. Thứ nhất, các quá trình quét-thải chỉ diễn ra trong khoảng $120 - 150^\circ$ góc quay trục khuỷu, chỉ bằng $1/3 - 1/3,5$ so với động cơ bốn kỳ. Thứ hai, do sử dụng khí nạp mới để quét sản vật cháy trong xylanh (không dùng piston "đẩy" như ở động cơ 4 kỳ) nên khó quét sạch vì khí quét trộn lẫn với sản vật cháy và trong xylanh có những vùng chết. Thứ ba, một phần khí quét bị tổn thất vì theo cùng với sản vật cháy ra đường thải. Vì vậy, so với trong động cơ bốn kỳ thì việc nghiên cứu hệ thống trao đổi khí trong động cơ hai kỳ có ý nghĩa còn quan trọng hơn.

Nghiên cứu quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ nhằm tìm những biện pháp tăng chất lượng thải sản vật cháy và nạp khí nạp mới nhưng tổn hao ít khí quét. Qua đó, nâng cao công suất động cơ, giảm công suất tiêu thụ cho máy nén, làm tăng tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

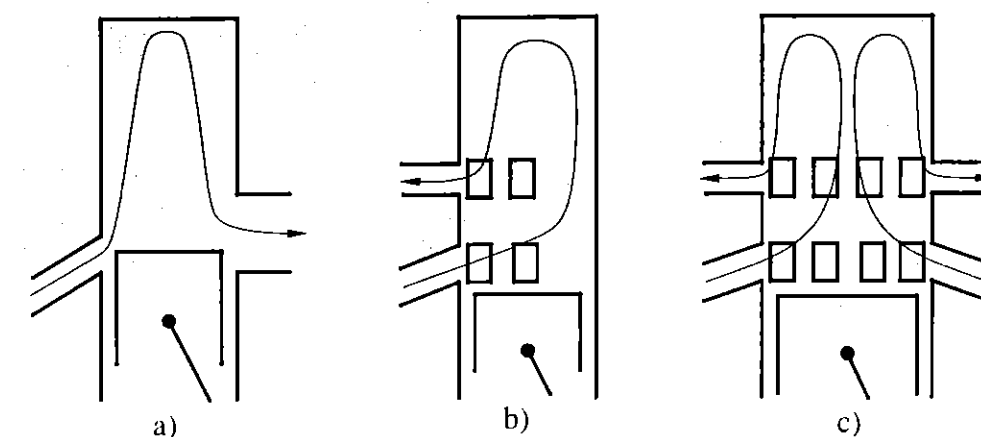
6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ

Tuỳ theo đường đi của khí quét, người ta chia ra thành hai loại là quét vòng và quét thẳng.

6.1.1 Quét vòng

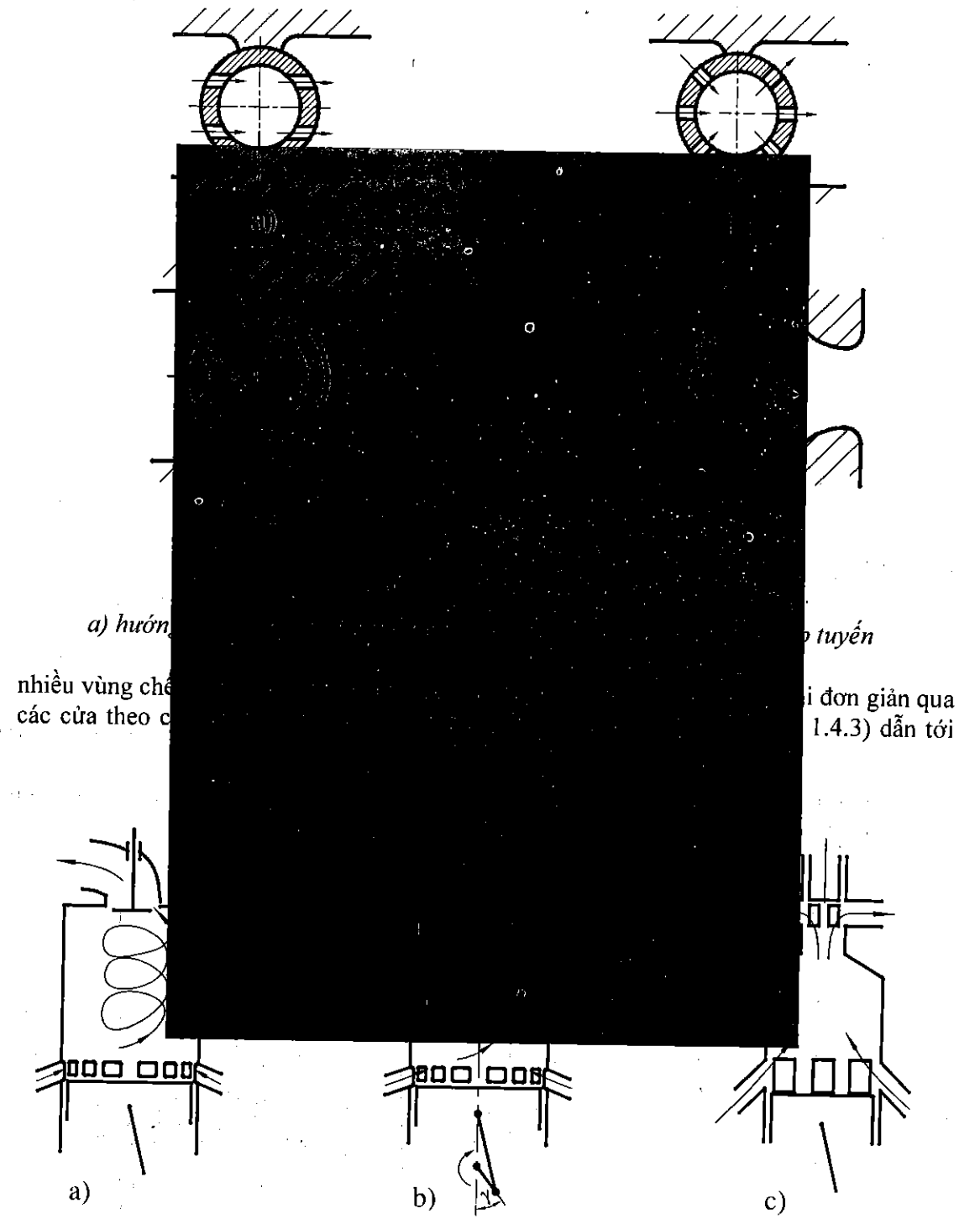
Đó là hệ thống quét thải với đường đi của khí quét từ cửa nạp lên nắp xylanh vòng xuống đáy khí đã làm việc qua cửa thải. Việc quét nạp được thực hiện qua các cửa trên vách xylanh nên cơ cấu phối khí rất đơn giản. Có nhiều loại kết cấu quét vòng được phân loại theo vị trí của các cửa quét nạp.

- Theo vị trí tương quan giữa các cửa, người ta chia thành quét vòng với các cửa đặt ngang, hình 6-1a, đặt bên, hình 6-1b, và đặt xung quanh, hình 6-1c. Theo cách phân loại này thì động cơ hai kỳ dùng hộp cacte - trục khuỷu làm máy nén khí (hình 1-6) là hệ thống quét vòng đặt ngang.



Hình 6-1. Hệ thống quét vòng: a) đặt ngang, b) đặt bên, c) đặt xung quanh

• Theo hướng các cửa, và qua đó quyết định đến hướng của các dòng khí, người ta chia thành quét vòng *hướng song song*, hình 6-2a, *hướng kính*, hình 6-2b, *hướng lệch tâm*, hình 6-2c và *hướng tiếp tuyến*, hình 6-2d. Đặc điểm của hệ thống quét vòng là có



a) hướng... tuyến
nhiều vùng chế... đơn giản qua
các cửa theo c... (1.4.3) dẫn tới

Hình 6-3. Hệ thống quét thẳng:
a) qua xupáp, b) qua piston đối đỉnh, c) qua van trượt

tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình. Để khắc phục, ở một số động cơ người ta bố trí van xoay trên cửa thải (xem 6.2.2 dưới đây).

6.1.2 Quét thẳng

Trong hệ thống quét thẳng, đường đi của khí quét từ cửa quét trên thành xy lanh hướng thẳng lên nắp máy đẩy khí đã làm việc ra ngoài. Theo kết cấu, có những loại quét thẳng qua xupáp, hình 6-3a, quét thẳng qua piston đối đỉnh, hình 6-3b, và quét thẳng qua van trượt, hình 6-3c. Khí quét thẳng qua xupáp, hình 6-3a, động cơ có xupáp thải với kết cấu và cách

6.1.3 So s

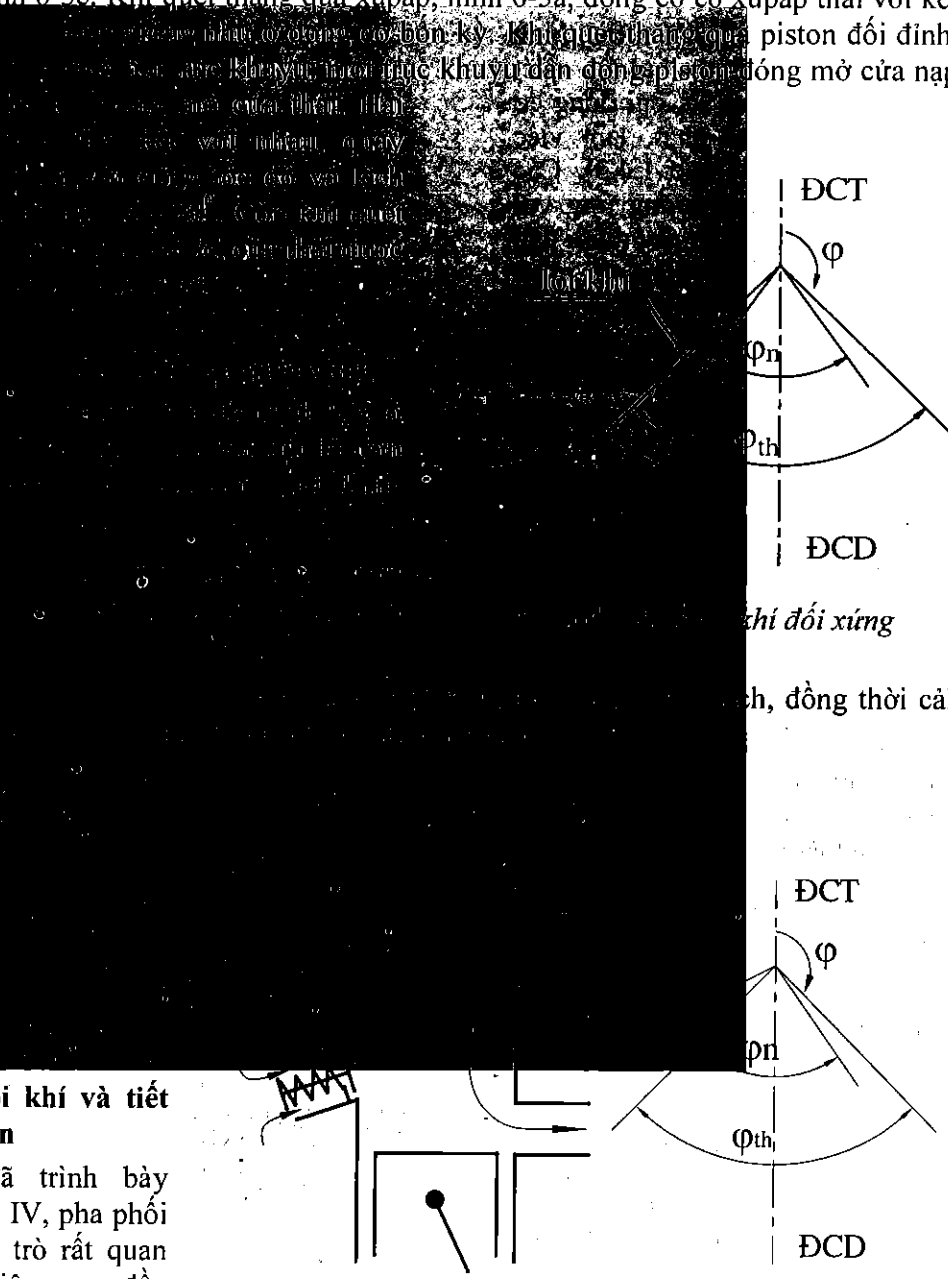
Với nh
trên, quét v
giản và làm
có những ưu

- Chất
- với cùng mộ
- và nạp đầy h
- Có th
- thiện được q
- Tổn t
- cho quá trình
- hơn.

Tóm lại
quét thải củ
tốt hơn nh
phức tạp hơn

6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian

Như đã trình bày trong chương IV, pha phối khí đóng vai trò rất quan trọng đến việc nạp đầy thải sạch và do đó đến đặc tính của động cơ. Trong



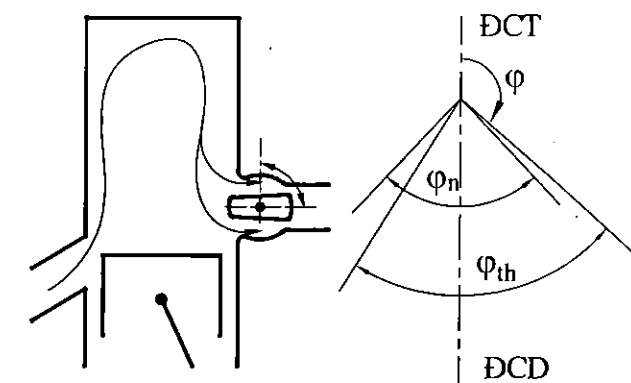
Hình 6-5. Pha phối khí không đối xứng có van một chiều trên cửa quét

động cơ hai kỳ, vai trò của pha phối khí còn lớn hơn vì quá trình trao đổi khí diễn ra rất ngắn và phức tạp nên khó lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

Trên cơ sở những vấn đề đã trình bày trong mục 6.1 có thể chia thành hai loại pha phối khí sau đây.

6.2.1 Pha phối khí đối xứng

Pha phối khí đối xứng, hình 6-4, thuộc động cơ hai kỳ quét vòng qua cửa thải là loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất, làm việc chắc chắn (xem mục 1.4.3). Các quá trình nạp thải tương ứng với các góc φ_n và φ_{th} có các điểm đầu và cuối quá trình đối xứng nhau qua điểm chết dưới nên có giai đoạn lọt khí (do cửa xả đóng sau cửa nạp) làm tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình.



Hình 6-6. Pha phối khí không đối xứng có van xoay trên cửa thải

6.2.2 Pha phối khí không đối xứng

Để khắc phục nhược điểm của pha phối khí đối xứng, người ta thiết kế pha phối khí không đối xứng với những phương án sau.

- Đặt van một chiều trên cửa quét

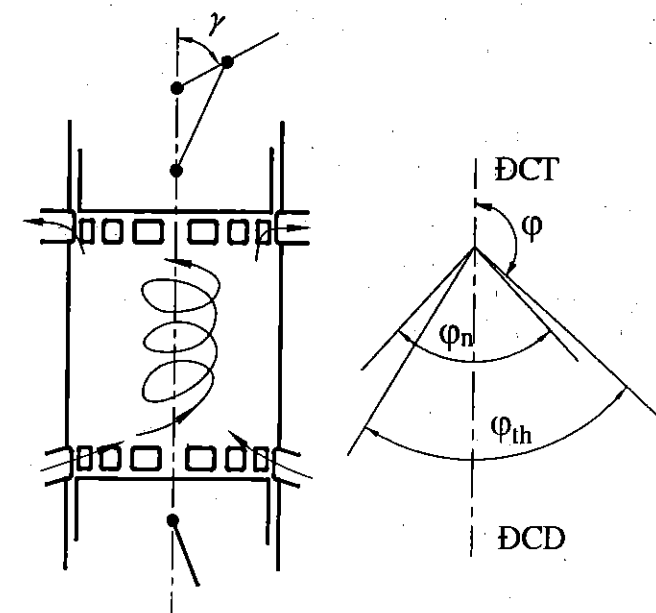
Trên cửa quét lắp một van một chiều, hình 6-5, với cửa quét cao hơn cửa thải. Tuy nhiên, van một chiều sẽ làm tăng tổn thất ở cửa quét.

- Đặt van xoay trên cửa thải

Van xoay lắp trên cửa thải, hình 6-6, được thiết kế sao cho mở trước và đóng trước cửa quét.

- Đặt lệch trục khuỷu

Trong động cơ quét thẳng dùng piston đối đỉnh, hình 6-7, hai trục khuỷu đặt lệch nhau một góc sao cho cửa thải mở trước và đóng trước cửa nạp.



Hình 6-7. Pha phối khí không đối xứng ở động cơ piston đối đỉnh

• *Dùng xupáp thải với các góc mở và đóng thích hợp*

Động cơ dùng quét thẳng qua xupáp thải có các góc mở và đóng thích hợp sẽ tạo ra pha phối khí không đối xứng tương tự như các loại trên, hình 6-8.

Các phương án pha phối khí không đối xứng nêu trên đều không có giai đoạn lọt khí. Ngoài ra còn có một ưu điểm nữa là tận dụng được quán tính của khí quét để nạp thêm vì cửa nạp đóng sau cửa thải.

6.2.3 Tiết diện thời gian

Tiết diện thời gian A là diện tích đồ thị biểu diễn diện tích f của các cửa thông khí (nạp hay thải) theo thời gian t hay góc quay trục khuỷu φ , đặc trưng cho khả năng thông qua của chúng:

$$A = \int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{30}{\pi n} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f d\varphi \quad (6-1)$$

Trong đó t_1 (φ_1) và t_2 (φ_2) là thời điểm mở và đóng cửa; n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu.

Đối với mỗi trường hợp cụ thể, ta có thể xác định dễ dàng diện tích f(t) bằng đồ thị hay giải tích. Hình 6-9 nêu ví dụ tiết diện thời gian của cửa nạp ứng với trường hợp pha phối khí đối xứng, cửa có tiết diện hình chữ nhật với đáy là b và chiều cao là h. Diện tích f khi đó, hình 6-9a, được tính như sau:

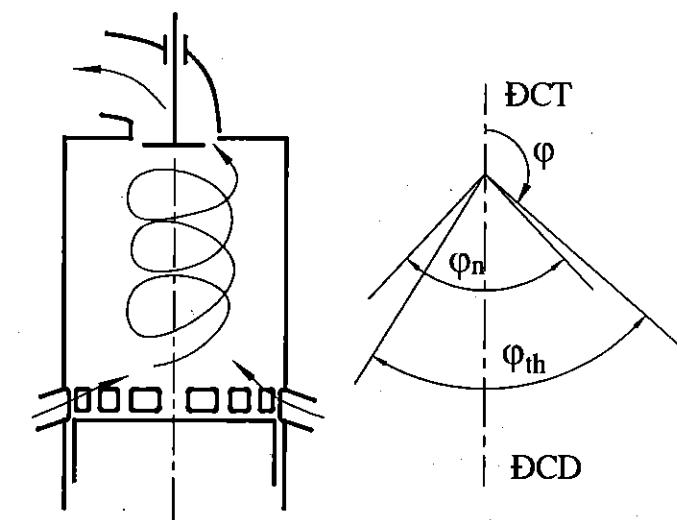
$$f = b(x - x_1)$$

Thay x và x_1 bằng công thức quen thuộc từ môn học Động cơ đốt trong:

$$x = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ ta được:}$$

$$f = bR \left[\cos \varphi_1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi) \right]$$

trong đó φ_1 là góc của trục khuỷu, tại đó piston bắt đầu mở cửa nạp. Từ đó sẽ xây dựng được $f_{\text{nạp}}(\varphi)$, bằng cách tương tự sẽ xây dựng được $f_{\text{thải}}$, hình 6-9b.

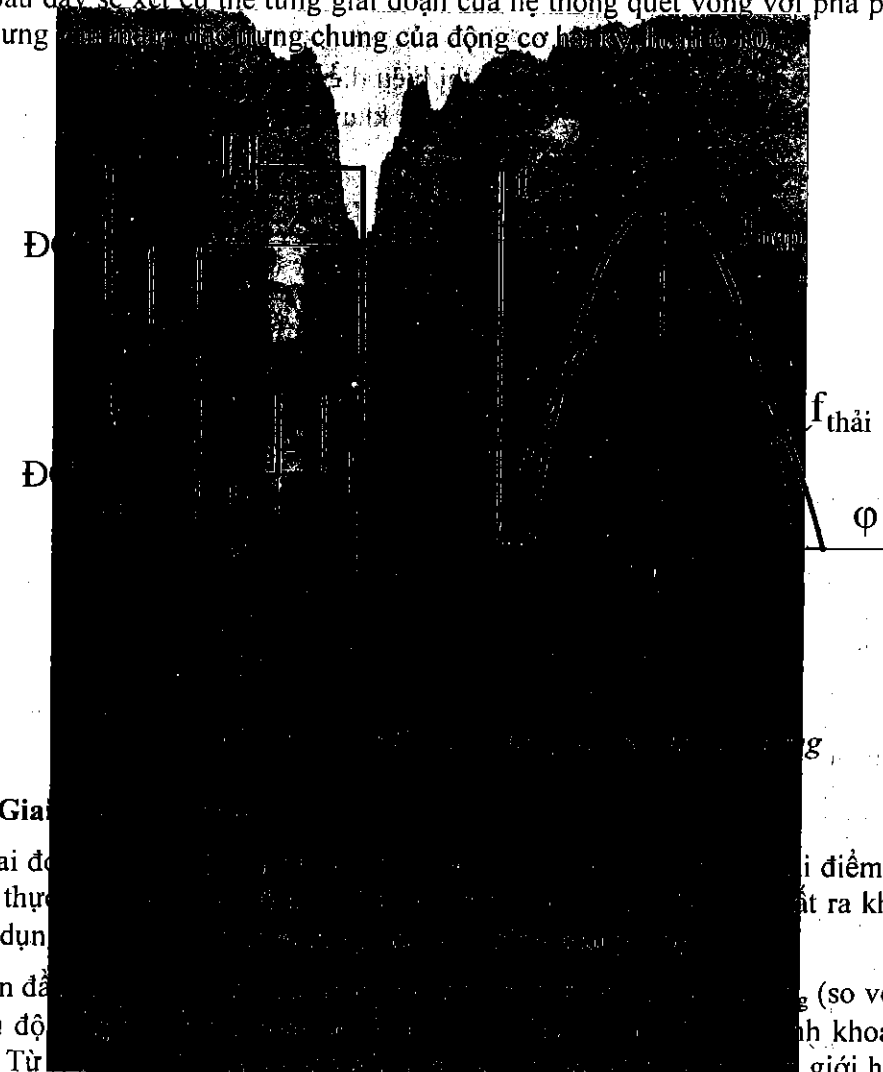


Hình 6-8. Pha phối khí không đối xứng ở động cơ thải qua xupáp

6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán

6.3.1 Diễn biến

Quá trình trao đổi khí trong động cơ hai kỳ diễn biến rất phức tạp trong điều kiện có dao động áp suất, trao đổi nhiệt phức tạp giữa môi chất với vách xylanh và thể tích xylanh thay đổi. Tuy vậy, về cơ bản có thể chia quá trình quét-thải thành ba giai đoạn là *thải tự do*, *thải cưỡng bức và nạp*, cuối cùng là *lọt khí hay nạp thêm* tùy thuộc loại hệ thống. Sau đây sẽ xét cụ thể từng giai đoạn của hệ thống quét vòng với pha phối khí đối xứng nhưng



a. Giai đoạn

Giai đoạn này diễn ra từ điểm a đến điểm b đến khi khí quét thực sự bắt đầu thoát ra khỏi xylanh dưới tác dụng của dòng khí đang lưu động.

Ban đầu, vận tốc dòng khí đang lưu động (so với p_{th}) nên dòng lưu động có vận tốc khoảng $500 \div 600$ m/s. Từ đó vận tốc giảm dần.

Trong giai đoạn này cửa quét mở tại H nhưng khí quét có áp suất p_k chưa vào ngay xylanh vì $p > p_k$. Trái lại, có một lượng sản vật cháy đi ngược vào đường nạp nhưng lượng không lớn do hiệu ứng hút của dòng khí đang lưu động vào đường thải và tiết diện cửa quét khi đó còn nhỏ. Từ H đến N cửa quét mở sớm nhằm tăng diện tích lưu thông khí quét thực sự đi vào xylanh để tăng lượng nạp (tương tự vai trò mở sớm xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).

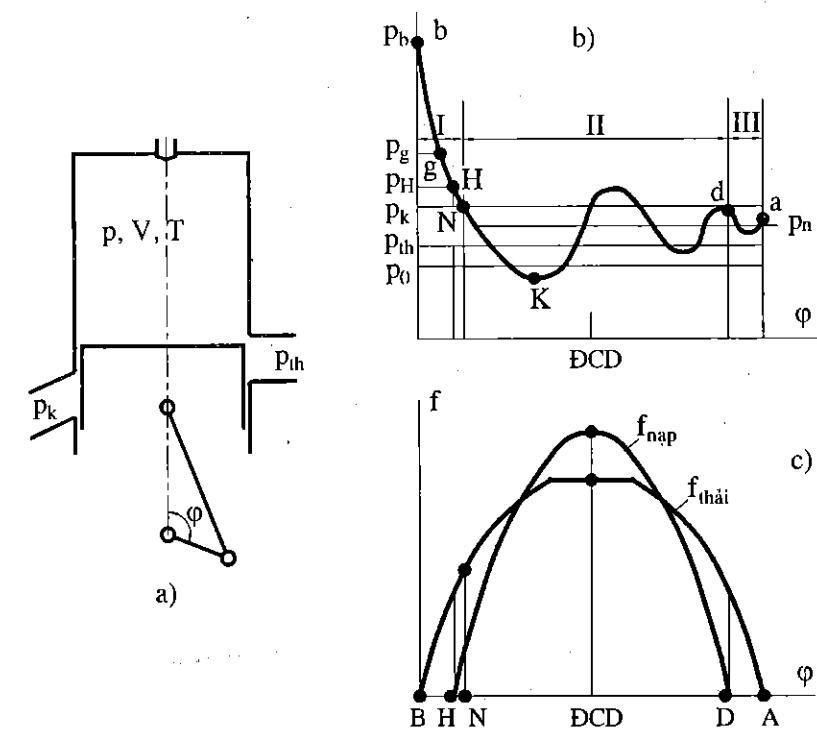
Trong giai đoạn thải tự do có thể thải đến 50% lượng sản vật cháy.

b. Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Giai đoạn quét và thải cưỡng bức và nạp II, hình 6-10b, kể từ lúc khí quét đi vào xylanh tại N cho đến khi đóng cửa quét tại d.

Trong thời kỳ này khí quét từ đường nạp vào xylanh và đẩy sản vật cháy ra đường thải, đồng thời chiếm chỗ trong xylanh thực hiện việc nạp.

Ban đầu, tuy khí quét đã đi vào xylanh nhưng áp suất vẫn tiếp tục giảm, thậm chí có thể giảm dưới áp suất khí trời p_0 xuống đến điểm K, hình 6-10b, trong động cơ cao tốc. Sở dĩ có hiện tượng đó là do tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét còn nhỏ, mặt khác dòng khí đang lưu động qua cửa thải với tiết diện và tốc độ lớn gây nên hiệu ứng hút. Tiếp theo, tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét tăng ngày càng lớn, nên áp suất tăng và dao động tắt dần quanh đường áp suất trung bình trong xylanh ở giai đoạn này ký hiệu là p_n .



Hình 6-10. Diễn biến quá trình quét thải trong động cơ hai kỳ

b: mở cửa thải, H: mở cửa quét, N: khí quét bắt đầu đi vào xylanh, d: đóng cửa quét, a: đóng cửa thải

Trong thời kỳ này có khoảng 30 ÷ 50% sản vật cháy bị quét ra khỏi xylanh.

c. Giai đoạn lọt khí

Đối với hệ thống có cửa thải đóng sau, hình 6-10, thì từ d đến a được gọi là giai đoạn *lọt khí* III. Ngược lại, trong hệ thống có cửa nạp đóng trước thì là giai đoạn *nạp thêm* (tương tự như khi đóng muôn xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).

6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán

Khi tính toán lý thuyết để xác định sơ bộ trị số "thời gian tiết diện cần thiết" của các cửa quét, cửa thải cần có các thông số sau đây.

6.3.2.1 Quá trình quét

a. Áp suất khí quét p_k

Áp suất khí quét p_k trước cửa nạp được giả thiết không đổi, đặc trưng cho cường độ quét và quyết định áp suất trong xylanh đầu quá trình nén p_a . Áp suất p_k phụ thuộc loại động cơ, kiểu loại của hệ thống, tốc độ vòng quay n , kích thước xylanh D và mức độ cường hóa động cơ (tùy thuộc giá trị áp suất có ích trung bình p_e).

Tùy thuộc loại động cơ có thể chọn p_k theo kinh nghiệm, bảng 6-1.

Bảng 6-1. Áp suất khí quét p_k [2]

Loại động cơ	Động cơ dẫn động cơ khí máy nén	Tuốcbin khí thải dẫn động máy nén
Động cơ tàu thủy và tĩnh tại cỡ lớn, thấp tốc	$(1,1 \div 1,2)p_0$	$(1,3 \div 1,7)p_0$
Động cơ tàu thủy và tàu hỏa, tốc độ vừa	$(1,2 \div 1,4)p_0$	$(1,5 \div 3,0)p_0$
Động cơ ô tô máy kéo cao tốc	$(1,2 \div 1,5)p_0$	$(1,5 \div 1,7)p_0$
Động cơ cường hóa cao tốc, tăng áp		$(1,7 \div 5,0)p_0$

Tùy thuộc loại hệ thống, ví dụ: hệ thống quét thẳng qua xupáp cần p_k lớn hơn so với hệ thống quét dùng piston đối đỉnh.

Tùy thuộc loại động cơ và tốc độ vòng quay, động cơ có D và n càng lớn thì càng khó quét sạch nên phải tăng p_k theo tỷ lệ với tích Dn .

b. Nhiệt độ khí quét T_k

T_k phụ thuộc nhiệt độ khí trời p_0 và áp suất p_k (mức độ tăng áp); chủng loại và đặc điểm cấu tạo của máy nén; mức độ làm mát trung gian khí quét:

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_k$$

trong đó:

ΔT_k : độ giảm nhiệt độ khí quét qua làm mát trung gian, $\Delta T_k \approx 25 \div 50K$. Làm mát trung gian để giảm nhiệt độ của toàn chu trình và tăng mật độ khí nạp mới để nạp được nhiều hơn. Nếu không làm mát trung gian thì $\Delta T_k = 0$.

m : chỉ số đa biến khí nén môi chất trong máy nén, phụ thuộc loại máy nén:

Máy nén piston: $m = 1,45 \div 1,6$

Máy nén rôto: $m = 1,65 \div 1,8$

Máy nén ly tâm: $m = 1,45 \div 1,8$.

c. Các thông số khác**• Hệ số dư lượng khí quét**

Hệ số dư lượng không khí quét φ_0 được định nghĩa như sau:

$$\varphi_0 = \frac{V_0}{V_h} \quad (6-2)$$

Trong đó V_h là thể tích công tác và V_0 là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời p_0, T_0 .

Hệ số φ_0 được sử dụng để tính toán cho động cơ có áp suất khí quét p_k nhỏ với $p_k \approx 0,105 \div 0,115$ MPa. Theo kinh nghiệm $\varphi_0 = 1,4 \div 2,4$.

Ngoài ra, người ta thường sử dụng hệ số dư lượng khí quét φ_k cho mọi loại động cơ hai kỳ:

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} \quad (6-3)$$

Trong đó V_k là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ đường nạp p_k, T_k .

Hệ số φ_k trong trường hợp này phản ánh được thông số trạng thái của khí quét trước cửa quét.

Có thể lựa chọn φ_k theo kinh nghiệm như sau:

Động cơ cỡ lớn tốc độ thấp:

- có áp suất p_k nhỏ: $\varphi_k = 1,15 \div 1,25$

- có áp suất p_k lớn (cường hóa như tăng áp): $\varphi_k = 1,4 \div 1,6$

Động cơ cao tốc dùng trên các phương tiện vận tải: $\varphi_k = 1,4 \div 1,5$

Động cơ dùng hộp cácte-trục khuỷu để nén khí: $\varphi_k = 1,5 \div 0,8$

Khi tăng p_k thì phải tăng φ_0 hay φ_k vì càng tăng áp thì càng tốn không khí quét. Hệ số dư lượng không khí quét là một thông số quan trọng để chọn lưu lượng máy nén cho động cơ hai kỳ.

Quan hệ giữa φ_0 và φ_k có thể dễ dàng tìm được từ (6-2) và (6-3):

$$\frac{\varphi_k}{\varphi_0} = \frac{V_k}{V_0}$$

Từ phương trình trạng thái:

$$V_k = \frac{G_q RT_k}{p_k} \text{ và } V_0 = \frac{G_q RT_0}{p_0}$$

trong đó G_q (kg) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xy lanh trong một chu trình.

Cuối cùng ta được:

$$\varphi_k = \varphi_0 \frac{p_0 T_k}{p_k T_0}$$

• **Hệ số quét khí và hệ số lợi dụng khí quét**

Hệ số quét khí φ đặc trưng cho mức độ tổn hao khí quét, được định nghĩa như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{M_q}{M_l}$$

trong đó: G_q vừa nêu ở trên; G_l (kg) là lượng khí quét giữ lại trong xy lanh trong một chu trình; M_q (kmol/kgnl) và M_l (kmol/kgnl) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xy lanh và lượng khí quét giữ lại trong xy lanh trong một chu trình ứng với 1 kg nhiên liệu.

Giá trị nghịch đảo của φ được gọi là hệ số lợi dụng khí quét η_d :

$$\eta_d = \frac{1}{\varphi} = \frac{M_l}{M_q}$$

Hệ số khí sót γ_r cũng là một thông số đánh giá chất lượng quét-thải: γ_r càng nhỏ thì chất lượng quét thải càng cao và ngược lại (xem 4.1.2.2). Để đạt một giá trị γ_r (nhỏ) nhất định, hệ số quét khí φ càng nhỏ (η_d càng lớn) tức là tổn hao khí quét càng nhỏ càng tốt. Trong một số trường hợp để làm mát các chi tiết trong buồng cháy hoặc giảm nhiệt độ trước tuốcbin tăng áp người ta có thể tăng φ .

Trong thực tế có thể lựa chọn hệ số quét khí như sau:

- Động cơ dùng máy nén riêng: $\varphi = 1,3 \div 1,6$

- Động cơ dùng hộp cacte-trực khuỷu để nén khí: $\varphi = 1,1 \div 1,2$

Quan hệ giữa hệ số quét khí φ và hệ số dư lượng khí quét φ_k cũng tìm được như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_h \eta_v}{v_k}} = \frac{V_k}{V_h} \cdot \frac{1}{\eta_v} = \frac{\varphi_k}{\eta_v}$$

trong đó:

v_k : thể tích riêng của khí quét;

V_k : thể tích khí quét qui về điều kiện p_k, T_k ;

η_v : hệ số nạp.

6.3.2.2 Quá trình thải

a. Áp suất p_b và nhiệt độ T_b

Áp suất và nhiệt độ lúc mở cửa thải p_b và T_b phụ thuộc vào mức độ cường hóa động cơ theo áp suất có ích trung bình p_e , hệ số dư lượng không khí λ , tốc độ vòng quay n và hệ thống quét thải.

Khi thiết kế động cơ mới hoặc tính toán kiểm nghiệm động cơ đã có, p_b và T_b được xác định nhờ tính toán nhiệt chu trình hoặc có thể xác định nhờ đo đồ thị công trên động cơ thí nghiệm và từ đó tính ra T_b .

Có thể chọn p_b ở chế độ toàn tải theo kinh nghiệm như sau:

Động cơ tốc độ thấp: $p_b = (2 \div 3)p_k$

Động cơ cao tốc:

- dùng cửa thải: $p_b = (3 \div 4)p_k$

- dùng xupáp thải: $p_b = (4 \div 5,5)p_k$

Động cơ tăng áp dùng tuốcbin khí thải thường mở cửa thải sớm hơn so với trường hợp dùng máy nén dẫn động cơ khí nên p_b thường lớn hơn, mục đích nhằm tăng năng lượng của khí thải để tăng công của tuốcbin. Nếu áp suất p_z trong quá trình cháy càng cao, hệ số giãn nở sau δ và chỉ số giãn nở đa biến trung bình n_2 càng nhỏ thì p_b càng lớn.

Nhiệt độ T_b thường nằm trong phạm vi 1000 đến 1600K. Giáo sư Óclin (Liên Xô cũ) đưa ra công thức kinh nghiệm sau:

$$T_b = T_k \frac{p_b}{p_k}$$

b. Áp suất trên đường thải

Áp suất trên đường thải p_{th} cũng giống như áp suất đường nạp p_k được giả thiết không đổi khi chế độ làm việc ổn định. Áp suất trên đường thải p_{th} phụ thuộc vào cấu tạo đường thải và chế độ làm việc của động cơ.

Khi không dùng tăng áp tuốcbin khí thải: $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$

Khi dùng tăng áp tuốcbin khí thải: $p_{th} = (0,75 \div 0,9)p_k$

c. Áp suất trong xy lanh lúc mở cửa quét

Áp suất trong xy lanh lúc mở cửa quét p_H phụ thuộc hệ số quét khí và tốc độ vòng quay của động cơ. Do $p_H > p_k$ nên có hiện tượng lọt sản vật cháy vào đường nạp. Vì vậy không nên thiết kế cửa quét mở sớm quá.

Với động cơ hai kỳ quét thẳng, tốc độ $n = 1500 \div 2500$ vg/ph, Giáo sư Óclin đưa ra công thức kinh nghiệm:

$$p_H = (1,1 \div 1,8)p_k$$

Các động cơ tĩnh tại và tàu thủy hai kỳ cỡ lớn tốc độ thấp thường lắp van một chiều trên cửa nạp nên thường mở cửa quét khi $p_H \approx p_k$.

d. Áp suất trung bình trong giai đoạn thải cưỡng bức

Áp suất trung bình trong xy lanh trong giai đoạn thải cưỡng bức p_n được xác định theo hệ số tụt áp a được định nghĩa như sau:

$$a = \frac{p_n - p_{th}}{p_k - p_{th}}$$

Hệ số a có thể được chọn theo kinh nghiệm của Giáo sư Óclin như sau:

- Hệ thống quét thẳng qua xupáp: $a = 0,5 \div 0,9$
- Hệ thống quét thẳng qua piston đối đỉnh: $a = 0,3 \div 0,5$
- Hệ thống quét vòng: $a = 0,4 \div 0,75$

Từ đó tìm được:

$$p_n = a(p_k - p_{th}) + p_{th}$$

e. Thể tích V_N

Thể tích xylanh V_N ứng với thời điểm khí quét thực sự đi vào xylanh, hình 6-10b, có thể chọn theo kinh nghiệm phụ thuộc vào thể tích công tác của xylanh V_h :

$$V_N = (0,9 \div 1,05)V_h$$

6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất

Mục đích chính của tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất là xác định tiết diện thời gian cần thiết của cửa thải và cửa quét phục vụ cho tính kiểm nghiệm hay thiết kế động cơ. Trong phần này chúng ta sẽ thiết lập quan hệ toán học giữa tiết diện thời gian các cửa thải, cửa quét với các thông số của quá trình công tác. Trên cơ sở đó tính toán tiết diện các cửa này phục vụ cho việc thiết kế cũng như kiểm nghiệm động cơ.

6.4.1 Cơ sở tính toán

Quá trình thay đổi môi chất thực tế trong động cơ hai kỳ là quá trình không ổn định, diễn ra trong điều kiện thể tích xylanh, tiết diện thông qua các cửa, áp suất, nhiệt độ môi chất thay đổi và trao đổi nhiệt phức tạp với môi trường bên ngoài. Để tính toán phải sử dụng những giả thiết đơn giản hóa và kết quả tính toán thường được hiệu chỉnh bằng các hệ số thực nghiệm tương tự như phần tính toán chu trình làm việc của động cơ đã trình bày ở chương 4 và chương 5.

Khi lựa chọn các thông số ở trên, ta đã giả thiết dòng lưu động qua các cửa nạp, thải là dòng một chiều, liên tục và đoạn nhiệt. Công thức tính lưu lượng của dòng khí đó được xác định theo (4-54):

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

Hệ số lưu lượng μ của các cửa quét, thải tương ứng với từng giai đoạn cụ thể có thể lựa chọn theo kinh nghiệm cho trong bảng 6-2.

Dưới đây ta sẽ áp dụng cơ sở chung về lưu động của dòng khí để tính toán cho từng giai đoạn cụ thể, hình 6-10.

Bảng 6-2. Hệ số lưu lượng μ của các cửa quét, thải [2]

Loại hệ thống quét thải	Cửa thải		Cửa quét μ_q
	Khi thải tự do μ_{td}	Khi thải cưỡng bức μ_{cb}	
Quét thẳng qua xupáp thải	0,6 ÷ 0,8	0,80 ÷ 1,2	0,70 ÷ 0,75
Quét thẳng dùng piston đối đỉnh	0,65 ÷ 0,75	0,5 ÷ 0,8	0,70 ÷ 0,75
Quét vòng	0,60 ÷ 0,75	0,3 ÷ 0,7	0,70 ÷ 0,75

6.4.2 Giai đoạn thải tự do

Thời kỳ thải tự do tính từ lúc mở cửa thải tại điểm b cho đến khi khí quét đi vào xy lanh tại điểm N, hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, giai đoạn thải tự do đều có hai dạng lưu động là trên giới hạn và dưới giới hạn.

Khối lượng sản vật cháy qua cửa thải dG_{td} trong khoảng thời gian dt trong thời kỳ thải tự do được xác định theo (4-54):

$$dG_{td} = \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt \tag{6-4}$$

trong đó:

μ_{td} : hệ số lưu lượng cửa thải trong giai đoạn thải tự do. Chọn μ_{td} theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

f_{td} : diện tích lưu thông của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

p, v : áp suất và thể tích riêng của môi chất trong xy lanh;

ψ_{td} : hàm lưu lượng trong giai đoạn thải tự do.

- Khi $\frac{p_{th}}{p} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

với p_{th} là áp suất đường thải được coi là không đổi và k là chỉ số đoạn nhiệt. Dòng khí đó lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh, hàm lưu lượng ψ được xác định theo (4-56):

$$\psi_{td} = \psi_{td,max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = const \tag{6-5}$$

Giá trị áp suất tới hạn p_g , hình 6-10b, được xác định theo (4-57):

$$p_g = \frac{p_{th}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \tag{6-6}$$

- Khi $\frac{p_{th}}{p} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

dòng lưu động dưới giới hạn, hàm lưu lượng ψ_{td} được xác định theo (4-55):

$$\psi_{td} = \psi_{idd} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_{th}}{p}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6-7)$$

Mặt khác, nếu không tính lượng sản vật cháy khá nhỏ lọt vào đường nạp trong khoảng từ H đến N thì lượng sản vật cháy đi qua cửa thải tính đến thời điểm đang xét bất kỳ từ b đến N có thể tính như sau:

$$G_{td} = G_b - G = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V}{v} \quad (6-8)$$

trong đó:

G_b và G : lượng môi chất trong xylanh tại b và tại thời điểm khảo sát;

V_b và V : thể tích xylanh tại b và tại thời điểm khảo sát.

Vi phân hai vế của (6-8):

$$dG_{td} = -d\left(\frac{V}{v}\right) = \frac{Vdv - vdV}{v^2} \quad (6-9)$$

Cân bằng vế phải của (6-4) và (6-9) rút ra:

$$\begin{aligned} \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \text{ và biến đổi tiếp tục:} \\ f_{td} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \end{aligned} \quad (6-10)$$

Tích phân hai vế (6-10) từ b đến N và chú ý đến (6-1) ta được tiết diện thời gian trong giai đoạn thải tự do:

$$A_{td} = \int_b^N f_{td} dt = \frac{30}{\pi n} \int_b^N f_{td} d\varphi = \int_b^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-11)$$

Phân đoạn tích phân (6-11) thành hai tích phân với điểm trung gian là điểm giới hạn g tương ứng với lưu động trên giới hạn và dưới giới hạn:

$$A_{td} = \int_b^g \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td \max} \sqrt{\frac{p}{v}}} + \int_g^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{idd} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-12)$$

với ψ_{tdmax} và ψ_{td} được xác định theo (6-5) và (6-7).

Để tính tích phân (6-12) còn phải tìm thêm một số điều kiện. Giả thiết môi chất giãn nở đa biến trong thời kỳ thải tự do, quan hệ $p(v)$ do đó sẽ được xác định từ phương trình:

$$p_b v_b^m = p v^m \quad (6-13)$$

với m là chỉ số giãn nở đa biến có thể chọn bằng 1,3 cho sản vật cháy.

Ngoài ra, các thông số như p_b, V_b, p_n, p_{th} được lựa chọn trong 6.2.2 và thông số tính p_g theo (6-6) là các thông số cần thiết khi tính tích phân (6-12).

Tích phân (6-12) tương đối phức tạp nhưng đã được trình bày chi tiết trong [2], do hạn chế về khuôn khổ giáo trình nên không trình bày ở đây. Tóm lại, về nguyên tắc đến đây chúng ta xác định được tiết diện thời gian trong giai đoạn thải tự do A_{td} .

6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Trong giai đoạn này diễn ra đồng thời hai dòng khí vào (quét) và ra (thải) khỏi xy lanh ở hai cửa khí khác nhau nên sau đây ta sẽ khảo sát riêng.

6.4.3.1 Giai đoạn quét

Quá trình quét thực tế diễn ra từ N đến d , hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, dòng khí quét chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Lượng khí quét dG_q đi vào trong xy lanh trong thời gian dt thuộc giai đoạn quét xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_q = \mu_q f_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt$$

trong đó:

μ_q, f_q : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa quét. Chọn μ_q theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

p_k, v_k : áp suất, thể tích riêng của khí quét trên đường nạp với giả thiết p_k không đổi.

Hàm lưu lượng ψ_q được xác định theo (4-55):

$$\psi_q = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const với } k \text{ có thể chọn bằng } 1,4.$$

Từ đó rút ra:

$$f_q dt = \frac{dG_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}$$

Lấy tích phân hai vế của biểu thức trên trong suốt quá trình quét, ta được:

$$A_q = \int_{x_N}^x f_q dt = \frac{G_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} \quad (6-14)$$

Lượng khí quét G_q được xác định nếu chia tử số và mẫu số (6-3) cho v_k :

$$\begin{aligned} \varphi_k &= \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_h}{v_k}} = \frac{G_q}{V_h} v_k \\ G_q &= \frac{V_h}{v_k} \varphi_k \end{aligned} \quad (6-15)$$

với φ_k là hệ số dư lượng khí được chọn trước (xem 6.3.2.1c).

Mặt khác, từ phương trình trạng thái $p_k v_k = R_k T_k$ với R_k và T_k là hằng số khí và nhiệt độ khí quét, rút ra:

$$p_k = \frac{R_k T_k}{v_k} \quad (6-16)$$

Thay (6-15) và (6-16) vào (6-14) rồi rút gọn, ta được:

$$A_q = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{R_k T_k}} \quad (6-17)$$

6.4.3.2 Giai đoạn thải cưỡng bức

Quá trình thải cưỡng bức diễn ra tiếp theo quá trình thải tự do nhưng đồng thời với quá trình quét vừa xét ở trên. Thải cưỡng bức là quá trình lưu động của sản vật cháy từ xy lanh qua cửa thải dưới tác dụng đẩy của khí quét đang đi vào xy lanh. Khi thải cưỡng bức có một phần khí quét hòa trộn với sản vật cháy rồi cùng thoát ra đường thải. Theo kinh nghiệm, trong giai đoạn thải cưỡng bức chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Để đơn giản, ta vẫn dùng giả thiết áp suất trong xy lanh và áp suất trong đường thải không đổi lần lượt bằng p_n và p_{th} , hình 6-10b. Ngoài ra, coi gần đúng rằng nhiệt độ môi chất trong xy lanh không đổi bằng nhiệt độ trung bình T_n .

Lượng khí đi từ xy lanh qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức được xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_{cb}^* = \mu_{cb} f_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}} dt$$

trong đó:

p_n, v_n : áp suất, thể tích riêng của môi chất trong xy lanh;

μ_{cb} , f_{cb} : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức. Chọn μ_{cb} theo kinh nghiệm, bảng 6-2.

Hàm lưu lượng ψ khi đó được xác định theo (4-55):

$$\psi_{cb} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const}, k \text{ có thể chọn bằng } 1,3 \text{ cho sản vật}$$

cháy.

Từ đó rút ra:

$$f_{cb} dt = \frac{dG_{cb}}{\mu_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}}}$$

Tương tự như trên, áp dụng phương trình trạng thái $p_n v_n = R_n T_n$ với R_n và T_n là hằng số khí và nhiệt độ của môi chất:

$$f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} dG_{cb}$$

Tích phân hai vế biểu thức trên trong thời toàn bộ kỳ thải cưỡng bức:

$$A_{cb} = \int_N^a f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} G_{cb} \quad (6-18)$$

Có thể xác định lượng môi chất ra khỏi xylanh trong quá trình thải cưỡng bức G_{cb} theo lập luận sau:

Nếu bỏ qua sự khác biệt về khối lượng môi chất trong xylanh trong các quá trình nén và giãn nở do phun nhiên liệu (động cơ diesel) hay lọt khí và bỏ qua lượng khí lọt hay nạp thêm sau giai đoạn thải cưỡng bức thì khối lượng môi chất nằm trong xylanh ở đầu thời kỳ thải tự do và cuối thời kỳ thải cưỡng bức là hoàn toàn bằng nhau. Do đó tổng lượng môi chất ra khỏi xylanh qua cửa thải bằng lượng khí quét vào xylanh qua cửa nạp.

$$G_q = G_{td} + G_{cb}$$

Từ đó:

$$G_{cb} = G_q - G_{td} \quad (6-19)$$

Thay G_q (6-15) và

$$G_{td} = G_b - G_N = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_N V_N}{RT_N} \text{ (xem hình 6-10) vào (6-19), ta được:}$$

$$G_{cb} = \frac{V_b}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \quad (6-20)$$

Thay (6-20) vào (6-18) cuối cùng ta được:

$$A_{cb} = \left(\frac{V_h}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \right) \sqrt{R_n T_n} \mu_{cb} \psi_{cb} p_n \quad (6-21)$$

Để tính được (6-21) cần phải xác định thêm một số thông số sau.

- Nhiệt độ môi chất trong xylanh tại thời điểm bắt đầu quét-thải cưỡng bức T_N :

T_N được xác định theo quá trình đa biến biểu thị bằng (6-13):

$$T_N = T_b \left(\frac{p_N}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

với p_b và T_b đã được chọn trong 6.3.2.2.

- Nhiệt độ trung bình của môi chất trong xylanh trong giai đoạn quét-thải cưỡng bức T_n phụ thuộc vào mức độ hòa trộn giữa khí quét và sản vật cháy, tức là phụ thuộc vào loại hệ thống quét thải. Có nhiều công thức kinh nghiệm để tính T_n , ví dụ như công thức của Giáo sư Óclin dùng cho cả hai loại quét thẳng và quét vòng:

$$T_n = \frac{T_N - T_a}{\ln \frac{T_N}{T_a}}$$

với T_a là nhiệt độ môi chất trong xylanh cuối quá trình nạp, xem 4.1.2.4.

6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải

Sau khi tính được tiết diện thời gian lý thuyết cần thiết A_{td} theo (6-12), A_q theo (6-17) và A_{cb} theo (6-21), ta có thể tính được tốc độ trung bình lý thuyết w của môi chất qua các cửa nạp, thải dựa trên cơ sở trạng thái môi chất qui về điều kiện đường nạp (p_k , T_k , v_k) như sau:

- Tốc độ trung bình của sản vật cháy qua cửa thải trong giai đoạn thải tự do:

$$w_{td} = \frac{G_{td} v_k}{A_{td}}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức:

$$w_{cb} = \frac{\varphi_k V_h - G_{td} v_k}{A_{cb}}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa quét trong giai đoạn quét khí:

$$w_q = \frac{\varphi_k V_h}{A_q}$$

trong đó:

A_{td} : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

A_{cb} : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải cưỡng bức;

A_q : tiết diện thời gian của cửa nạp trong thời kỳ quét;

G_{td} : khối lượng khí thải đi từ xy lanh ra đường thải trong thời kỳ thải tự do.

Trong bảng 6-3 nêu các giá trị tốc độ trung bình lý thuyết theo kinh nghiệm. Trình tự tính toán các quá trình quét thải cho một động cơ hai kỳ cụ thể được trình bày chi tiết trong [1, 2].

Tính toán các quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ ở chế độ toàn tải như trình bày ở trên giúp ta đánh giá sơ bộ mức độ chính xác của sự lựa chọn kích thước tiết diện lưu thông và góc phối khí trong hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ khi thiết kế và nếu cần có thể thay đổi lại cho hợp lý.

Bảng 6-3. Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp thải (m/s)[2]

Các thời kỳ		Loại động cơ	
		Thấp tốc	Cao tốc
Thải tự do		200 ÷ 500	400 ÷ 1000
Thải cưỡng bức	Dùng piston đối đỉnh	50 ÷ 150	100 ÷ 200
	Dùng xupáp	50 ÷ 100	75 ÷ 150
Quét khí	Cửa quét một hàng	120 ÷ 140	150 ÷ 250
	Cửa quét hai hàng, có van một chiều	60 ÷ 130	120 ÷ 200

Các tính toán trình bày trong 6.4 dựa trên các giả thiết đơn giản hóa rất nhiều nên kết quả chỉ mang tính chất gần đúng. Tuy nhiên, nếu biết dựa vào những số liệu thực nghiệm của động cơ có kết cấu tương tự thì có thể tránh được những sai sót trong quá trình thiết kế và do đó giảm được thời gian cũng như chi phí chế tạo thử.

Với sự phát triển của kỹ thuật tính toán hiện đại, phương pháp mô phỏng CFD ngày càng được sử dụng rất hiệu quả để tính toán quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ cho kết quả với độ chính xác cao, xem 4.6.3.

CHƯƠNG VII

HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ

Hình thành hòa khí là quá trình tạo ra hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí có thành phần thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ. Hỗn hợp đó gọi là hòa khí. Hình thành hòa khí có ảnh hưởng quyết định đến quá trình cháy, qua đó đến tính kinh tế, tính hiệu quả, độ êm dịu và chất lượng khí thải của động cơ.

Hình thành hòa khí bao gồm các quá trình lý hoá phức tạp, đan xen hoặc kế tiếp nhau. Đối với động cơ dùng nhiên liệu lỏng, đó là các quá trình xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu với không khí.

Những yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng hình thành hòa khí như: tính chất của nhiên liệu, các thông số trạng thái (nhiệt độ, áp suất...) của không khí nơi hình thành hòa khí, vận tốc tương đối giữa các phần tử nhiên liệu và không khí, kết cấu của bộ phận tạo thành hòa khí...

Có thể phân loại hình thành hòa khí theo các tiêu chí sau.

Theo loại nhiên liệu: hình thành hòa khí trong động cơ xăng và hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

Theo vị trí hình thành hòa khí: hình thành hòa khí bên trong (xylanh) và hình thành hòa khí bên ngoài.

Theo tính chất của hòa khí: hình thành hòa khí đồng nhất và hình thành hòa khí không đồng nhất.

Dưới đây, để thống nhất trong toàn bộ giáo trình, ta sẽ khảo sát hình thành hòa khí phân theo loại nhiên liệu.

7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng

Trước khi đi khảo sát các phương pháp tạo thành hòa khí cụ thể, ta tìm hiểu cơ sở vật lý của quá trình tạo thành hòa khí nói chung.

7.1.1 Cơ sở vật lý

Cơ chế hình thành hòa khí chung trong động cơ xăng như sau: xăng dễ bay hơi được *hút* hay *phun* vào động cơ, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí.

Có thể coi quá trình tạo hòa khí gồm ba quá trình cơ bản là xé nhỏ, bay hơi xăng và hòa trộn với không khí xảy ra đồng thời hoặc đan xen và có tác dụng tương hỗ với nhau, trong đó quá trình bay hơi diễn ra trong suốt thời gian tạo thành hòa khí. Sau đây ta sẽ xét cụ thể.

7.1.1.1 Xé nhỏ nhiên liệu

Xăng phun ra từ vòi phun tạo thành tia có hình côn sẽ được xé nhỏ chủ yếu do chênh lệch vận tốc với không khí. Độ chênh lệch vận tốc càng lớn thì xăng càng được xé

nhỏ, với độ chênh lệch 6m/s thì xăng bắt đầu bị xé và được xé tơi hoàn toàn ở 30m/s. Nếu xăng không được xé tơi mà còn nhiều hạt lớn trong tia thì dễ đọng bám lên thành ống nạp tạo thành màng. Độ xé tơi xăng được đánh giá thông qua giá trị trung bình của các hạt và tỷ lệ nghịch với giá trị này. Độ xé tơi phụ thuộc kết cấu vòi phun, chênh lệch áp suất khí phun, nhiệt độ không khí tại vòi phun, tính chất vật lý của xăng... Khi xăng được hòa trộn sơ bộ với không khí, ví dụ như ở hệ thống chính có giclơ không khí hay hệ thống không tải (xem giáo trình Động cơ đốt trong [3]) thì độ xé tơi tăng. Ngược lại, sức căng mặt ngoài của xăng lớn thì độ xé tơi giảm.

7.1.1.2 Bay hơi nhiên liệu

Quá trình bay hơi xăng xảy ra ngay sau khi xăng ra khỏi vòi phun nhưng tại đây lượng xăng bay hơi ít. Phần lớn xăng ở dạng hạt cuốn theo dòng không khí rồi tiếp tục bay hơi trên đường vào xylanh và ở bên trong xylanh. Những hạt xăng có kích thước lớn có thể tạo thành màng xăng trên đường nạp, màng xăng cũng bị dòng khí cuốn theo nhưng với tốc độ chậm hơn nhiều.

Xăng từ màng cũng bay hơi nhưng với tốc độ nhỏ hơn vì diện tích bề mặt bay hơi nhỏ. Xăng tạo màng trên đường nạp làm cho cung cấp nhiên liệu cho động cơ so với thiết kế bị sai lệch. Đây là một trong những nguyên nhân làm cho thành phần hòa khí cung cấp đến các xylanh không đều nhau, đặc biệt khi động cơ làm việc ở chế độ không ổn định vì khi đó màng xăng cũng thay đổi.

Đối với động cơ tạo thành hòa khí bên ngoài (xem 7.1.2.2 và 7.1.2.3a) thì trước khi vào đến xylanh xăng đã bay hơi tới 60 ÷ 80%. Phần còn lại sẽ tiếp tục bay hơi trong xylanh.

Tốc độ bay hơi là một thông số được đánh giá bằng lượng chất lỏng bay hơi vào hòa khí trong một đơn vị thời gian xác định theo công thức sau:

$$\frac{dG}{dt} = k \frac{p_b - p_{nl}}{p_h} A$$

trong đó:

p_b : áp suất hơi bão hòa của chất lỏng ở điều kiện nhiệt độ đã cho;

p_{nl} : áp suất riêng phần của hơi nhiên liệu trong hòa khí;

p_h : áp suất của hòa khí;

A: diện tích bề mặt bay hơi;

k: hệ số tỷ lệ, phụ thuộc: vận tốc tương đối giữa không khí và chất lỏng trên bề mặt bay hơi, tính chất vật lý của chất lỏng...

Công thức này cho thấy tốc độ bay hơi phụ thuộc vào trạng thái trên bề mặt chất lỏng (áp suất, nhiệt độ, tốc độ chuyển động), độ xé tơi và tính chất nhiên liệu. Cụ thể, khi đóng nhỏ bướm ga làm cho áp suất sau bướm ga giảm (p_h giảm) làm tăng tốc độ bay hơi tại đây; tăng tốc độ chuyển động của dòng khí làm nhiên liệu bay hơi nhanh hơn; hòa khí đã có nhiều nhiên liệu (đậm) thì p_{nl} lớn nên tốc độ bay hơi vào hòa khí giảm; tăng nhiệt độ (ví dụ sấy nóng đường nạp) làm tăng áp suất hơi bão hòa p_b dẫn đến tăng tốc độ bay hơi; nhiên liệu có nhiều thành phần nhẹ, dễ bay hơi nên tốc độ bay hơi lớn...

Trong một số động cơ xăng dùng biện pháp *sấy nóng đường nạp* để tăng tốc độ bay hơi và giảm hiện tượng đọng thành màng xăng. Sau đây ta sẽ tính toán xem nhiệt độ sấy nóng tối thiểu là bao nhiêu để xăng bay hơi hoàn toàn.

Khi khởi động lạnh, đường nạp chưa được sấy nóng, xăng bay hơi sẽ làm giảm nhiệt độ tại đây. Giả sử lượng giảm nhiệt độ do bay hơi Δt_{bh} của nhiên liệu và không khí là như nhau, bỏ qua trao đổi nhiệt với môi trường, phương trình cân bằng nhiệt khi bay hơi hoàn toàn nhiên liệu trong hòa khí có hệ số dư lượng không khí λ có dạng:

$$\lambda(C_{kk} + C_{nl}) = t_{nl} \tag{7-1}$$

trong đó:

L_0 : lượng nhiệt cần để sấy nóng nhiên liệu và không khí (xem hình trong 3);

C_{kk} và C_{nl} : nhiệt dung riêng của không khí và nhiên liệu;

r : nhiệt ẩn của nhiên liệu;

Từ (7-1)

Khi giảm nhiệt độ xuống đến mức mà nhiên liệu không thể bay hơi nữa thì lượng nhiên liệu không bay hơi là G_{nl} và lượng không khí trước khi nhiên liệu bay hơi là G_{kk} .

Theo (7-2)

$$\lambda(C_{kk} + C_{nl}) = t_{nl} \tag{7-2}$$

với p_{kk} là áp suất không khí trước khi nhiên liệu bay hơi.

Tương tự

với T_k là nhiệt độ không khí trước khi nhiên liệu bay hơi.

Từ đó

Thay $\frac{G_{kk}}{G_{nl}} = \lambda L_0$ và $\frac{R_{kk}}{R_{nl}} = \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$ ta được:

$$\frac{p_{kk}}{p_{nl}} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$$

$$p_{kk} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}} p_{nl} \tag{7-3}$$

Từ (7-2) và (7-3) tìm được:

$$p_{n1} = \frac{P_h}{1 + \lambda L_0 \frac{\mu_{n1}}{\mu_{kk}}}$$

Từ giá trị p_{n1} tìm được, tra đồ thị hay bảng áp suất hơi bão hòa phụ thuộc nhiệt độ để tìm được nhiệt độ t_1 tương ứng. Nhiệt độ hòa khí khi bay hơi hết nhiên liệu tối thiểu là t_1 và trước khi bay hơi tối thiểu là $t_1 + \Delta t_{bh}$. Nếu coi nhiệt độ của hòa khí khi chưa sấy nóng gần đúng là t_0 thì nhiệt độ sấy nóng môi chất cần thiết trong đường nạp sẽ là $\Delta t_{sn} = t_1 + \Delta t_{bh} - t_0$. Cần lưu ý không nên sấy nóng quá cần thiết vì khi đó chỉ làm giảm mật độ của khí nạp mới.

7.1.1.3 Hòa trộn nhiên liệu với không khí

Quá trình hòa trộn nhiên liệu với không khí cũng xảy ra ngay sau khi nhiên liệu ra khỏi vòi phun do khuếch tán của hơi nhiên liệu và chuyển động của không khí. Hạt nhiên liệu càng nhỏ có tính năng động càng cao và khả năng khuếch tán càng lớn. Do đó, nếu nhiên liệu càng được xé nhỏ, càng bay hơi tốt thì quá trình hòa trộn càng tốt. Mặt khác, tốc độ dòng khí tăng cũng làm cho quá trình hòa trộn diễn ra nhanh chóng và thuận lợi hơn.

Chất lượng quá trình tạo hòa khí được đánh giá bằng mức độ đáp ứng yêu cầu về phân bố hòa khí trong thể tích xylanh tùy thuộc vào phương pháp tạo thành hòa khí (ví dụ như cần đồng nhất hay không đồng nhất - phân lớp) và độ đồng đều về lượng cũng như về chất của hòa khí giữa các xylanh.

Cần chú ý rằng, cơ sở vật lý của quá trình tạo hòa khí trình bày ở trên cũng có thể được dùng để nghiên cứu sự hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng

7.1.2.1 Khái quát

Tạo thành hòa khí trong động cơ xăng phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Cung cấp hòa khí với thành phần λ thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.

- Phần lớn nhiên liệu trong hòa khí ở dạng hơi, phần còn lại được xé tơi ở dạng hạt có kích thước rất nhỏ.

- Hệ số dư lượng không khí λ phải đồng đều giữa các xylanh.

Những nhân tố ảnh hưởng tới tạo thành hòa khí gồm:

- Thời gian tạo thành hòa khí càng dài thì chất lượng tạo hòa khí càng cao. Như vậy, tốc độ động cơ quá cao có ảnh hưởng xấu đến tạo thành hòa khí.

- Nhiệt độ môi trường và nhiệt độ động cơ càng cao thì tốc độ bay hơi càng cao, hòa trộn càng tốt nhưng làm giảm mật độ khí nạp mới dẫn đến giảm công suất động cơ.

- Thành phần và tính chất nhiên liệu ảnh hưởng đến tốc độ bay hơi, khả năng xé tơi và hòa trộn. Nói chung, nhiên liệu nhiều thành phần chung cất nhẹ, dễ bay hơi sẽ tạo thành hòa khí dễ dàng hơn.

- Kết cấu các bộ phận như đường nạp, hệ thống nhiên liệu (bộ chế hòa khí, loại phun xăng...) có ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng tạo thành hòa khí.

Có thể phân loại tạo thành hòa khí trong động cơ xăng thành hai loại là tạo thành hòa khí dùng bộ chế hòa khí và tạo thành hòa khí dùng phun xăng.

7.1.2.2 Tạo thành hòa khí dùng bộ chế hoà khí

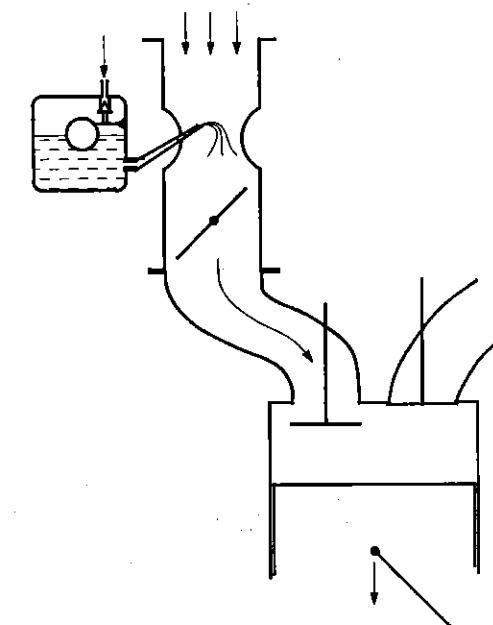
Trên hình 7-1 thể hiện rõ sơ đồ hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí. Trong quá trình nạp, không khí được hút vào động cơ phải lưu động qua họng khuếch tán có tiết diện bị thu hẹp. Tại đây, do tác dụng của độ chân không Δp_h , xăng được hút ra từ buồng phao qua giclơ nhiên liệu. Giclơ định lượng chính xác lưu lượng xăng hút ra phù hợp với lưu lượng không khí để tạo thành hòa khí có hệ số dư lượng không khí λ đúng như thiết kế. Sau khi ra họng khuếch tán, nhiên liệu được dòng không khí xé tơi với độ chênh lệch vận tốc có thể đạt tới 20-40 m/s. Đồng thời, nhiên liệu bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí. Quá trình này còn tiếp tục diễn ra trên đường nạp và trong xylanh ở các thời kỳ nạp và nén. Do xăng nhẹ và rất dễ bay hơi, được hút ra họng khuếch tán là nơi có áp suất chân không, được xé nhỏ bởi dòng không khí và khi vào trong xylanh được sấy nóng bởi các chi tiết và khí sót nên gần cuối quá trình nén có thể coi hòa khí là đồng nhất.

Để tăng chất lượng tạo thành hòa khí, người ta thiết kế và đưa vào sử dụng bộ chế hoà khí có trang bị điện tử, xin xem [3].

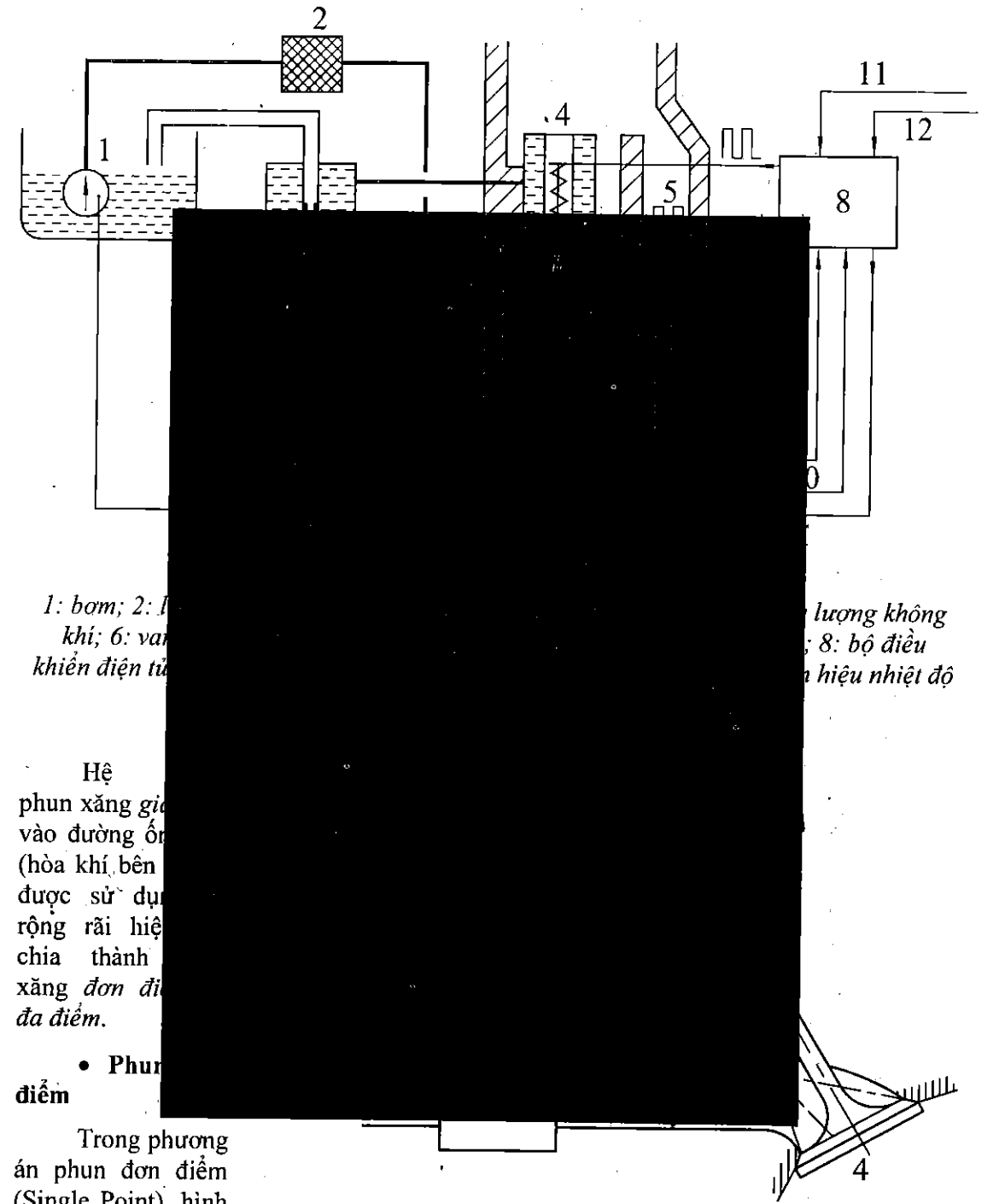
7.1.2.3 Hình thành hòa khí dùng phun xăng

Trong hệ thống nhiên liệu phun xăng, xăng được phun vào động cơ với áp suất cao (khoảng 3-4 bar đối với phun xăng vào đường ống nạp và 40 bar đối với phun xăng trực tiếp) thay vì hút qua bộ chế hoà khí. Do được phun ra với áp suất cao và định lượng chính xác bằng điện tử nên xăng được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn rất tốt với không khí tạo thành hòa khí. Có thể phân loại hòa khí dùng phun xăng thành hai loại là phun gián tiếp (vào đường nạp) và phun trực tiếp vào trong xylanh.

a. Phun gián tiếp



Hình 7-1. Tạo thành hòa khí trong bộ chế hòa khí



1: bơm; 2: thiết bị đo lưu lượng không khí; 6: van điều khiển điện tử; 8: bộ điều khiển nhiệt độ

Hệ phun xăng gián tiếp vào đường ống nạp (hòa khí, bên ngoài) được sử dụng rộng rãi hiện nay. Nó chia thành phun xăng đơn điểm đa điểm.

• Phun xăng đơn điểm

Trong phương án phun đơn điểm (Single Point), hình 7-2, xăng được phun vào ống nạp chung để cung cấp hòa khí cho các xy lanh. Toàn bộ động cơ chỉ có một

Hình 7-3. Sơ đồ hệ thống phun xăng đa điểm

1: không khí nạp; 2: thiết bị đo lưu lượng không khí; 3: buồng hỗn hợp; 4: xupáp nạp; 5: vòi phun; 6: tín hiệu điều khiển phun; 7: bộ điều khiển phun xăng; 8: các tín hiệu cảm biến vào bộ xử lý; 9: xăng từ bơm chuyển.

vòi phun ở đường ống nạp chung cho tất cả các xylanh. Về mặt nguyên tắc có thể sử dụng các phương pháp phun liên tục hay phun gián đoạn. Vòi phun được bố trí ngay trên bướm tiết lưu, tại đây vận tốc dòng không khí lớn nhất tạo điều kiện tốt cho quá trình xé toái xăng và hoà trộn với không khí. Bộ điều khiển điện tử ECU nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau trên động cơ, trong đó thông số điều khiển chính là lưu lượng không khí nạp. Nói chung, về mặt giá thành và về mức độ hoàn thiện các chức năng, hệ thống phun đơn điểm là trạng thái trung gian giữa hệ thống dùng bộ chế hoà khí và hệ thống phun đa điểm sẽ xét dưới đây.

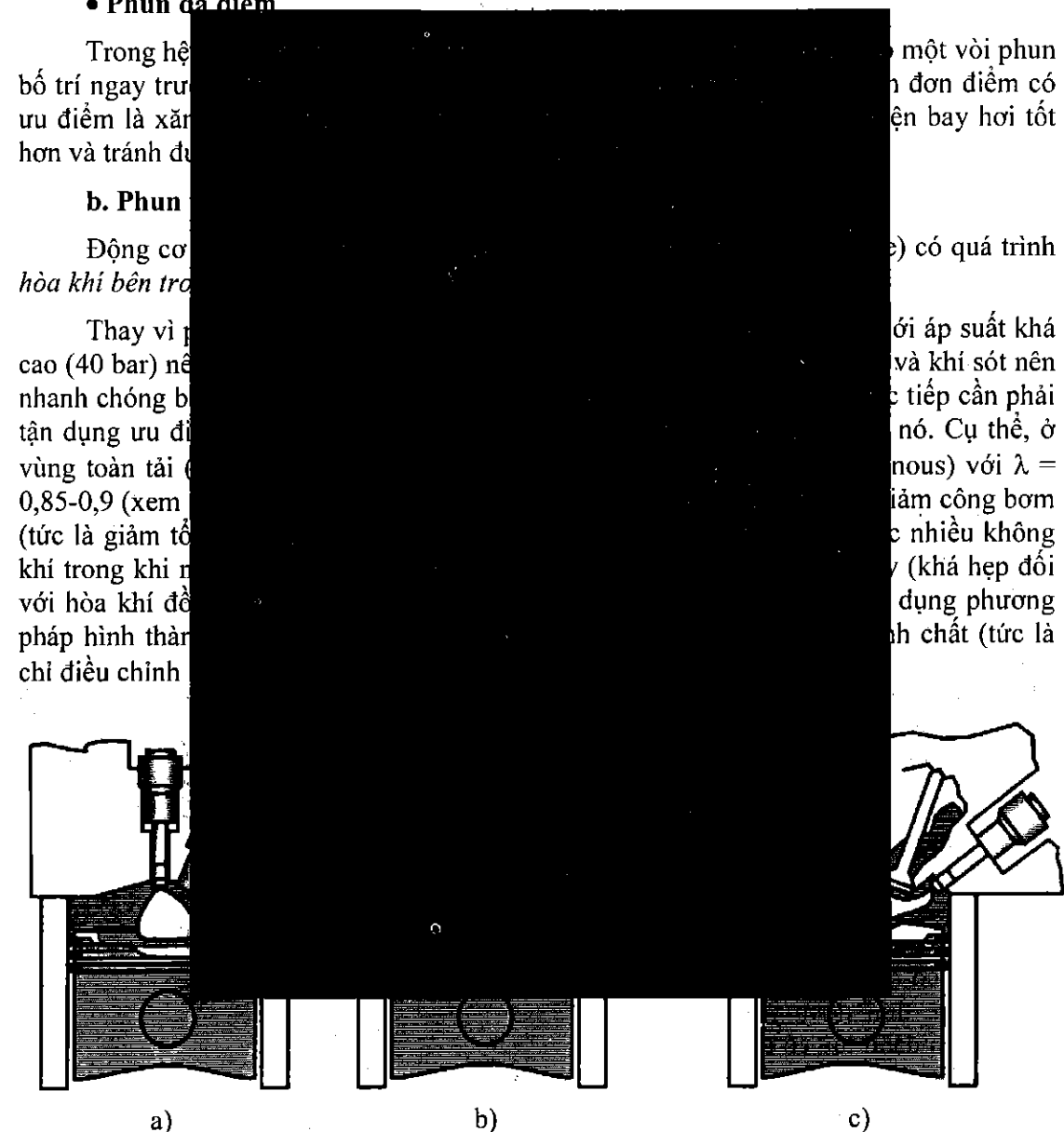
• Phun đa điểm

Trong hệ thống phun đa điểm, một vòi phun được bố trí ngay trước mỗi xi-lanh. Ưu điểm là xăng được phun trực tiếp vào buồng đốt, nên vận tốc bay hơi tốt hơn và tránh được hiện tượng đọng giọt.

b. Phun đa điểm

Động cơ phun đa điểm có quá trình hoà khí bên trong xi-lanh.

Thay vì áp suất thấp (0,1-0,2 bar) ở bộ chế hoà khí (40 bar) nên vận tốc phun nhanh chóng bị giảm do tiếp xúc với thành xi-lanh. Ưu điểm của phương pháp này là vận tốc phun cao (40 bar) nên vận tốc bay hơi nhanh chóng bị giảm do tiếp xúc với thành xi-lanh. Ưu điểm của phương pháp này là vận tốc phun cao (40 bar) nên vận tốc bay hơi nhanh chóng bị giảm do tiếp xúc với thành xi-lanh.



Hình 7-4. Các phương án hình thành hòa khí phân lớp

a) Dựa vào tia phun; b) Dựa vào thành piston; c) Dựa vào xoáy khí nạp

Hình thành hòa khí phân lớp (Stratified Mixture Formation) là phương pháp tạo thành hòa khí không đồng nhất trong động cơ phun xăng trực tiếp. Bản chất của phương pháp này là tổ chức hình thành hòa khí sao cho tạo ra sự phân bố không đồng nhất (phân lớp) của hòa khí và bugi đánh lửa được bố trí tại vị trí sao cho khi bật tia lửa điện thì hòa khí thì tại đây có $\lambda \approx 0,85 \div 0,90$ để bén lửa tốt nhất. Phần hòa khí này sau khi bốc cháy sẽ làm môi để đốt toàn bộ phần hòa khí còn lại. Bằng cách đó sẽ đốt được hòa khí có λ trung bình lớn hơn so với thông thường gọi là hòa khí nghèo.

Tổ chức hình thành hòa khí phân lớp có những phương án chủ yếu sau.

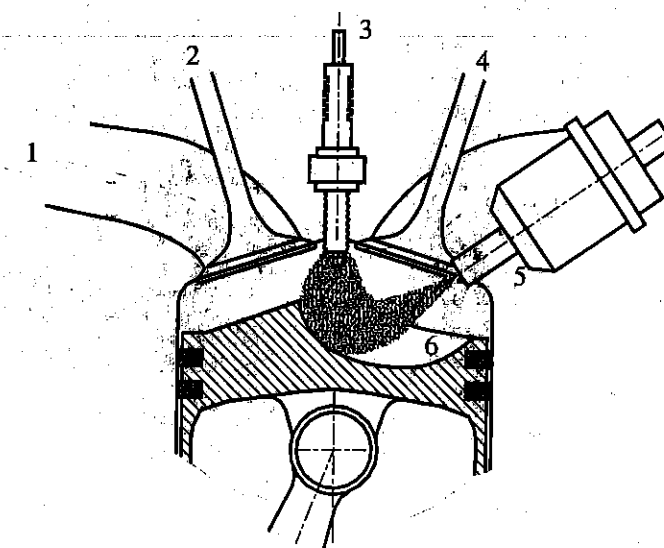
Phương án 1, dựa vào tia phun, hình 7-4,a. Sự phân lớp tạo nên do phân bố nhiên liệu không đồng đều trong tia phun (xem 7.2.1.3). Vòi phun và bugi được bố trí sao cho phần tia phun gặp bugi có λ dễ bén lửa nhất. Quá trình cháy diễn ra mãnh liệt quanh ĐCT nên có tính kinh tế cao. Tuy nhiên, đặc tính của tia phun là yếu tố quyết định nhưng đặc tính này rất nhạy cảm với sự thay đổi chế độ làm việc. Ngoài ra, vòi phun thường phải bố trí khá gần bugi nên một lượng đáng kể xăng ở dạng giọt phun tới bugi. Điều đó làm giảm tuổi thọ của bugi, đồng thời xăng cháy ở dạng giọt nên sinh ra nhiều muội than.

Phương án 2, dựa vào thành piston, hình 7-4,b. Piston có hình dạng đặc biệt để dẫn hướng đám mây trong tia nhiên liệu có λ dễ bén lửa nhất gặp bugi đúng lúc đánh lửa. So với phương án trên, thời gian cháy kéo dài hơn nên giảm tính kinh tế. Tuy nhiên, chiều dài tia phun lớn hơn nên thời gian hình thành hòa khí dài hơn, vùng hòa khí dễ bén lửa cũng lớn hơn nên ít nhạy cảm hơn với thay đổi chế độ làm việc và tuổi thọ bugi cũng cao hơn.

Phương án 3, dựa vào xoáy khí nạp, hình 7-4,c. Xoáy khí nạp được tạo nên do kết cấu đường nạp kết hợp với bố trí xupáp còn duy trì đến cuối kỳ nén. Khi tia nhiên liệu phun ra, dưới tác dụng của xoáy khí nạp, đám mây do tia phun tạo ra di chuyển đến bugi và gặp bugi tại thời điểm đánh lửa với λ dễ bén lửa nhất. Phương án này cũng có những tính chất tương tự như phương án 2.

Trong thực tế trên các động cơ cụ thể, người ta thường sử dụng phối hợp các phương án nêu trên. Trong tất cả động cơ hình thành hòa khí phân lớp, thời điểm phun và thời điểm đánh lửa có quan hệ mật thiết với nhau và được điều khiển bằng điện tử.

Dưới đây trình bày một vài ví dụ động cơ phun xăng



Hình 7-5. Động cơ phun xăng trực tiếp của hãng Mitsubishi

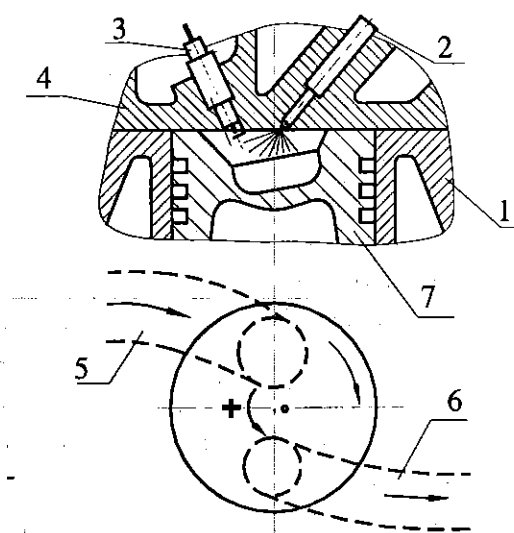
1: đường nạp; 2: xupáp nạp; 3: bugi;
4: xupáp thải; 5: vòi phun xăng; 6: piston

trực tiếp có hình thành hòa khí phân lớp.

Hình 7-5 mô tả động cơ phun xăng trực tiếp Mitsubishi áp dụng phương pháp hình thành hòa khí phân lớp theo phương án dựa vào thành piston cho các chế độ làm việc từ không tải đến 50% tải. Khi đó xăng được phun vào cuối kỳ nén. Do ảnh hưởng dẫn hướng của đỉnh piston có hình dạng đặc biệt nên tia phun tạo thành đám mây hòa khí không đồng nhất bốc lên tới bugi, tại đây hòa khí đạt giá trị dễ dàng bén lửa. Hòa khí nghèo nhất ở chế độ phân lớp đạt tới 2,6. Để điều chỉnh tải ở chế độ này, người ta chỉ thay đổi lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy, còn lượng không khí nạp giữ không đổi. Còn khi động cơ làm việc từ 50% tải đến toàn tải, xăng được phun vào đầu quá trình nạp. Khi đó, xăng bay hơi và hòa trộn với không khí trong xylanh tạo thành hòa khí trong suốt quá trình nạp và nén nên có thể coi hòa khí là đồng nhất. Để điều chỉnh tải trọng ở chế độ này, người ta vẫn phải sử dụng van tiết lưu (bướm ga) để điều chỉnh lượng hỗn hợp giống như ở động cơ phun xăng gián tiếp vào đường nạp. Động cơ Mitsubishi là động cơ phun xăng trực tiếp đầu tiên trên thế giới được sản xuất hàng loạt lắp trên ô-tô từ năm 1995. So với động cơ phun xăng đa gián tiếp đa điểm cùng cỡ thì công suất, mô men tăng khoảng 10-15% và tiêu thụ nhiên liệu cũng giảm tương ứng.

Hình 7-6 nêu phương án phân lớp của hãng Ford có tên là Ford Proco dựa trên xoáy khí nạp. Nhiên liệu được vòi phun 2 phun vào gần tâm xylanh tạo thành tia phun có góc tia khoảng 100° . Do kết cấu đường ống nạp 5 có dạng xoắn tiếp tuyến nên trong xylanh vào thời điểm phun nhiên liệu vẫn còn dòng xoáy quay tròn của không khí quanh tâm xylanh. Nhiên liệu phun ra sẽ được cuốn theo và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí. Do ảnh hưởng của lực ly tâm nên thành phần hòa khí càng xa tâm quay (càng sát thành buồng cháy) thì càng đậm. Bugi được đặt ở một vị trí nhất định so với tâm xylanh (đấu chữ thập trên hình 7-6). Khi bugi bật tia lửa điện, hòa khí sát bugi có thành phần đậm dễ bén lửa sẽ cháy và làm môi để đốt phần hòa khí còn lại.

Phun xăng trực tiếp vào xylanh có ưu điểm như hệ số dư lượng không khí λ của các xylanh rất đồng đều, hệ số nạp lớn... Ngoài ra, xăng bay hơi trong xylanh nên thu nhiệt làm giảm nhiệt độ của môi chất công tác, do đó có thể chọn tỷ số nén lớn hơn so với động cơ dùng bộ chế hoà khí mà không bị kích nổ. Động cơ phun xăng trực tiếp đạt được những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật rất khả quan như suất tiêu hao nhiên liệu và một số thành phần độc hại chủ yếu trong khí thải thấp [21] nên rất nhiều hãng đã nghiên cứu phát triển trang bị cho ô-tô, xe máy và đưa ra thị trường. Tuy nhiên, do nhiệt độ cực đại khi cháy trong động cơ xăng khá cao và



Hình 7-6. Phương pháp hình thành hòa khí phân lớp Ford Proco

1: xylanh, 2: vòi phun, 3: bugi, 4: nắp xylanh, 5: đường nạp, 6: đường thải, 7: piston.

hàm lượng oxy lớn (λ lớn) khi hình thành hòa khí kiểu phân lớp nên nhiều NO_x trong khí thải. Để đạt các tiêu chuẩn khí thải hiện hành trên thế giới phải dùng công nghệ xử lý NO_x kiểu hấp thụ (xem [21]). Ngoài ra, hệ thống nhiên liệu cần tạo ra áp suất khá cao (40 bar) nên chế tạo khó khăn. Tất cả những điều đó dẫn tới giá thành của động cơ phun xăng trực tiếp cao hơn so với động cơ phun xăng gián tiếp.

7.1.2.4 So sánh hệ thống phun xăng và hệ thống dùng bộ chế hoà khí

Hệ thống nhiên liệu dùng *bộ chế hoà khí* (kiểu cơ khí thông thường) có *ưu điểm* là đơn giản, giá thành thấp và dễ bảo trì, sửa chữa.

Tuy nhiên, hệ thống này có những nhược điểm sau:

- Khó có thể điều chỉnh để đạt được các yêu cầu về giá trị tối ưu. Hơn nữa, mức độ điều chỉnh của bộ chế hoà khí rất hạn chế.
- λ giữa các chế độ vận hành khác nhau, mất cân bằng tới công suất khác nhau, mất cân bằng về độ rung gập...
- Một nhu cầu điều chỉnh lớn và điều chỉnh tải ở mọi chế độ vận hành, động lớn làm giảm hiệu suất.

Trái lại, hệ thống phun xăng có những ưu điểm sau:

- Hệ số nạp khí cao, áp suất như ở bộ chế hoà khí.
- Trong hệ thống phun xăng, các bộ phận được làm mát bằng nước, nhiệt độ môi trường thấp, các dụng cụ giảm nhiệt độ môi trường.
- Hai ưu điểm của độ bền (g_e nhỏ) của động cơ phun xăng không được áp dụng cho động cơ phun xăng động cơ bị kìm hãm.
- Không cần điều chỉnh thời để tăng lượng nhiên liệu.
- Động cơ phun xăng đủ là tĩnh tại như ở trạm phát điện.

- Hệ số dư lượng không khí λ được điều chỉnh chính xác nên có thể giảm được thành phần độc hại trong khí thải, giảm ô nhiễm môi trường (xem [21]).

Chính vì những nhược điểm nêu trên mà hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí ngày càng ít được sử dụng và được thay thế bằng hệ thống phun xăng. Hiện nay, động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí được sử dụng chủ yếu ở xe máy, xưởng máy, máy cưa, máy cắt cỏ, máy phát điện gia dụng... Còn động cơ phun xăng ngày càng được dùng phổ biến thay cho động cơ dùng bộ chế hòa khí. Hiện nay, hầu hết xe hơi du lịch của các hãng ô tô nổi tiếng trên thế giới đều lắp động cơ phun xăng.

7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel

Như đã nói ở trên, những vấn đề trình bày ở 7.1.1 cũng có thể dùng làm cơ sở vật lý chung để khảo sát hình thành hòa khí trong động cơ diesel. Tuy nhiên, hình thành hòa khí trong động cơ diesel có đặc thù riêng với vai trò quyết định của việc phun nhiên liệu vào xylanh cuối quá trình nén. Dưới đây ta sẽ nghiên cứu vấn đề này chi tiết hơn.

7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel

7.2.1.1 Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu khi thiết kế, phá bằng thực nghiệm

Tính toán phần mềm mô phần mềm CFD do khó xác định

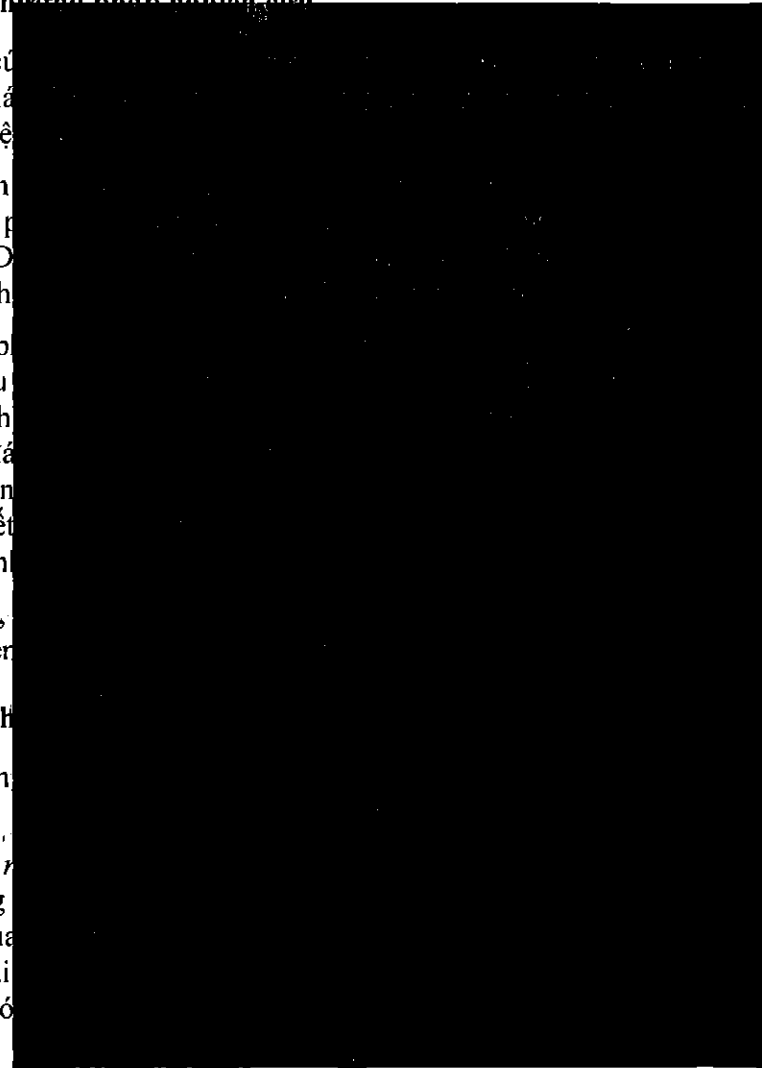
Phương pháp phun nhiên liệu chụp ảnh nhanh nhiên liệu để đặt góc với tia phun lại được dấu vết được đường kính

Hiện nay, phòng để nghiên

7.2.1.2 Chất lượng

đều.

Độ phun hạt đều có dạng gian bay hơi của thời gian này lại vậy điều kiện nó



quan trọng lý thuyết hay

đã có những (Áo) hoặc các rất phức tạp

đến nay là Dùng thiết bị phân bố hạt đặt vuông đặc biệt là giữ cũng như đo

tính toán mô

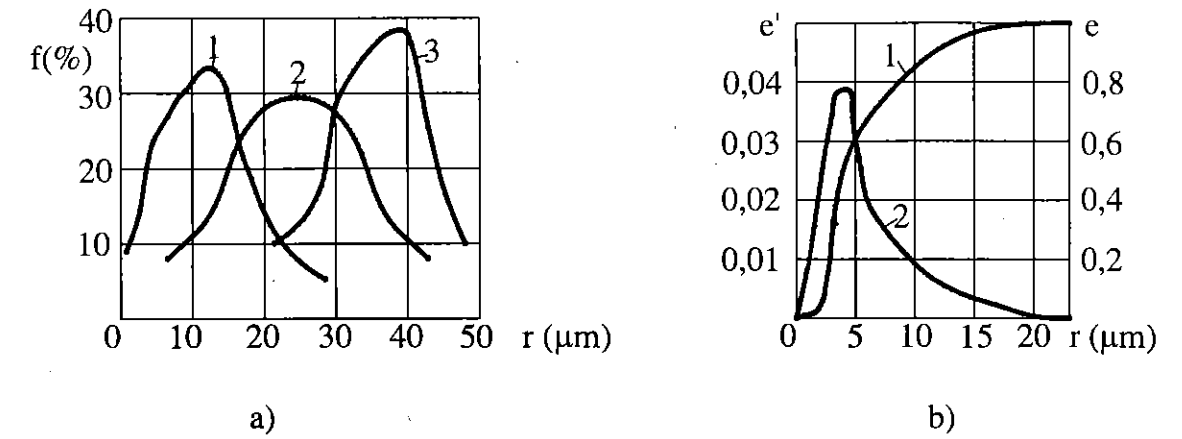
) và độ phun

giả thiết các điều kiện thời như nhau mà nhiên liệu. Như

$$r_{tb} = 3 \frac{V_{tb}}{F_{tb}} = 3 \frac{\sum V_i}{\sum F_i} \tag{7-4}$$

trong đó:

V_{tb}, F_{tb} : thể tích và diện tích của hạt trung bình, lần lượt bằng $\frac{4}{3} \pi r_{tb}^3$ và $4\pi r_{tb}^2$;



Hình 7-7. Các đường đặc tính phun nhiên liệu

$\sum_1^n V_i$ và $\sum_1^n F_i$: tổng thể tích và tổng diện tích mặt ngoài của tất cả các hạt.

Độ phun đều là đại lượng đặc trưng cho mức độ đồng đều về kích thước hạt. Đối với phương pháp hòa khí thể tích yêu cầu độ phun nhỏ và độ phun đều cùng phải cao.

Trên hình 7-7a, trục hoành biểu thị bán kính hạt r , trục tung biểu thị giá trị hàm f là tỷ lệ (%) số hạt có bán kính r trên tổng số tất cả các hạt. Đường 1 thể hiện vừa nhỏ vừa đều, đường 2: không nhỏ và không đều; đường 3: không nhỏ nhưng đều. Như vậy hai nhánh của đặc tính càng dốc hoặc hiệu số giữa r_{max} và r_{min} càng nhỏ thì độ phun đều càng tốt; đỉnh đặc tính càng gần trục tung thì độ phun nhỏ càng cao.

Đặc tính phun cũng có thể biểu thị thông qua đường đặc tính tổng tương đối thể hiện tỷ số tương đối $e = \frac{i}{i_1}$ với i là tổng số hạt có bán kính từ 0 đến r và i_1 là tổng số tất cả các hạt (đường 1 hình 7-7b) và đường đặc tính tần suất tương đối biểu thị đạo hàm $e' = \frac{de}{dr}$ (đường 2 hình 7-7b).

Dựa trên các đường $e' = f(r)$ có thể tìm được bán kính trung bình của hạt như sau.

Số hạt có bán kính từ r đến $r + dr$ là:

$$de = e'dr$$

Tổng thể tích hạt có bán kính từ 0 đến r_{max} là:

$$\sum_1^n V_i = \int_0^{r_{max}} \frac{4}{3} \pi e' r^3 dr = \frac{4}{3} \pi \int_0^{r_{max}} e' r^3 dr$$

Tổng diện tích hạt có bán kính từ 0 đến r_{max} là:

$$\sum_1^n F_i = \int_0^{r_{\max}} 4\pi e' r^2 dr = 4\pi \int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr$$

Thay vào (7-4), ta được:

$$r_{1b} = \frac{\int_0^{r_{\max}} e' r^3 dr}{\int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr}$$

Chất lượng phun chịu ảnh hưởng của nhiều *nhân tố ảnh hưởng* như áp suất phun, tính chất vật lý của môi trường phun và của nhiên liệu, kết cấu và kích thước lỗ phun...

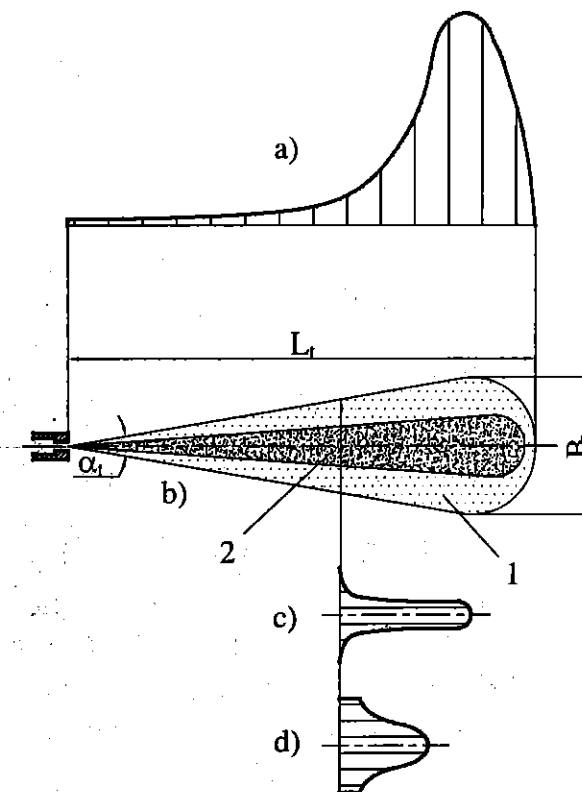
Khi áp suất phun càng lớn thì tốc độ lưu động của nhiên liệu qua lỗ phun càng lớn, nhiên liệu càng được xé nhỏ và đều, chất lượng phun càng tốt. Trong hệ thống nhiên liệu common rail, áp suất phun có thể tới 2000 bar nên hạt rất nhỏ và đều.

Tăng mật độ không khí làm tăng sức cản nên nhiên liệu bị xé nhỏ và đều hơn. Tuy nhiên, áp suất trong buồng cháy động cơ diesel cuối kỳ nén chỉ thay đổi trong phạm vi 30 ÷ 50 bar nên ít ảnh hưởng tới chất lượng phun.

Sức căng mặt ngoài, độ nhớt của nhiên liệu càng lớn làm cho lực cản khi xé nhỏ tăng nên độ phun nhỏ và độ phun đều càng giảm.

Đường kính lỗ phun càng nhỏ, mép lỗ phun sắc cạnh thì hạt càng nhỏ và đều.

Khi tăng tốc độ động cơ, tốc độ nhiên liệu qua lỗ phun tăng làm tăng độ phun nhỏ và đều. Đối với hệ thống nhiên liệu điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp tại bơm cao áp, khi đó áp suất phun cũng tăng nên chất lượng phun càng được cải thiện.



Hình 7-8. Cấu tạo của tia nhiên liệu

a) mật độ dọc tia, b) hình dạng tia, c) mật độ trong tiết diện ngang của tia, d) tốc độ trong tiết diện ngang

7.2.1.3 Cấu trúc và sự phát triển của tia nhiên liệu

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu bị xé nhỏ và tạo thành tia. Những phần tử nhiên liệu ra đầu tiên gặp sức cản khí động rất lớn nên tốc độ của nó giảm rất nhanh. Những phần tử nhiên liệu ra sau chịu sức cản nhỏ hơn nên tốc độ giảm chậm và đuổi kịp và gạt những phần tử đi trước sang hai bên để đi vào mũi tia. Vì vậy, về cấu trúc tia nhiên liệu chia thành hai phần là lõi và vỏ tia.

Phần lõi 2 có kích thước hạt lớn và phần vỏ 1 có mật độ và kích thước nhỏ, hình 7-8b và 7-8c. Phần lõi gặp sức cản ít hơn phần vỏ, hình 7-8d. Nhiên liệu cũng thay đổi trục tia và tập trung vào mũi tia, hình 7-8e.

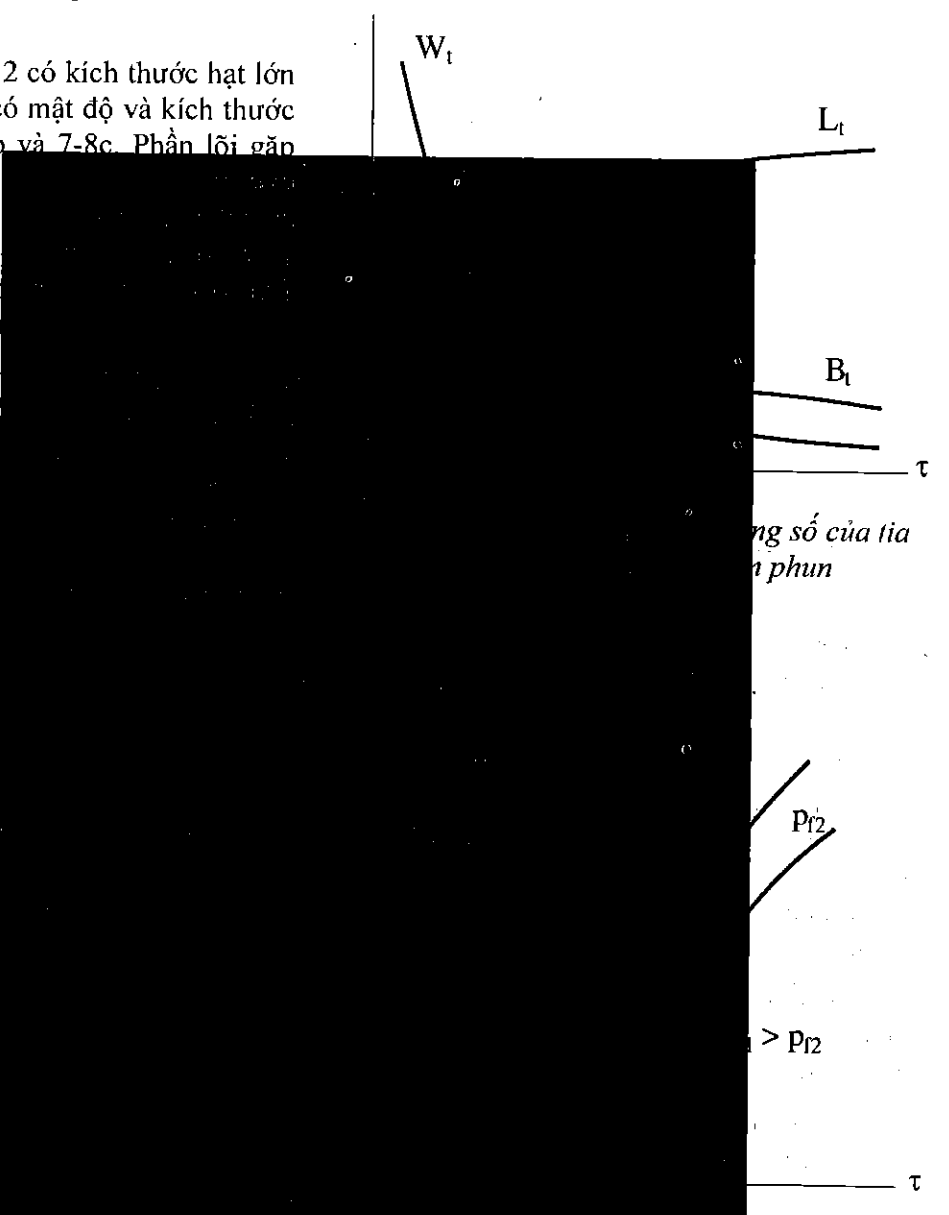
Hình dạng tia được biểu thị bằng chiều dài tia L_t và góc của tia B_t và góc của tia ảnh hưởng rất nhiều đến quá trình hòa khí thành hòa khí tốt nhất kiểu thể tích. Nó có yêu cầu phải có dạng buồng cháy.

Trong quá trình tia đều biến đổi được biểu thị bằng Hình 7-9 biểu thị góc phun τ . Theo qui luật parabol độ động của môi trường.

Nói chung thuộc nhiều yếu tố trường phun, khi tăng đường kính lỗ phun tăng.

Khi tăng vận tốc qua lỗ phun tăng.

Khi tăng vận tốc động tăng nên.



Hình 7-10. Ảnh hưởng của áp suất phun đến chiều dài tia

Nếu tăng đường kính lỗ phun mà giữ nguyên áp suất phun và áp suất môi trường thì L_t tăng vì phần lõi tia khi ấy có kết cấu chặt chẽ hơn nên có động năng lớn hơn.

Ngoài ra, vận động rối của không khí trong buồng cháy cũng ảnh hưởng đến hình dạng và sự phát triển của tia và có vai trò rất quan trọng trong các loại buồng cháy tận dụng.

dụng rôi của không khí để tạo thành hòa khí như buồng cháy thống nhất hòa khí thể tích-màng, hòa khí màng và buồng cháy ngăn cách (xem 7.2.2.2b,c và 7.2.2.3).

7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel

7.2.2.1 Yêu cầu và các biện pháp

Nhiên liệu trong động cơ diesel được phun vào trong xylanh để hình thành hòa khí, quá trình này chỉ diễn ra trong thời gian vài phần nghìn giây và một phần đan xen với quá trình cháy.

Yêu cầu của quá trình phun nhiên liệu là phải phun được nhiên liệu theo thời gian và lượng cần thiết, nhiên liệu phải được phun đúng lúc, cháy hoàn toàn (không có nhiên liệu thừa hay thiếu) nhưng áp suất cực đại (p_z) phải đủ để phun nhiên liệu vào xylanh mà ít độc hại trong khí thải.

Rõ ràng, để đáp ứng được các yêu cầu này, cần có các biện pháp kỹ thuật. Tùy từng trường hợp cụ thể (số vòng quay, tải, chế độ vận hành...) mà cần áp dụng các biện pháp khác nhau.

Để tạo ra các biện pháp này, cần phải có các yêu cầu sau đây:

- Kết cấu của vòi phun phải phù hợp với hình dạng buồng cháy để nhiên liệu được phun vào buồng cháy được tạo ra trong quá trình phun.

Tùy từng trường hợp cụ thể, có thể áp dụng các biện pháp riêng lẻ hay phối hợp với nhau để đạt được các yêu cầu trên.

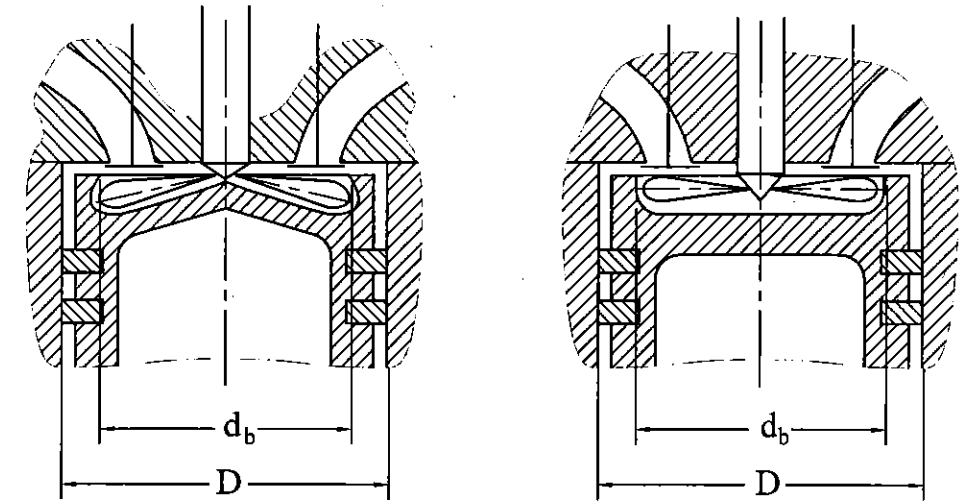
Theo số lượng buồng phun, người ta chia thành hai loại là buồng cháy thống nhất và buồng phun ngăn cách.

7.2.2.2 Buồng phun ngăn cách

Buồng phun ngăn cách là buồng phun nhiên liệu được ngăn cách với buồng cháy bởi đỉnh piston. Loại này có ưu điểm là nhiên liệu được phun đúng lúc, cháy hoàn toàn, nhưng áp suất phun phải cao để nhiên liệu phun được vào buồng cháy. Một số loại khác nhau theo phương pháp phun nhiên liệu.

a. Buồng phun ngăn cách

Về mặt kết cấu, phần lõm trên đỉnh piston có dạng tròn xoay đồng tâm, hình 7-11. Tỷ số $\frac{d_b}{D} = 0,75 \div 0,90$ là khá lớn nên thành mỏng và không sâu. Vòi phun có nhiều lỗ phun với số lượng từ 5 đến 10. Đường kính lỗ rất nhỏ $d = 0,15 \div 0,25$ mm. Áp suất phun lớn khoảng 200 ÷ 600 bar. Trong động cơ dùng bơm-vòi phun hoặc hệ thống phun tích áp (common rail), áp suất phun có thể đến 1000- 2000 bar, trong tương lai có thể còn cao hơn tới 2400 bar. Tia nhiên liệu phun tới sát thành buồng cháy nhưng không chạm.

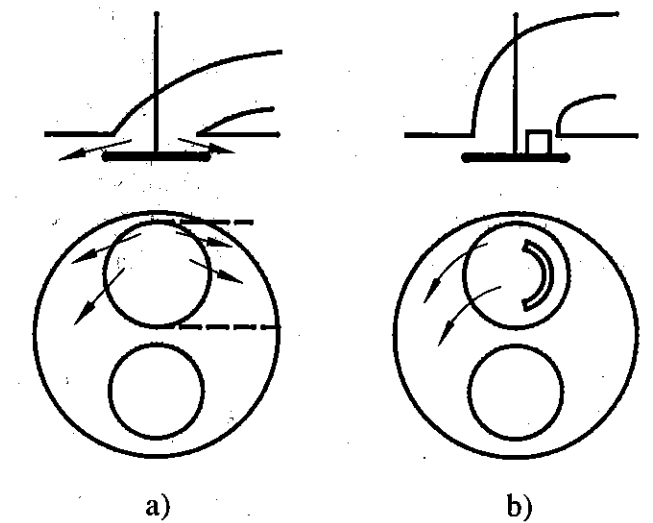


Hình 7-11. Buồng cháy thống nhất với phương pháp hòa khí thể tích

Khi piston đi lên trong quá trình nén, hiện tượng không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston xảy ra không mãnh liệt. Nói cách khác, xoáy lốc không mạnh nên ít ảnh hưởng đến quá trình hình thành hòa khí. Do đó, buồng cháy thuộc loại không tận dụng xoáy lốc. Nhiên liệu phun ra rất to và tia phun phù hợp với hình dạng buồng cháy do đó tia nhiên liệu thâm nhập phần lớn thể tích buồng cháy, tạo ra quá trình bay hơi, hoà trộn nhiên liệu với không khí tạo thành hòa khí. Chính vì vậy, người ta gọi đây là phương pháp hình thành hòa khí thể tích. Năng lượng chủ yếu tạo thành hòa khí là động năng của tia nhiên liệu.

Sau thời gian cháy trễ τ_i kể từ lúc phun nhiên liệu, quá trình cháy thực sự diễn ra hầu như trong toàn bộ thể tích buồng cháy.

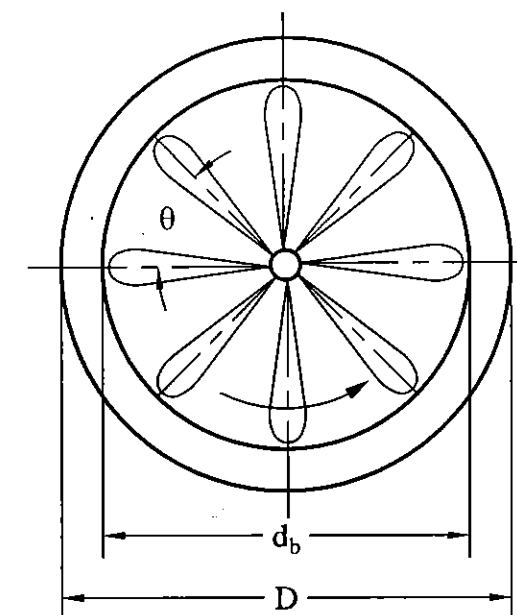
Trong thực tế không thể tạo ra sự phù hợp hoàn toàn giữa tia phun nhiên liệu và hình dạng buồng cháy để thực hiện sự tạo thành hòa khí trong toàn bộ thể tích buồng cháy. Cụ thể là luôn tồn tại những vùng mà tia nhiên liệu không thâm nhập đến nên không tận dụng được không khí ở đây và cũng không thể bảo đảm không có hạt nhiên liệu nào bám lên thành buồng cháy. Để cải thiện hình thành hòa khí, người ta có thể tạo



Hình 7-12. Tạo xoáy tròn trong quá trình nạp

ra chuyển động xoáy tròn của không khí trong quá trình nạp với cường độ vừa phải bằng cách thiết kế đường nạp tiếp tuyến với xi-lanh, hình 7-12a, hoặc dùng tấm chắn trên nắp

xupáp để hướng dòng, hình 7-12b, nhưng gây tổn thất nên ít dùng. Nếu cường độ xoáy tròn lớn quá mức độ cần thiết có thể làm cho việc hình thành hòa khí kém đi vì khi đó nhiên liệu có thể mang từ khu vực của tia phun này sang khu vực của tia phun khác. Cường độ xoáy tròn hợp lý nhất sao cho trong thời gian phun tia phun quét một góc bằng góc θ giữa hai tia kề nhau, hình 7-13.



Hình 7-13. Chuyển động quay của tia nhiên liệu

Động cơ sử dụng buồng cháy thông nhất kiểu thể tích có những ưu điểm sau:

- Do quá trình cháy tập trung gần điểm chết trên nên hiệu quả sinh công cao. Mặt khác, kết cấu buồng cháy gọn nên tổn thất nhiệt nhỏ. Điều đó dẫn tới suất tiêu hao nhiên liệu thấp (g_e khoảng $220 \div 240$ g/kWh, hoặc có thể tới 200 g/kWh và thậm chí còn nhỏ hơn nữa trong các động cơ hiện đại).

- Do tổn thất nhiệt nhỏ nên động cơ khởi động dễ dàng.

- Buồng cháy, nắp xylanh đơn giản, bố trí xupáp dễ dàng (so với buồng cháy ngăn cách sẽ xét sau đây ở mục 7.2.2.3).

Tuy nhiên, buồng cháy thể tích có một số nhược điểm sau:

- Do không thể bảo đảm tia nhiên liệu thâm nhập toàn bộ thể tích buồng cháy nên một phần đáng kể không khí trong buồng cháy không được tham gia tạo thành hòa khí. Vì vậy, hệ số dư lượng không khí λ khá lớn có thể đến $1,7 \div 1,8$ nên tính hiệu quả của động cơ không cao (p_e nhỏ).

- Hòa khí tạo thành trong phần lớn thể tích buồng cháy nên lượng hòa khí chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ lớn sẽ bùng cháy mãnh liệt trong giai đoạn cháy nhanh với tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và áp suất cực đại p_{zmax} rất lớn làm cho động cơ làm việc không êm. Vì vậy cần sử dụng nhiên liệu có số xetan (X_e) cao từ 50 đến 60 để có thời gian cháy trễ τ_i nhỏ.

- Khi thay đổi chế độ làm việc, khó bảo đảm sự phù hợp của tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nên động cơ rất nhạy cảm với sự thay đổi về tải trọng, tốc độ vòng quay cũng như loại nhiên liệu.

- Ngoài ra, vòi phun phải có nhiều lỗ rất nhỏ, áp suất phun lớn nên khó chế tạo vòi phun cũng như bơm cao áp. Khi động cơ làm việc, các bộ phận này dễ bị kẹt tắc vì cặn bẩn trong nhiên liệu.

Buồng cháy hòa khí thể tích được dùng ở động cơ cỡ trung bình và cỡ lớn như động cơ tàu thủy, tàu hỏa, tĩnh tại.

b. Buồng cháy thể tích - màng



Phần l... được hoặc lệch tâm
với piston v... thành dày thể hiện
qua tỷ lệ $\frac{d_b}{D}$...
thể tích buồng...
lỗ với áp suất...
200 bar. Đur...
hoặc tiếp tuy...
họng nạp, hì...
tròn của khí...
làm việc ở...
đóng lại bằ...
Lượng khí n...
nạp còn lại...
tạo ra chuy...
mạnh trong xylinh để hình thành hòa khí.

Khi piston đi lên trong hành trình nén, khối không khí giữa nắp xylinh và đỉnh piston bị chèn mãnh liệt vào không gian trên đỉnh piston tạo ra chuyển động xoáy hình xuyên với cường độ lớn kết hợp với chuyển động xoáy tròn của không khí còn lưu lại trong quá trình nạp. Vì vậy buồng cháy loại này được gọi là buồng cháy thống nhất tận dụng xoáy lộc. Khi nhiên liệu



Hình 7-15. Kết cấu tạo xoáy tròn không khí trong quá trình nạp

phun vào cuối hành trình nén, một phần nhiên liệu bị xoáy lốc xé nhỏ, hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí trong thể tích buồng cháy, sau thời gian cháy trễ sẽ bốc cháy tạo thành ngọn lửa khuếch tán. Phần nhiên liệu còn lại, có thể đến 50%, bám lên thành buồng cháy tạo thành màng, được gia nhiệt bởi ngọn lửa nên bay hơi từng lớp rồi được dòng khí xoáy cuốn dần vào không gian buồng cháy tạo thành hòa khí và cháy. Vì vậy, phương pháp này được gọi là hòa khí thể tích - màng. Năng lượng tạo thành hòa khí chủ yếu là động năng của không khí và một phần nhỏ hơn là động năng của tia nhiên liệu.

So với buồng cháy hòa khí thể tích xét ở trên, buồng cháy hòa khí thể tích - màng có những ưu điểm sau:

- Do tỷ số nén cao nên hiệu suất nhiệt động cao hơn, hệ số dư lượng nhỏ (1,1 ÷ 1,7) làm tăng tính hiệu quả.

- Do lưu lượng nhiên liệu nhỏ nên giai đoạn cháy trễ bị khống chế, áp suất tăng chậm (điều kiện chuẩn bị) nên áp suất trung bình thấp do đó $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_{zmax} nhỏ hơn, độ rung động giảm.

- Do xoáy lốc mạnh nên hòa khí đồng nhất cảm với thay đổi chế độ làm việc.

- Do áp suất thấp nên độ bền của vòi phun dễ dàng hơn.

- Bên cạnh đó, do áp suất thấp nên yêu cầu điểm cơ bản của buồng cháy thấp (điều kiện mát mát nhiệt ít) nên tính kinh tế cao.

Nhược điểm của buồng cháy hòa khí thể tích - màng:

- Tổn thất nhiệt lớn do áp suất thấp, buồng cháy kiểu hòa khí thể tích.

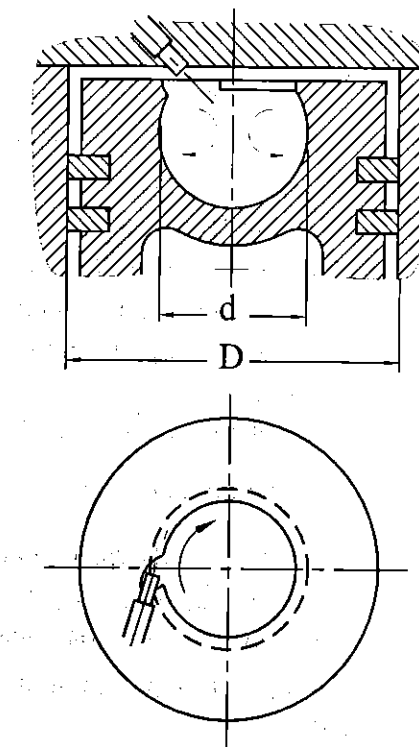
- Điều kiện chế tạo khó khăn, lực quán tính lớn (vì phần lõi nhiên liệu).

Buồng cháy hòa khí thể tích - màng.

c. Buồng cháy hòa khí thể tích - màng

Buồng cháy hòa khí thể tích - màng áp dụng đầu tiên trên đỉnh piston có dạng hình cầu với đường kính $d = 0,5 D$ và được bố trí sâu trên đỉnh piston, hình 7-16. Vòi phun có 1 ÷ 2 lỗ, áp suất phun tương đối nhỏ chỉ khoảng 150 ÷ 180 bar. Tia phun ngắn và tiếp xúc thành buồng cháy với một góc rất nhỏ. Đỉnh piston được duy trì ở nhiệt độ 300 ÷ 400°C bằng phun dầu làm mát từ đầu nhỏ thanh truyền. Đường nạp được bố trí hướng tiếp tuyến với xylanh để tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí nạp cùng chiều với tia nhiên liệu.

Cuối quá trình nén, nhiên liệu phun ra chỉ có một phần rất nhỏ phun vào thể tích buồng cháy vì tia phun ngắn, góc tiếp xúc nhỏ và do tác dụng của chuyển động quay của không khí. Phần nhiên liệu này nhanh chóng bị xé nhỏ, bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Phần lớn nhiên liệu phun lên thành buồng cháy với nhiệt độ không quá cao nên không bị phân hủy. Nhờ chuyển động quay tròn của không khí duy trì từ quá trình nạp cùng với xoáy hình xuyên do không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston trong quá trình nén, phần nhiên liệu phun lên thành buồng cháy được dàn trải tạo thành màng rất mỏng khoảng một vài chục μm . Hòa khí hình thành từ thể tích buồng cháy có tỷ trọng nhỏ bị cuốn vào tâm buồng cháy là nơi có nhiệt độ cao nhất nên bốc cháy trước tiên tạo thành ngọn lửa. Nhiên liệu trên màng được gia nhiệt từ thành buồng cháy và từ ngọn lửa nên nhanh chóng bay hơi rồi bị cuốn dần cùng với không khí vào ngọn lửa và cháy.



Hình 7-16. Buồng cháy màng

Bản chất của phương pháp tạo thành hòa khí này là không chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị ở giai đoạn cháy trễ và tạo thành hòa khí chủ yếu từ màng để không chế quá trình cháy ở giai đoạn sau. Vì thế, buồng cháy này được gọi là buồng cháy màng.

Ngoài những ưu điểm của buồng cháy thông nhất tận dụng xoáy lốc, buồng cháy màng có một số ưu điểm riêng nổi bật như:

- Do không chế được lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ và tổ chức tạo thành hòa khí dần dần từ màng nhiên liệu ở giai đoạn sau (vừa tạo thành hòa khí vừa cháy) nên tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và $p_{z\max}$ nhỏ, động cơ làm việc êm.

- Do chuyển động của không khí cũng như do tác dụng sấy nóng nhiên liệu của thành buồng cháy nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc và loại nhiên liệu.

Buồng cháy MAN có một số nhược điểm như:

- Đầu piston dài (vì phần lõm sâu), điều kiện làm việc của xéc măng khó khăn.

- Với động cơ có $D > 200\text{mm}$ rất khó tổ chức một lượng lớn nhiên liệu tạo thành màng trên thành buồng cháy và hòa trộn hơi nhiên liệu với một thể tích không khí tương đối lớn.

Hòa khí màng được sử dụng rất phổ biến trong những năm 60 và 70 của thế kỷ trước cho động cơ có đường kính xi lanh $D = 100 \div 130 \text{ mm}$ có suất tiêu hao nhiên liệu

khá nhỏ (chỉ vào khoảng 230 g/kWh) và tính hiệu quả khá cao ($p_e = 0,65 \div 0,75 \text{ MN/m}^2$). Tuy nhiên, do có nhiều độc hại trong khí thải nên từ những năm 80 của thế kỷ 20 buồng cháy màng ngày càng ít được sử dụng.

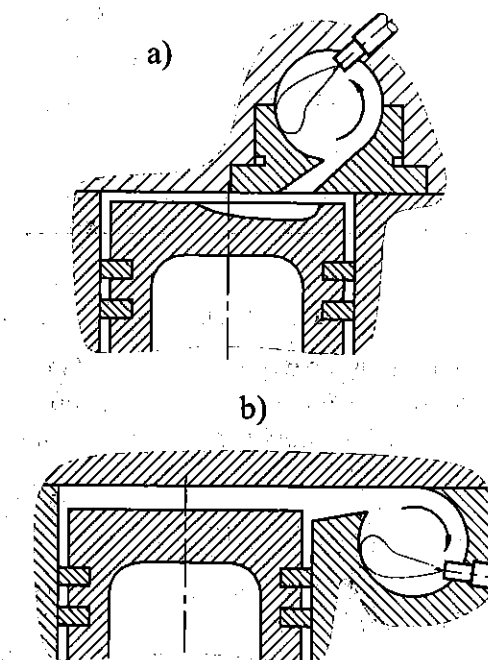
7.2.2.3 Buồng cháy ngăn cách

Buồng cháy ngăn cách là buồng cháy có hai không gian gọi là buồng cháy chính và buồng cháy phụ nối với nhau bằng những họng thông có tiết diện nhỏ. Về mặt kết cấu có hai loại buồng cháy ngăn cách gọi là buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị.

a. Buồng cháy xoáy lốc

Về mặt kết cấu, buồng cháy phụ có hình cầu bố trí ở nắp xylanh, hình 7-17a, hay trên thân máy, hình 7-17b, chiếm khoảng 0,50 đến 0,70 thể tích toàn bộ buồng cháy V_c . Họng thông nối buồng cháy chính và buồng cháy phụ có tiết diện hình tròn hay ôvan, diện tích tiết diện khoảng 1,9 ÷ 3,3% diện tích đỉnh piston F_p và lớn dần về phía buồng cháy chính. Hướng của họng thông tiếp tuyến với buồng cháy phụ. Đỉnh piston được khoét lõm ở vị trí đối diện với họng thông. Vòi phun chỉ có một lỗ với áp suất phun nhỏ vào khoảng 80 ÷ 150 bar bố trí trong buồng cháy phụ và hướng lệch tâm theo chiều dòng khí.

Trong hành trình nén, không khí từ buồng cháy chính trên đỉnh piston được dồn vào phần lõm trên đỉnh piston rồi được nén qua họng thông với vận tốc lớn (cực đại có thể đến 100 ÷ 150 m/s) vào buồng cháy phụ và tạo ra ở đây chuyển động xoáy tròn (hình 7-17) với tốc độ quay rất lớn có thể gấp 20 ÷ 30 lần tốc độ động cơ. Cuối hành trình nén, nhiên liệu phun vào buồng cháy phụ. Tia nhiên liệu bị xoáy lốc không khí bóc lớp vỏ ngoài và bị đánh dạt sang bên bám một phần lên thành buồng cháy tạo thành màng. Phần nhiên liệu trong lớp vỏ của tia bị bóc trước tiên, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí và bị cuốn tới vùng họng là nơi có nhiệt độ cao nhất (sẽ giải thích dưới đây). Sau thời gian cháy trễ, hòa khí nhanh chóng bốc cháy và ngọn lửa lan tràn đốt phân hòa khí đã được chuẩn bị. Trong khi đó, màng nhiên liệu dưới tác dụng của xoáy lốc sẽ bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Do cháy nhiên liệu, áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy phụ sẽ tăng vọt làm cho sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy phun ngược trở lại qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston và tạo ra chuyển động rồi rất mạnh tại buồng cháy chính. Ngoài ra, môi chất lại được sấy nóng khi lưu động qua họng thông có nhiệt độ cao vì chi tiết này thường được chế tạo bằng thép hoặc gang chịu nhiệt và lắp ráp với



Hình 7-17. Buồng cháy xoáy lốc

xylanh hoặc nắp máy có khe hở, hình 7-17a, nên giữ được nhiệt. Do đó phần nhiên liệu chưa cháy có điều kiện thuận lợi để bay hơi và hòa trộn với không khí còn lại trong buồng cháy chính tạo thành hòa khí rồi tiếp tục cháy. Chính chuyển động rối mạnh của không khí giúp cho quá trình cháy được triệt để hơn.

Với nguyên tắc như vậy, buồng cháy xoáy lốc có những ưu nhược điểm sau:

- Do tận dụng triệt để lượng không khí nạp vào xylanh nên hệ số dư lượng không khí λ rất nhỏ, chỉ vào khoảng $1,2 \div 1,4$, do đó tính hiệu quả của động cơ khá cao ($p_e = 0,65 \div$

- Do kích thước buồng cháy nhỏ nên thời gian cháy ngắn, nên cũng làm cho $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ nhỏ, động cơ có độ nhạy với tải nhỏ, độ nhạy với tải nhỏ.

- Do cấu trúc buồng cháy đơn giản nên dễ chế tạo qua họng thông (tốc độ vòng quay)

- Vòi phun nhiên liệu làm việc ít hư hỏng, chế tạo đơn giản.

Nhược

- Hiệu suất động cơ thấp do tổn thất lưu lượng nhiên liệu qua họng thông, diện tích làm mát buồng cháy lớn.

- Về mặt môi trường, do diện tích làm mát lớn nên phát thải nhiều chất ô nhiễm.

- Phần

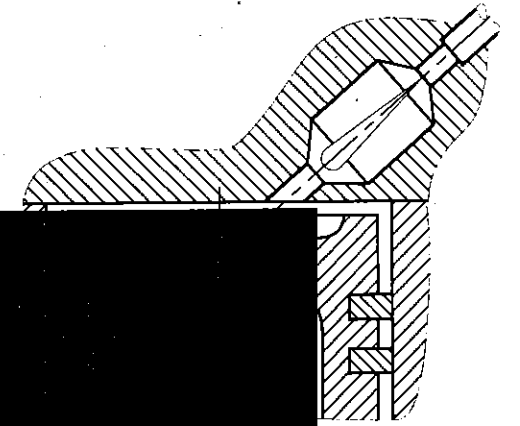
Buồng cháy kính xylanh nhỏ hơn 100 mm thì rất khó tạo tia phun ngắn gọn trong buồng cháy thống nhất.

b. Buồng

Về mặt cấu trúc, buồng xoáy lốc tròn xoay đặt trên nắp xylanh, kính xylanh nhỏ hơn 100 mm thì rất khó tạo tia phun ngắn gọn trong buồng cháy thống nhất. Giữa hai buồng có một vài lỗ thông nhỏ có tổng diện tích khoảng $0,3 \div 0,6\%$ diện tích đỉnh piston F_p . Vòi phun chỉ có một lỗ, áp suất phun thấp tương tự như ở buồng cháy xoáy lốc, tia phun nằm trên trục buồng cháy. Đỉnh piston khoét lõm đối diện với các lỗ thông.

Trong quá trình nén, không khí trong buồng cháy chính bị dồn vào buồng cháy phụ với tốc độ rất lớn (cực đại tới $230 \div 320$ m/s) gây ra chuyển động rối rất mạnh trong buồng cháy phụ. Cuối kỳ nén, nhiên liệu phun ra gặp dòng khí đi vào với tốc độ lớn nhất. Tia nhiên liệu sát với họng thông bị dòng khí bóc lớp vỏ bao gồm hơi và các hạt nhỏ

mang lên phía trên. Tại đây, hòa khí được chuẩn bị và bốc cháy, áp suất tăng đột ngột đẩy sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy trở lại buồng cháy chính qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston tạo ra chuyển động rồi rất mạnh. Khi qua họng thông, môi chất cũng được sấy nóng. Nhờ tất cả những yếu tố đó, phần nhiên liệu còn lại được hòa trộn tốt trong buồng cháy chính và cháy khá triệt



Như vậy nguyên tắc cũ xoay lốc ở nhữ

- Sử dụng động năng rất hòa trộn nhiên

- Không gia vào quá trình thời gian cháy t

- Đốt cháy sấy nóng bởi h đây được tốt h

Sự khác thành trong bu độ cao, còn bu

Do giống phạm vi ứng dụ

7.3 Hình thành

Hình thành Ignition - HCC phát triển [18].

Bản chất đến áp suất cao này cho cả nhi

Phương pháp này tận dụng được ưu điểm của cả động cơ diesel và động cơ xăng. Do nén với tỷ số nén cao để hòa khí tự cháy nên động cơ đạt hiệu suất cao giống như động cơ diesel. Mặt khác, giống như trong động cơ xăng thông thường, hòa khí được hình thành do hòa trộn rất tốt không khí với nhiên liệu ở dạng hơi nên cháy kiệt hầu như không tạo thành muội than, đây là thành phần chính trong chất thải dạng hạt của khí thải - Particulate Matter (PM) [21]. Ngoài ra, quá trình cháy gần như đồng thời trong toàn bộ thể tích hòa khí nhặt (ít nhiên liệu) nên nhiệt độ cháy nhỏ dẫn tới tạo thành oxit nitơ ít hơn so với động cơ xăng cũng như động cơ diesel thông thường.

cháy dự bị

thứ hai được trộn và cháy ở

dòng khí tạo hướng với tốc

được điểm và

Compression nghiên cứu và

trong xy lanh phương pháp

Tuy nhiên, rất khó có thể bảo đảm cho động cơ hoạt động bình thường ở tất cả các chế độ chỉ với phương pháp HCCI. Do đó, hầu hết động cơ loại này phải trang bị thêm hệ thống cháy truyền thống của động cơ xăng hoặc diesel để khởi động rồi chuyển sang HCCI ở chế độ không tải, tải nhỏ và tải trung bình. Khi cần làm việc ở chế độ tải lớn, động cơ lại chuyển về làm việc như động cơ xăng hay diesel thông thường.

Tuy nhiên, để phương án này trở thành hiện thực phải giải quyết nhiều vấn đề kỹ thuật phức tạp. Khó khăn lớn nhất của phương pháp HCCI là điều khiển được nhiệt độ, áp suất và thành phần hòa khí (λ) sao cho quá trình cháy xảy ra sát ĐCT. Chỉ với sự trợ giúp của điều khiển điện tử mới có thể vượt qua được khó khăn này. Phương án HCCI mặc dù đã được đề xuất từ vài chục năm trước nhưng cho đến nay mới dần dần trở thành hiện thực. Nhiều nhà nghiên cứu đã đưa ra những biện pháp cụ thể để điều khiển sự bốc cháy hòa khí như:

- Động cơ có tỷ số nén thay đổi (Variable Compression Ratio (VCR)), ví dụ như phương án kết cấu của hãng SAAB (xem 4.2.4).
- Thay đổi pha phối khí (Variable Valve Timing - VVT), xem 4.1.3.6.
- Dùng đồng thời hai loại nhiên liệu có số octan khác nhau. Nhiên liệu có số octan thấp sẽ cháy trước làm môi lửa đốt phần nhiên liệu còn lại.
- Kiểm soát nhiệt, ví dụ như sử dụng nhiệt của khí thải luân hồi kết hợp với tăng áp cơ khí để điều khiển quá trình cháy.

Về nguyên tắc, phương án HCCI có thể dùng với nhiên liệu xăng, diesel và nhiên liệu khí, cho động cơ từ cỡ nhỏ đến cỡ lớn với những công dụng khác nhau.

Tháng 8/2007, hãng General Motor đã đưa ra động cơ HCCI đầu tiên dùng xăng có thể tích 2,2 lít, công suất 180 mã lực lắp trên hai mẫu xe là Saturn Aura và Opel Vectra. Tuy nhiên, ở chế độ khởi động, hâm nóng máy và toàn tải vẫn phải dùng bugi như động cơ xăng thông thường.

CHƯƠNG VIII ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong

8.1.1 Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của động cơ được thể hiện bằng tổ hợp các thông số làm việc của nó như công suất N_e hay mômen M_e và tốc độ vòng quay n .

Trong miền làm việc của động cơ, tốc độ n thay đổi từ n_{\min} ứng với giới hạn ổn định của động cơ đến n_{\max} ứng với giới hạn ứng suất cơ, ứng suất nhiệt và diễn biến bình thường của chu trình công tác.

Tại mỗi vị trí $n = \text{const}$ trong miền làm việc, công suất N_e của động cơ thay đổi từ 0 (chế độ không tải) đến N_{\max} tại tốc độ vòng quay đó.

Chế độ làm việc được coi là ổn định khi các thông số làm việc như M_e , n không đổi trong thời gian khảo sát. Khi đó mômen của động cơ cân bằng với mômen cản của máy công tác $M_e = M_c$, hình 8-1. Chế độ làm việc của cụm thiết bị động cơ - máy công tác ổn định khi:

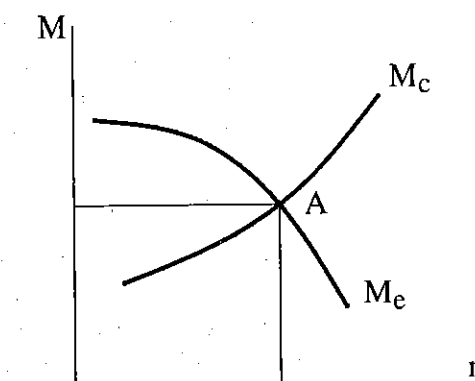
$$\frac{d(M_e - M_c)}{dn} < 0 \quad (8-1)$$

và càng ổn định khi về trái của (8-1) càng âm tức là độ dốc tại điểm cắt nhau của hai đường mômen càng lớn.

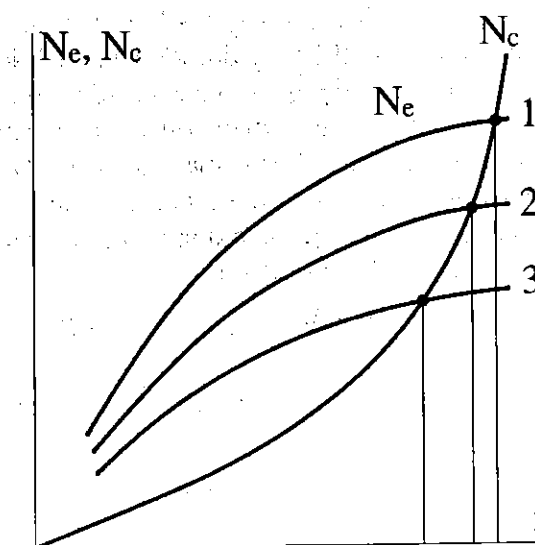
Chế độ làm việc có các thông số làm việc thay đổi trong thời gian khảo sát gọi là chế độ làm việc *không ổn định*, ví dụ khi động cơ khởi động, tắt máy hay tăng giảm tốc độ...

Trong chương này chúng ta chỉ khảo sát các chế độ làm việc ổn định của động cơ trong *miền làm việc* của nó khi kéo máy công tác cụ thể.

Do đặc tính của các máy công tác khác nhau nên miền làm việc của cụm động cơ-máy công tác cũng khác nhau.



Hình 8-1. Chế độ làm việc ổn định của cụm động cơ - máy công tác



Hình 8-2. Chế độ làm việc của động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt

- Đối với động cơ tàu thủy, khi động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt, hình 8-2, công suất cần của chân vịt thông thường phụ thuộc bậc 3 vào tốc độ vòng quay

$$N_e = kn^3 \quad (8-2)$$

Miền làm việc của động cơ-máy công tác nằm trên đường đặc tính cần (8-2). Các đường 1, 2 và 3 tương ứng với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Tốc độ động cơ thay đổi từ n_{min} đến n_{max} .

- Động cơ $n = const$. Chức năng (chế độ) đảm nhận công suất của động cơ-máy phát này. Tại A ứng với n_{min} và tại B ứng với n_{max} .

- Động cơ giới như ô tô, xe máy và tốc độ động cơ rất rộng. Miền làm việc hình 8-4, là diện tích công suất lớn nhất của cơ cấu điều khiển đặc tính ngoài các đường giới hạn.

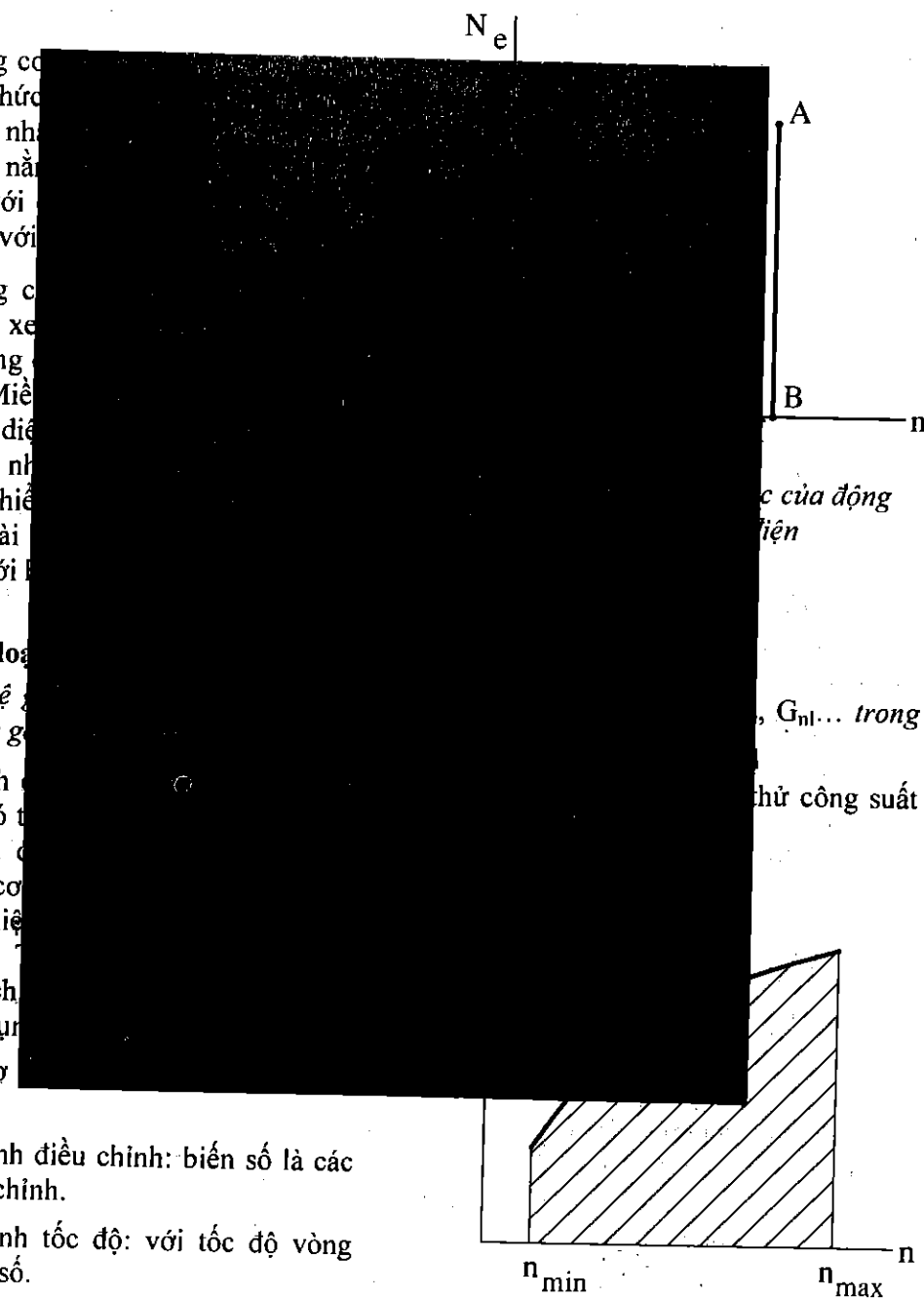
8.1.2 Các loại

Quan hệ giữa miền làm việc và đặc tính

Đặc tính của động cơ để có thể làm việc của động cơ quay, vị trí cơ cấu nhiên liệu, nhiệt độ bôi trơn v.v... đánh giá các chế độ điều kiện sử dụng

Động cơ tính sau:

- Đặc tính điều chỉnh: biến số là các thông số điều chỉnh.
- Đặc tính tốc độ: với tốc độ vòng quay n là biến số.
- Đặc tính chân vịt: là đặc tính tốc độ khi động cơ dẫn động chân vịt tàu thủy.



Hình 8-4. Chế độ làm việc của động cơ trên các phương tiện cơ giới

- Đặc tính tải: với công suất động cơ N_e (hay p_e) là biến số khi $n = \text{const}$
- Đặc tính tổng hợp: đặc tính của nhiều biến số
- Đặc tính không tải: đặc tính tốc độ khi động cơ chạy không tải
- Đặc tính điều tốc: đặc tính tốc độ khi động cơ có trang bị điều tốc.

8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ

Trước khi khảo sát các đặc tính nêu trên, ta hãy tìm hiểu cơ sở chung để giải thích và phân tích các đặc tính động cơ. Để làm được điều này, ta cần nắm vững kỹ thuật của động cơ đốt trong, các biến số kinh tế, các biến số chung để khảo sát và tiến hành phân tích.

8.1.3.1 Tải trọng

Ta bắt đầu

với:

và:

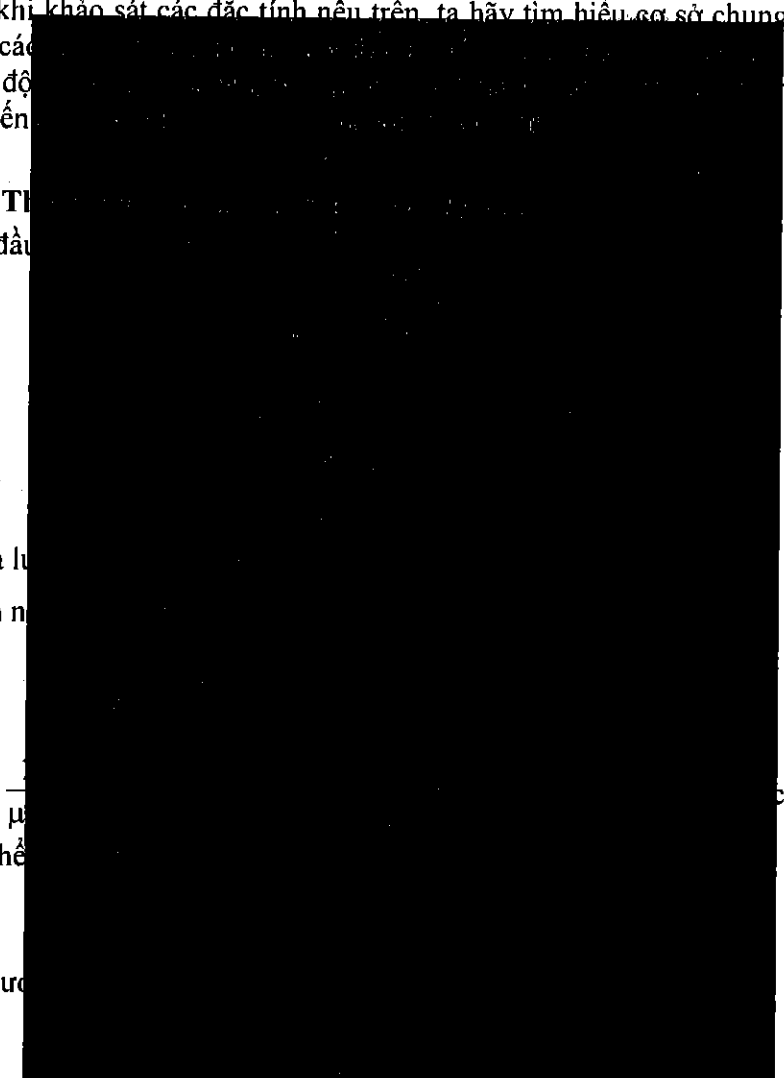
trong đó g_{ct} là lu

Từ định n

Bỏ qua

(3-15), ta có thể

và lưu ý từ phươ



$$(8-3)$$

$$(8-4)$$

cơ xăng trong

$$V_n = \frac{Q_H R \rho_k}{\eta_v R \rho_k} g_{ct} \quad (8-5)$$

Thay (8-4) và (8-5) vào (8-3), ta được:

$$p_e = \frac{Q_H R \rho_k}{8314 M_0 \lambda} \eta_i \eta_m = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \quad (8-6)$$

với k_1 là hằng số.

Để tìm công suất N_e ta sử dụng công thức sau:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau} = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n \quad (8-7)$$

với k_2 là hằng số.

Mômen M_e được xác định từ N_e :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n}{\frac{\pi n}{30}} = k_3 p_e \quad (8-8)$$

với k_3 là hằng số.

Như vậy, p_e và M_e chỉ khác nhau về tỷ lệ xích nên ta chỉ cần xác định 1 đại lượng là đủ. Ta qui ước sau đây chỉ xét M_e .

Suất tiêu thụ nhiên liệu g_e được xác định theo công thức:

$$g_e = \frac{1}{Q_H \eta_e} = \frac{1}{Q_H \eta_i \eta_m} = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \quad (8-9)$$

với k_4 là hằng số.

Tốc độ tiêu thụ nhiên liệu (lưu lượng khối) G_{nl} xác định theo định nghĩa g_e :

$$G_{nl} = g_e N_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \cdot k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n \quad (8-10)$$

với k_5 là hằng số.

Như vậy các biến số chung khi khảo sát các đặc tính động cơ là $\frac{\eta_i}{\lambda}$, η_v và η_m . Hiệu suất cơ khí η_m còn có thể xác định theo công thức sau:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{\frac{p_e}{\eta_m}} = 1 - \frac{p_m \eta_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \quad (8-11)$$

8.1.3.2 Theo lượng nhiên liệu chu trình

Từ định nghĩa hệ số dư lượng không khí λ (3-13):

$$\lambda = \frac{L}{L_0}$$

thay $L = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct}}$ ta được: $\lambda = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct} L_0}$

Từ đây rút ra:
$$\frac{\eta_v}{\lambda} = \frac{g_{ct} L_0}{V_h \rho_k} = k g_{ct} \quad (8-12)$$

với k là một hằng số. Thay (8-12) lần lượt vào (8-6), (8-7), (8-10) và (8-11) ta được:

$$p_e = k'_1 g_{ct} \eta_i \eta_m \quad (8-13)$$

với k'_1 là hằng số.

$$N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n \quad (8-14)$$

với k'_2 là hằng số.

$$G_{nl} = k'_3 g_{ct} n \quad (8-15)$$

với k'_3 là hằng số.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i} \quad (8-16)$$

Các công thức xây dựng được trong mục 8.1.3.1 và 8.1.3.2 về nguyên tắc đúng cho mọi loại động cơ. Tuy nhiên, đối với những động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng khí nạp mới thông qua van tiết lưu như động cơ xăng (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) và động cơ gas thì nên dùng các công thức phụ thuộc vào lượng khí nạp từ (8-6) đến (8-11). Còn đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp là động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng nhiên liệu phun vào xy lanh thì nên dùng các công thức từ (8-13) đến (8-16).

8.2 Đặc tính điều chỉnh

Đó là đặc tính thể hiện mối quan hệ của các thông số làm việc như N_e (hay M_e , p_e) và g_e (hay G_{nl}) phụ thuộc vào các thông số điều chỉnh như hệ số dư lượng không khí λ , góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm φ_s , nhiệt độ làm mát t_m , nhiệt độ dầu bôi trơn, áp suất phun nhiên liệu... Trên cơ sở đặc tính điều chỉnh, người kỹ sư lựa chọn các thông số điều chỉnh tối ưu trong quá trình nghiên cứu-phát triển động cơ. Như vậy có rất nhiều đặc tính điều chỉnh, nhưng quan trọng nhất là đặc tính điều chỉnh theo λ và φ_s vì đây là hai thông số ảnh hưởng rất lớn đến tính kinh tế-kỹ thuật của động cơ. Sau đây ta sẽ chỉ xét hai đặc tính điều chỉnh này.

8.2.1 Đặc tính điều chỉnh λ

Đó là các quan hệ N_e và $g_e = f(\lambda)$. Đặc tính điều chỉnh λ được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu (thường là động cơ nghiên cứu một xy lanh dùng để nghiên cứu-phát triển động cơ) để đưa ra những dữ liệu nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ.

8.2.1.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh λ , các thông số làm việc như tốc độ vòng quay, độ mở van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc đánh lửa sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... phải giữ không đổi ở các giá trị phù hợp (ví dụ nhiệt độ nước làm mát 80-90°C, nhiệt độ dầu bôi trơn 95-100°C...). Để thay đổi λ phải thay đổi lượng

nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi sức cản của giclơ đối với động cơ dùng bộ chế hoà khí hoặc thay đổi lượng nhiên liệu phun đối với động cơ phun xăng.

Khi thay đổi λ , các biến số đặc tính thay đổi như sau. Tất cả các giá trị kinh nghiệm của λ trình bày dưới đây ứng với trường hợp vận hành động cơ ở chế độ tốc độ vòng quay trung bình (được chọn trước) và nhiệt độ động cơ đã có ở chế độ vận hành.

- η_i : giới hạn của λ để động cơ hoạt động nhất xăng-không khí. Phạm vi vận hành phòng thí nghiệm của động cơ phun xăng khá hẹp: 0,4 - 0,6. Phạm vi vận hành của λ còn hẹp hơn nữa do sự tăng do hòa khí không đồng đều của dây hòa khí chứa đầy nhiên liệu.

hình 8-5, với

- η_v : như hệ số nạp η_v phụ thuộc vào vận tốc nhưng ảnh hưởng của vận tốc đến tiết lưu và tốc độ dòng chảy ở đây khi lấy đặc tính động cơ là cố định. Vì thế η_v được coi là hằng số.

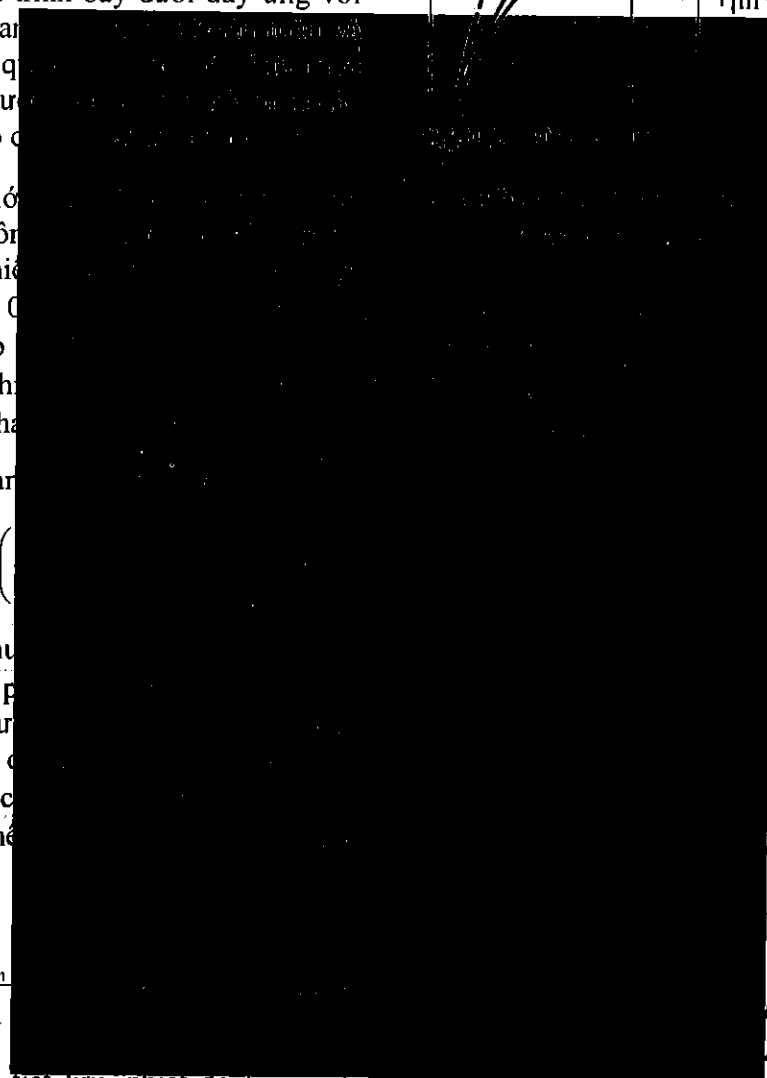
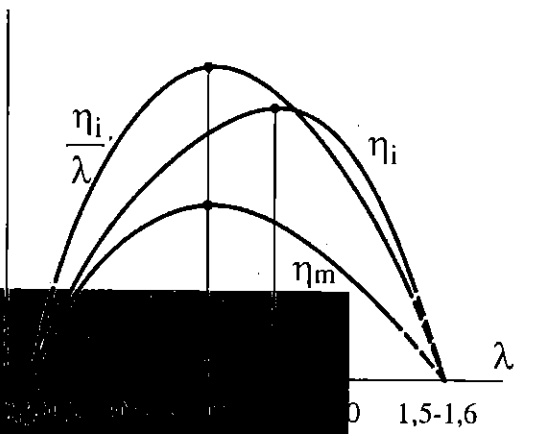
- η_m : hiệu suất cơ học.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda}}$$

n, độ mở van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi nên

$p_m = \text{const}$. Vì vậy η_m sẽ có dạng của $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và cũng đạt cực đại tại $\lambda = 0,85 - 0,90$.

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính điều chỉnh như sau.



đặc tính điều chỉnh của động cơ phun xăng. Phạm vi vận hành của λ còn hẹp hơn nữa do sự tăng do hòa khí không đồng đều của dây hòa khí chứa đầy nhiên liệu. Từ đó ta có thể phân tích đặc tính điều chỉnh như sau.



• N_e : theo công thức (8-7) $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$. Do n và η_v không đổi nên N_e chỉ phụ thuộc $\frac{\eta_i}{\lambda} \eta_m$ và sẽ có dạng như trên hình 8-6 với $\lambda_{N_{e\max}} = 0,85 - 0,90$.

• g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với diễn biến của η_i và η_m nói trên thì g_e đạt cực tiểu trong khoảng giữa của các giá trị ứng với $\eta_{i\max}$ và $\eta_{m\max}$, hình 8-6. Trong thực tế $\lambda_{g_{e\min}} = 1,05$.

Khi thay đổi λ thì các đặc tính của động cơ diesel thay đổi khác nhau. Tính điều chỉnh λ

Càng tăng λ thì công suất giảm và giới hạn cháy càng hẹp và càng sát nhau hơn.

Càng tăng λ thì hiệu suất giảm, đồng thời hệ số nạp η_v cũng giảm tự.

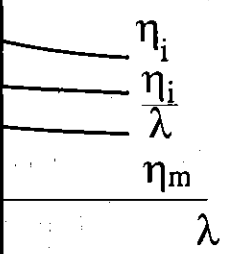
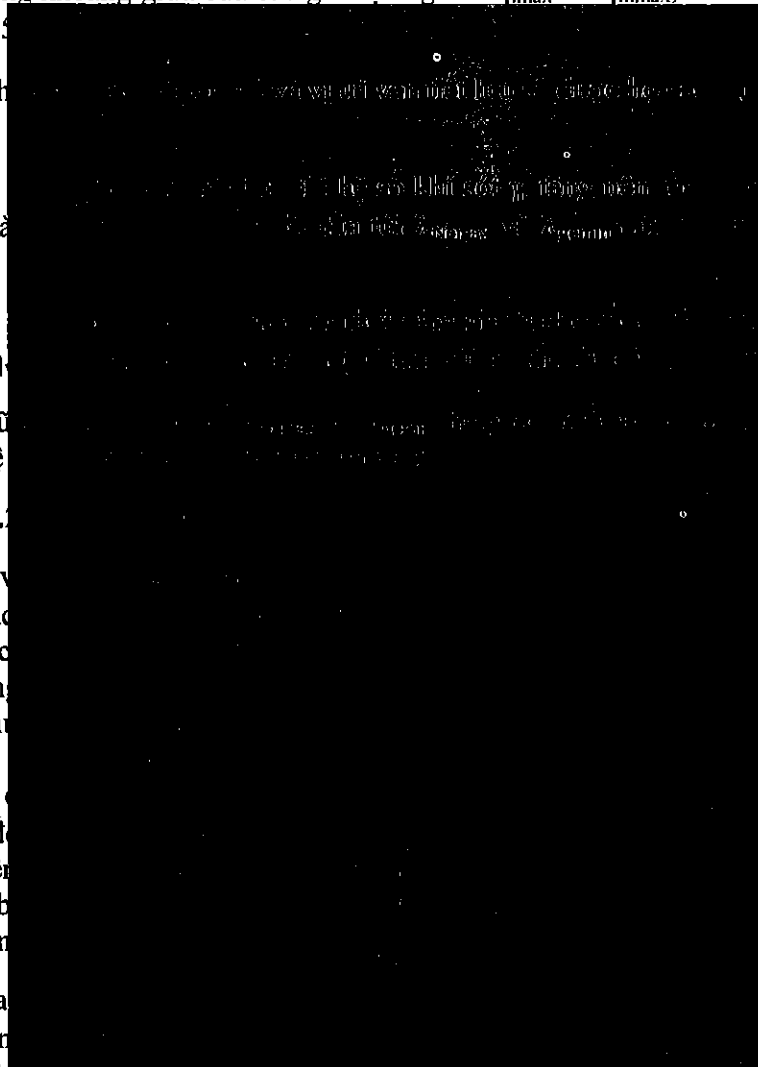
Bộ dữ liệu tính toán cho thấy điều chỉnh bộ chế hoà khí hoặc hệ thống nạp.

8.2.1.

Đối với động cơ diesel khi lấy đặc tính phải giữ tốc độ vòng quay và các thông số khác như góc phun, nhiệt độ buồng đốt, nhiệt độ nạp, nhiệt độ môi trường không đổi. Để thay đổi các đặc tính động cơ diesel bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu tiêu thụ và lượng nhiên liệu nạp.

Vì đặc tính động cơ diesel thay đổi theo điều chỉnh λ ta cần tính đặc tính điều chỉnh λ trong động cơ diesel. Các giá trị cụ thể của λ ứng với trường hợp tốc độ vòng quay ở chế độ định mức n_{dm} . Giá trị n_{dm} thường chọn trước theo kinh nghiệm khi thiết kế.

• η_i : hỗn hợp nhiên liệu diesel- không khí là hỗn hợp không đồng nhất có giới hạn cháy rất rộng: $0,4 - 0,5 < \lambda < 10$. Khi tăng λ , ban đầu η_i tăng do hòa khí nhạt dần từ chế



độ rất đậm và đạt cực đại với $\lambda = 3,5 - 4$, tại đây hòa khí cháy rất nhanh và cháy kiệt. Sau đó η_i giảm vì hòa khí tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị η_i dễ dàng xác định được đồ thị $\frac{\eta_i}{\lambda}$, hình

8-7, với $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$ tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

- η_v : tương tự như đã xét ở động cơ xăng, do tốc độ vòng quay $n = \text{const}$ nên có thể coi η_v không thay đổi.

- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

Tương tự như ở

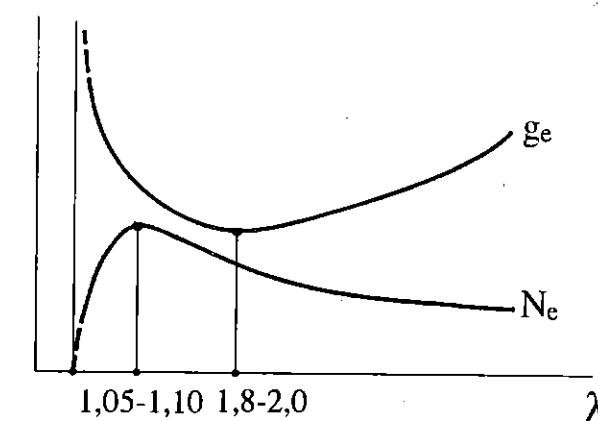
động cơ xăng có thể coi $p_m = \text{const}$. Do đó η_m có dạng tương tự như $\frac{\eta_i}{\lambda}$, hình 8-7, đạt cực đại tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

Với các biến thay đổi như đã trình bày, đặc tính điều chỉnh theo λ của động cơ diesel có dạng như sau.

- N_e : theo công thức (8-7) $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$. Do η_v và n không đổi nên N_e có dạng giống như $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và η_m , đạt $N_{e\max}$ tại $\lambda = 1,05 - 1,10$, hình 8-8,

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên thì g_e có dạng như trên hình 8-8, đạt $g_{e\min}$ tại $\lambda = 1,8 - 2,0$.

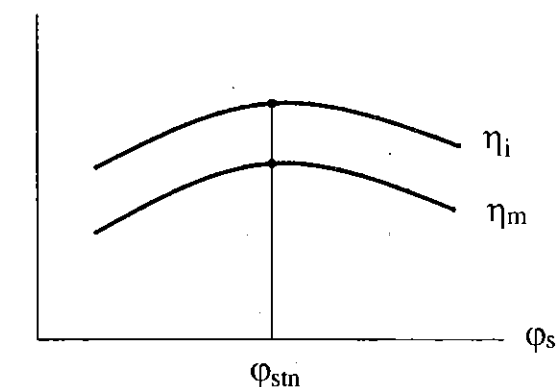
Khi thay đổi tốc độ vòng quay ta sẽ được họ đặc tính điều chỉnh λ . Khi giảm tốc độ vòng quay (từ chế độ định mức) thời gian chu trình tăng nên thuận lợi cho quá trình hình thành hòa khí và cháy. Tuy nhiên, khi đó cường độ xoáy lốc của không khí trong xy lanh giảm nên có tác dụng ngược lại. Vì vậy rất khó xác định qui luật về ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến đặc tính điều chỉnh λ trong động cơ diesel nói chung mà phải khảo sát riêng tùy thuộc vào từng trường hợp động cơ cụ thể. Tương tự như ở động cơ xăng, các dữ liệu về $\lambda_{N_{e\max}}$ và $\lambda_{g_{e\min}}$ thu được khi thí nghiệm lấy đặc tính điều chỉnh trên động cơ mẫu sẽ được dùng để thiết kế và điều chỉnh hệ thống phun nhiên liệu của động cơ.



Hình 8-8. Đặc tính điều chỉnh λ của động cơ diesel

8.2.2 Đặc tính điều chỉnh φ_s

Đó là các quan hệ N_e và g_e phụ thuộc vào góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm φ_s . Đặc tính điều chỉnh theo φ_s được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu dùng để đưa ra số liệu cụ thể nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống đánh lửa cho động cơ.



Hình 8-9. Các biến số của đặc tính điều chỉnh φ_s trong động cơ xăng

8.2.2.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm φ_s phải giữ tốc độ vòng quay, vị trí van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí λ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp (xem 8.2.1.1). Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

- η_v : hệ số nạp phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ vòng quay n và độ mở của van tiết lưu nên có thể coi như không đổi.
- η_i : khi φ_s lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu φ_s nhỏ thì quá trình cháy kéo dài (tăng cấp nhiệt đẳng áp) nên η_i giảm. Tại φ_{stm} tốt nhất η_i đạt max, hình 8-9.

- η_m : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

Với: tốc độ vòng

quay n , vị trí van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi thì $p_m = \text{const}$. Như vậy η_m có dạng giống như η_i tức là cũng cực đại tại φ_{stm} , hình 8-9.

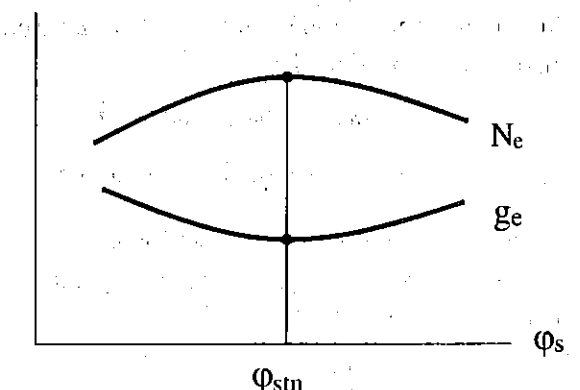
Các đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm sẽ có dạng sau đây.

- N_e : theo công thức (8-7)

$$N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$$

Với những điều

kiện và sự thay đổi của các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra N_e đạt cực đại tại φ_{stm} , hình 8-10.



Hình 8-10. Đặc tính điều chỉnh φ_s của động cơ xăng

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên

thì g_e cũng đạt g_{emin} tại φ_{stn} , hình 8-10.

Như đã trình bày trong mục 4.3.3.2.e, khi tăng tốc độ vòng quay n thì phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s ; ngược lại, khi giảm n phải giảm φ_s .

Khi thay đổi tải, xem mục 4.3.3.2.f, cụ thể đóng bớt van tiết lưu phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s và ngược lại, phải giảm φ_s khi mở rộng van tiết lưu.

8.2.2.2

Tương

lấy đặc tính trong động cơ quay n và tải khác như hệ nhiệt độ làm không đổi biến số của

- g_{ct} : Khi

đổi g_{ct} cho nhiên hệ số thuộc vào tốc độ sấy nóng khi hưởng lớn n Vi $n = const$

- η_i : t

φ_s lớn thì qu lại, nếu φ_s n η_i đạt max,

- η_m

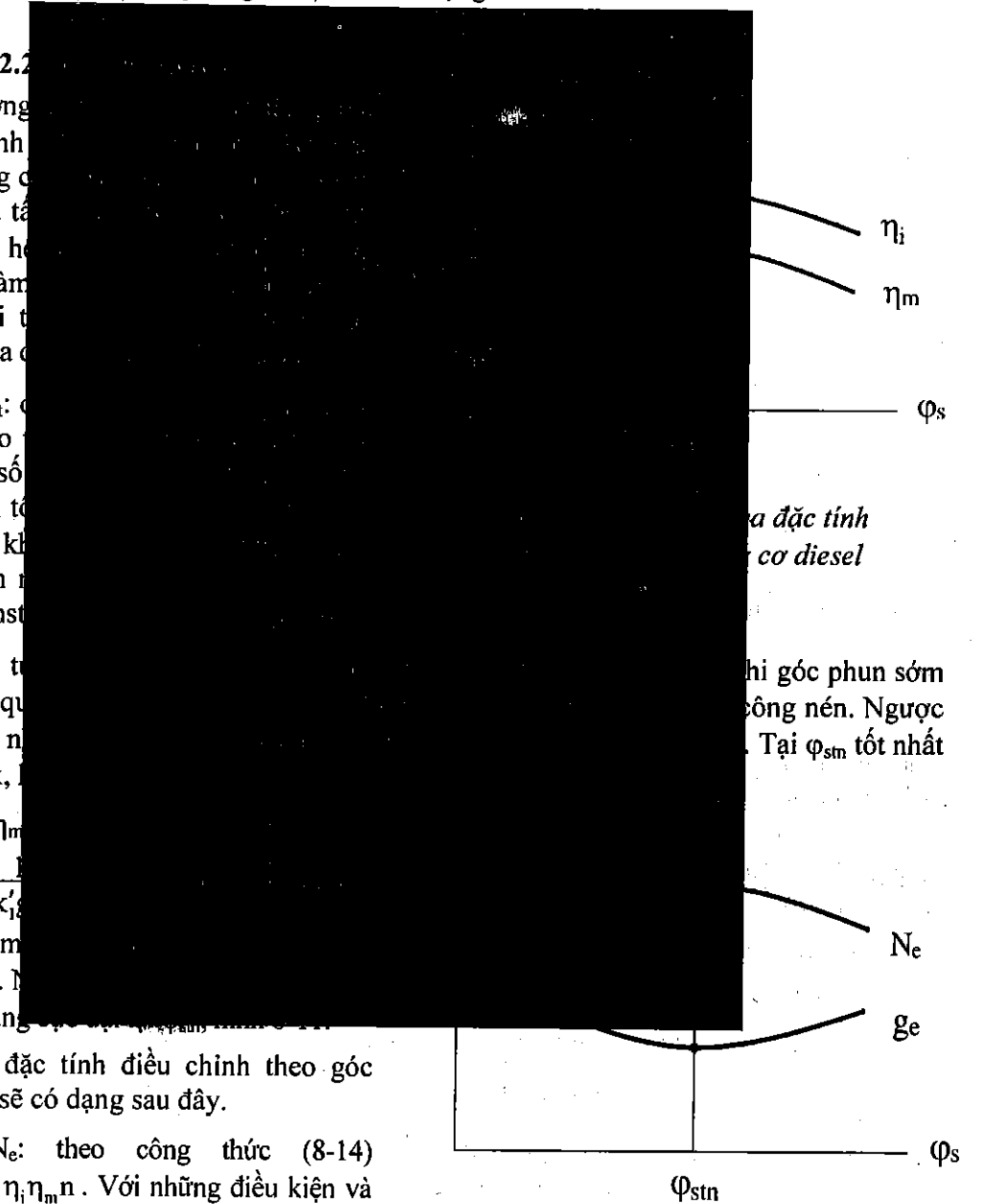
$$\eta_m = 1 - \frac{1}{k'_s}$$

nhiệt độ làm $p_m = const$. η_i tức là cũng

Các đặc tính điều chỉnh theo góc phun sớm sẽ có dạng sau đây.

- N_e : theo công thức (8-14)

$N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n$. Với những điều kiện và sự thay đổi các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra N_e đạt cực đại tại φ_{stn} , hình 8-12.



Hình 8-12. Đặc tính điều chỉnh φ_s trong động cơ diesel

• g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$. Với những diễn biến của η_i và η_m như trên thì g_e cũng đạt g_{emin} tại φ_{stn} , hình 8-12.

Như đã trình bày trong mục 4.3.4.2.g, khi tăng tốc độ vòng quay n thì phải tăng góc phun sớm φ_s . Ngược lại, khi giảm n phải giảm φ_s .

Khi giảm g_{ct} (giảm tải), xem mục 4.3.4.2.f, phải giảm góc phun sớm φ_s . Ngược lại, khi tăng g_{ct} phải tăng φ_s .

8.3 Đặc tính

Đặc tính của động cơ được biểu diễn bằng các đồ thị và bảng số liệu. Những đồ thị này được vẽ dựa trên các điều kiện đó.

8.3.1 Các

Có thể phân loại các đặc tính của động cơ dựa trên các yếu tố và đặc tính bộ phận. Ngoài ra, còn có các đặc tính khác.

8.3.1.1

Đặc tính của động cơ được biểu diễn bằng các đồ thị và bảng số liệu cực đại (để động cơ phát huy được công suất lớn nhất).

a. Đặc

Là đặc tính của động cơ khi vận hành ở chế độ tải lớn nhất mà động cơ có thể đạt được.

Điều k

Từ (8-

$$(8-17)$$

Tại mỗi chế độ vận hành, động cơ phải thỏa mãn đồng thời các điều kiện trên. Những điều kiện này một cách chi tiết hơn.

• η_v max

Để đạt hệ số nạp lớn nhất có thể, động cơ phải có pha phối khí tốt nhất tại mọi tốc độ vòng quay n . Hiện nay đã có một số hãng ô tô sử dụng cơ cấu phối khí thay đổi pha phối khí tùy thuộc chế độ tốc độ của động cơ (xem 4.1.3.6 và 4.1.3.8). Ngoài ra, đối với động cơ xăng, để đạt điều kiện này thì van tiết lưu phải mở hoàn toàn.

• $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max

Sự phụ thuộc của η_i và $\frac{\eta_i}{\lambda}$ vào λ đã được trình bày ở mục 8.2.1, có thể tóm tắt như sau.

- Động cơ xăng thông thường (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) hình thành hòa khí bên ngoài xy lanh có thành phần đồng nhất với giới hạn cháy hẹp, hình 8-5. Quá trình cháy được coi là kinh tế nhất khi η_i đạt max với hệ số dư lượng không khí $\lambda = 1,15 \div 1,20$. Trên cơ sở $\eta_i = f(\lambda)$ người ta tìm được $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max với $\lambda = 0,80 \div 0,90$.

- Động cơ diesel có hòa khí không đồng nhất với λ trong một giới hạn rất rộng (0,4-0,5 đến 10), hình 8-7, η_i đạt max tại $\lambda = 3,5 - 4$ và $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max tại $\lambda = 1,05 - 1,10$.

Các giá trị λ nêu trên chính là các giá trị yêu cầu đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ để đạt $\frac{\eta_i}{\lambda}$ max.

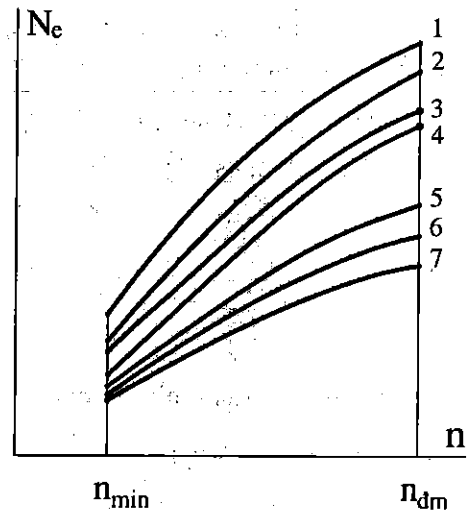
• p_m min

Các bề mặt ma sát của động cơ phải được chế tạo sao cho ma sát là nhỏ nhất và chế độ bôi trơn là tốt nhất.

• Các yếu tố khác

Góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm, nhiệt độ nước làm mát... đạt giá trị tối ưu.

Từ phân tích nêu trên ta đi đến nhận xét sau đây. Đặc tính ngoài tuyệt đối đối với động cơ xăng là đặc tính có thể gặp trong thực tế, vì nếu thoả mãn các điều kiện nói trên thì động cơ vẫn làm việc bình thường. Ngược lại, đối với động cơ diesel, khi $\lambda = 1,05 \div 1,10$ trong khí thải có quá nhiều khói đen vì khói đen bắt đầu xuất hiện rõ rệt ngay khi $\lambda = 1,3 \div 1,5$ tùy loại động cơ. Về nguyên tắc, động cơ không được phép làm việc trong vùng có khói đen. Vì vậy, đặc tính ngoài tuyệt đối của động cơ diesel không có ý nghĩa đối với thực tế sử dụng. Về thực chất, đặc tính ngoài tuyệt đối là đặc tính giới hạn những chế độ làm việc có thể có của động cơ, đường 1, hình 8-13.



Hình 8-13. Các loại đặc tính tốc độ

1: đặc tính ngoài tuyệt đối; 2: đặc tính giới hạn bơm cao áp; 3: đặc tính giới hạn khói đen; 4: đặc tính ngoài sử dụng; 5, 6, 7: đặc tính bộ phận

b. Đặc tính ngoài sử dụng

Đặc tính ngoài sử dụng là đặc tính tốc độ của động cơ trong điều kiện sử dụng khi cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí sao cho động cơ phát ra công suất định mức N_{edm} ứng với tốc độ vòng quay định mức n_{dm} . Trong quá trình lấy đặc tính trên bảng thử công suất, cơ cấu điều khiển nhiên liệu luôn ở vị trí giới hạn lớn nhất.

Các thông số không nhất thiết phải đạt tối ưu tại mọi tốc độ vòng quay n như ở đặc tính ngoài tuyệt đối. Riêng với động cơ diesel, $\lambda \geq 1,3 \div 1,5$ (tùy từng loại động cơ) để bảo đảm không phát thải khói đen.

Vậy đặc tính ngoài sử dụng là *đặc tính giới hạn các chế độ làm việc bình thường trong thực tế sử dụng của động cơ*, từ đây về sau ta gọi vắn tắt là *đặc tính ngoài*. Đây là đặc tính quan trọng nhất của động cơ. Thông thường, nhà chế tạo động cơ cho đặc tính ngoài trong các tài liệu kỹ thuật đi kèm theo động cơ ở dạng đồ thị $p_e(M_e)$, N_e và $g_e = f(n)$.

8.3.1.2 Đặc tính bộ phận

Đặc tính bộ phận là đặc tính tốc độ ứng với các vị trí trung gian của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Các điều kiện khác khi xác lập đặc tính cũng giống như đối với đặc tính ngoài sử dụng. Như vậy sẽ có vô số đặc tính bộ phận, đường 5, 6, 7 hình 8-13.

8.3.1.3 Các đặc tính tốc độ đặc thù của động cơ diesel

Ngoài những đặc tính nêu trên, trong động cơ diesel còn có một số đặc tính tốc độ đặc biệt sau đây.

a. Đặc tính giới hạn khói đen

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí ứng với bắt đầu xuất hiện khói đen tại mọi tốc độ vòng quay n . Như vậy, cơ cấu điều khiển nhiên liệu không cố định mà phải được điều chỉnh trong quá trình xây dựng đặc tính.

Điều kiện xác lập đặc tính như đối với đặc tính ngoài tuyệt đối, chỉ khác điều kiện về λ . Cụ thể là $\lambda = \lambda_{\text{khói đen}}$. Trong thực tế động cơ không được phép làm việc với đặc tính khói đen. Đặc tính khói đen vì vậy chỉ có ý nghĩa là đặc tính giới hạn về λ của động cơ diesel. Đặc tính ngoài (đường 4 hình 8-13) càng bám sát đặc tính khói đen (đường 3 hình 8-13) thì càng tận dụng được khả năng nâng cao tính hiệu quả (tăng p_e) của động cơ.

b. Đặc tính giới hạn bơm cao áp

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí cực đại và không bị hạn chế. Như vậy, động cơ được cung cấp lượng nhiên liệu chu trình với khả năng lớn nhất của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Thông thường khi đó đặc tính của động cơ vượt quá giới hạn khói đen, đường 2 hình 8-13. Như vậy, đặc tính giới hạn bơm cao áp cho ta biết khả năng quá tải về công suất và mômen ở từng chế độ tốc độ của động cơ.

Sau đây ta sẽ khảo sát tỷ mỉ các đặc tính tốc độ chủ yếu là đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận cho động cơ xăng và động cơ diesel.

8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng

8.3.2.1 Đặc tính ngoài

Khi lấy đặc tính ngoài, van tiết lưu mở hoàn toàn. Để thay đổi tốc độ động cơ phải thay đổi sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay n , các biến số chung trong các phương trình từ (8-6) đến (8-

• λ : hệ số thay đổi ít vì đặc tính ngoài được vẽ theo phương pháp

Tuy nhiên, đặc tính ngoài của động cơ xăng thay đổi một chút khi đó độ c hình 8-14. Có thể có

• η_i : độ tăng tạo điều

cháy nên η_i thay đổi, hình

• η_v : hình 8-14.

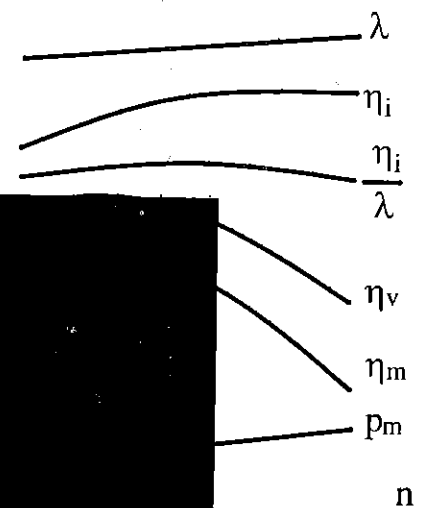
• η_m :
 $\eta_m = 1 - \frac{1}{k_I}$

theo n (xem dạng của η_v về bên trái, hình

Trên cơ sở và phân tích đặc tính như sau.

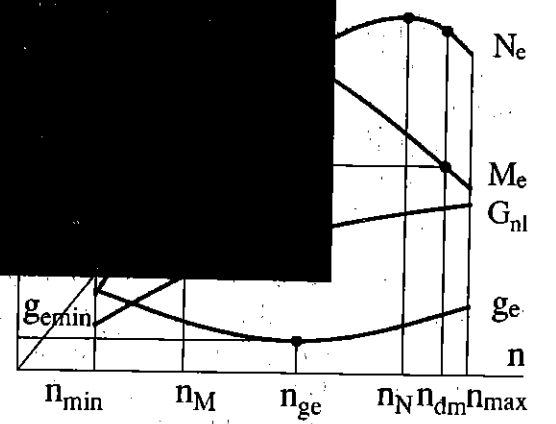
• M_e : theo (8-8) và (8-6), M_e sẽ có dạng của η_v và η_m với cực đại nằm trung gian giữa hai cực đại của chúng, hình 8-15. M_e đạt max tại n_M . Gọi:

$$k = \frac{M_{e,max}}{M_{e,dm}} \quad (8-18)$$



• thay đổi theo động cơ xăng có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ít

ru (xem 4.1.3.8),



Hình 8-15. Đặc tính ngoài động cơ xăng

là hệ số thích ứng và:

$$k_c = \frac{n_M}{n_{dm}} \quad (8-19)$$

là hệ số tốc độ.

Nhánh phải của đường mômen càng dốc thì hệ số thích ứng k càng lớn, tính ổn định của động cơ khi kéo máy công tác càng cao. Hệ số thích ứng của động cơ xăng khá lớn nằm trong khoảng $1,4 \div 1,45$ nên tính ổn định rất cao, nói chung không cần bộ điều tốc trong dải tốc độ làm việc. Ở biên n_{min} và n_{max} mà thôi (xem hình 8-15).

Hệ số tốc độ càng nhỏ thì vùng tốc độ làm việc càng rộng. Hệ số tốc độ thường dùng trên các động cơ xăng là $1,4 \div 1,5$.

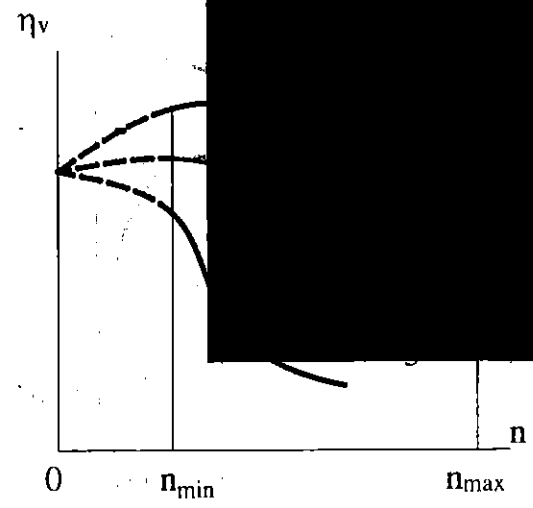
• N_e : từ hình 8-15, đạt giá trị cực đại tại n_{ge} nên tại đó α là hằng số, nên tại đó α đạt giá trị cực đại.

• g_e : xác định vị trí của trục khuỷu sau đó tăng vị trí trục khuỷu để đạt được giá trị cực đại tại n_{ge} .

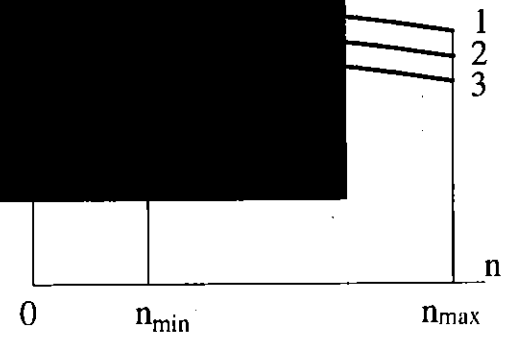
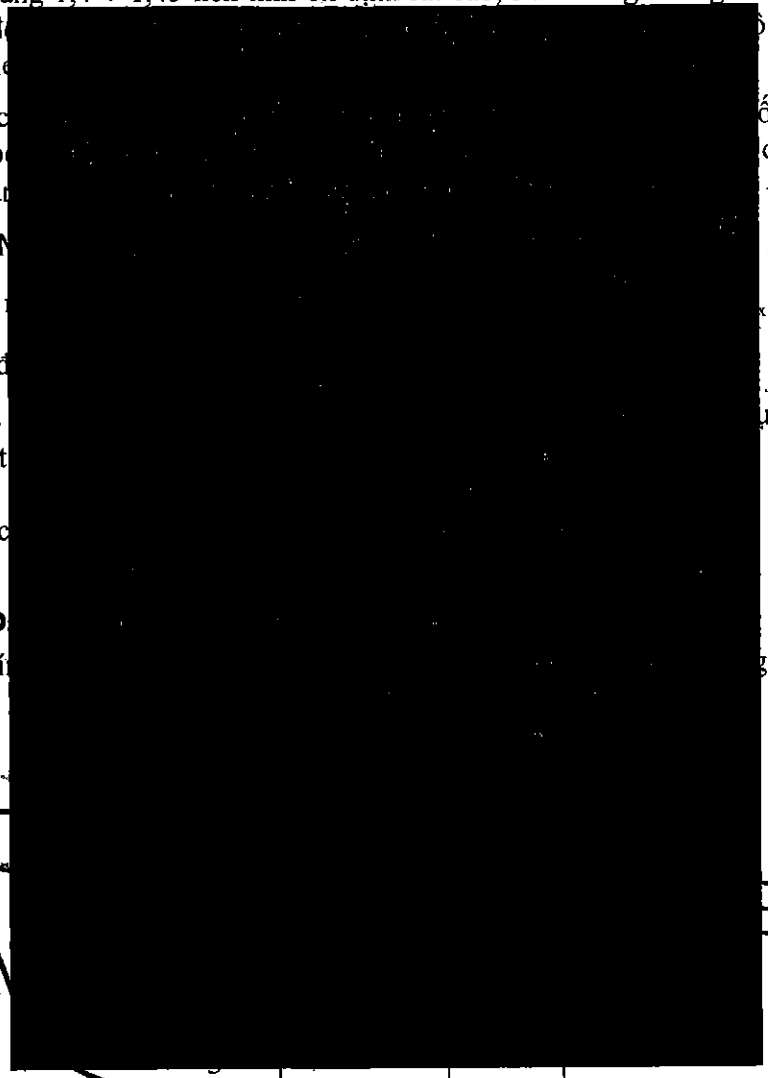
• G_{nl} : xác định vị trí của trục khuỷu để đạt được giá trị cực đại tại n_{ge} .

8.3.2.2 Đ

Từ đặc tính



Hình 8-16. Hệ số nạp khi thay đổi tải
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



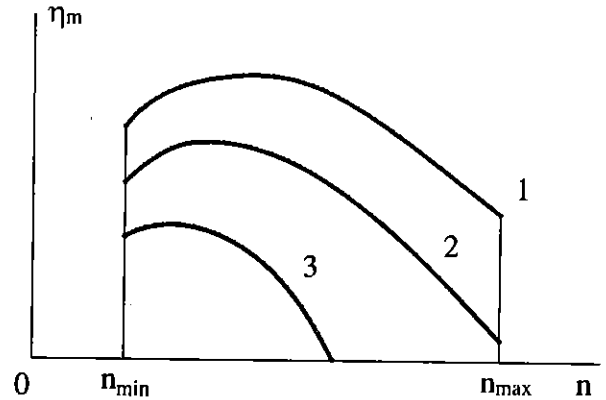
Hình 8-17. $\frac{\eta_i}{\lambda}$ khi thay đổi tải
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

tiết lưu. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.

- η_v : giảm rất nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu, hình 8-16. Đường 1 là đường đặc tính ngoài ứng với toàn tải, đường 2 ứng với tải trung bình, đường 3 ứng với tải nhỏ. Các đường đều hội tụ về một điểm chung trên trục tung, vì khi tốc độ n bằng không thì tiết lưu không còn tác dụng nữa.

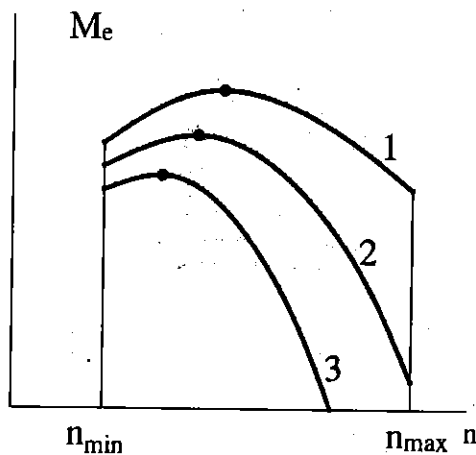
- $\frac{\eta_i}{\lambda}$: do γ_r tăng nhanh khi đóng dần van tiết lưu nên η_i giảm, trong khi λ thay đổi ít nên $\frac{\eta_i}{\lambda}$ giảm, hình 8-17.

- η_m : xác định theo (8-11) $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$. Khi đóng dần van tiết lưu, p_m tăng, $\frac{\eta_i}{\lambda}$ và η_v giảm nên η_m cũng giảm và càng giảm nhanh khi tải càng nhỏ, hình 8-18.



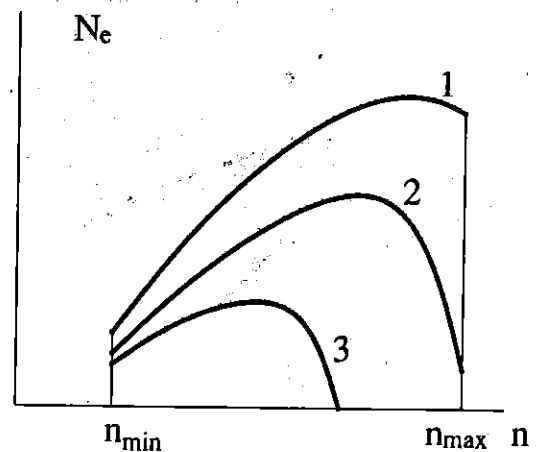
Hình 8-18. η_m khi thay đổi tải

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



Hình 8-19. Đặc tính bộ phận M_e động cơ xăng

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

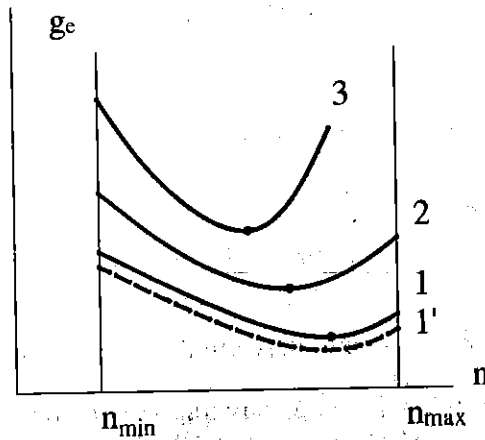


Hình 8-20. Đặc tính bộ phận N_e động cơ xăng

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

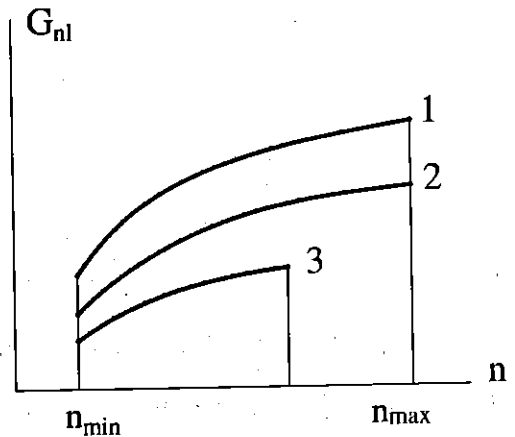
Trên cơ sở phân tích trên, diễn biến các đặc tính bộ phận của động cơ xăng cụ thể như sau.

- M_e : xác định theo (8-6) và (8-8). Mô men M_e giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đường mômen càng dốc, chế độ làm việc càng ổn định, hình 8-19.
- N_e : xây dựng từ M_e , hình 8-20.
- g_e : xác định theo (8-9). Do η_i giảm và η_m giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đặc tính bộ phận cao lên và có độ võng càng lớn, hình 8-21. Nếu hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì hòa khí bớt đậm khi giảm tải nên η_i tăng, do đó tích $\eta_i \eta_m$ lớn nhất và g_e nhỏ nhất tại đường 1' sau toàn tải một chút, hình 8-21.
- G_{nl} : xác định theo (8-10). Do λ thay đổi ít nhưng η_v giảm nhanh khi giảm tải nên các đường bộ phận càng hạ xuống dưới so với đặc tính ngoài (đường 1), hình 8-22.



Hình 8-21. Đặc tính bộ phận động cơ xăng g_e

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



Hình 8-22. Đặc tính bộ phận động cơ xăng G_{nl}

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel

8.3.2.1 Đặc tính ngoài

Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính ngoài thì cơ cấu điều khiển nhiên liệu được cố định ở vị trí giới hạn lớn nhất và thay đổi tốc độ vòng quay bằng cách điều chỉnh sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay n , các biến số đặc tính trong các phương trình (8-13) đến (8-16) thay đổi như sau, hình 8-23.

- g_{ci} : xét một ví dụ là bơm cao áp kiểu Bosch - loại bơm hiện còn đang sử dụng khá phổ biến cho động cơ diesel - nếu không có kết cấu đặc biệt (xem 8.9.2.3) thì g_{ci} có đặc tính thường tăng một chút theo tốc độ vòng quay do ảnh hưởng của tiết lưu, mặc dù cơ

cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí cố định (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong).

- η_i : khi tăng tốc độ vòng quay (trong vùng làm việc của động cơ $n_{min} - n_{max}$) thì chuyển động rối của môi chất trong quá trình nén và hình thành hòa khí tăng lên, đồng thời nhiệt mất mát trong quá trình nén hướng đó dẫn tới giảm hiệu suất nên η_i tăng. Khi tốc độ tăng η_i giảm. Trong quá trình hình thành hòa khí giảm, cháy rất yếu nên công suất giảm dần.

- η_m : tương tự như η_i theo công thức (8-11) η_m

dùng công thức

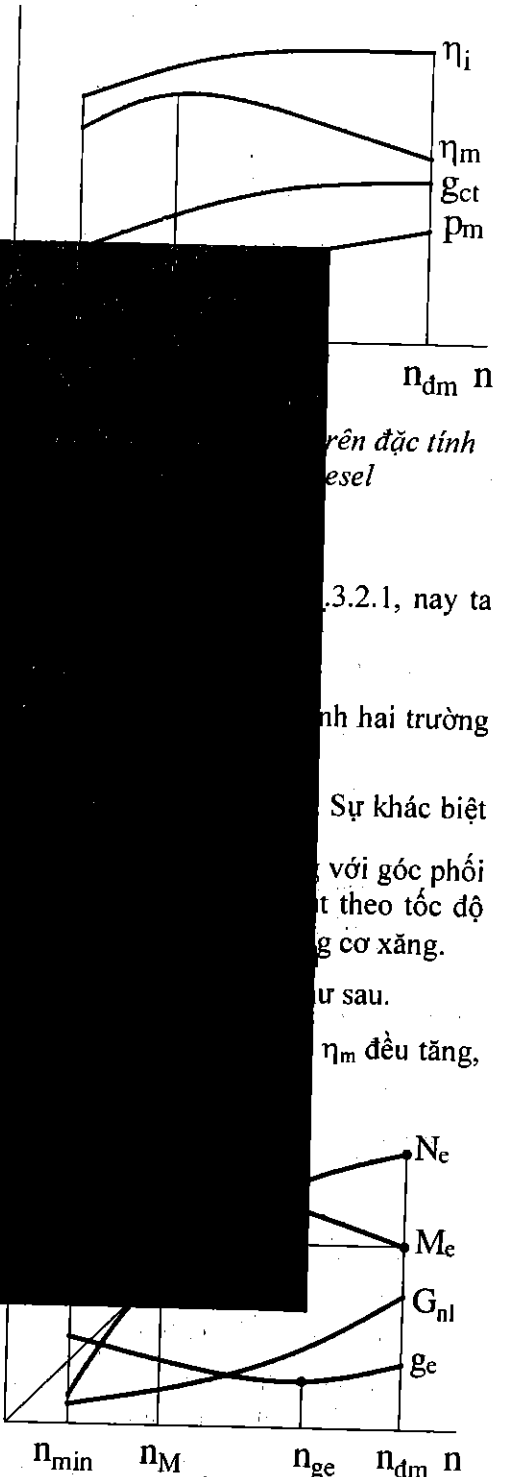
hợp ta có thể thấy

chính là ở η_v và η_m khi tốt nhất rồi thì η_i vòng quay. Vì vậy

Từ đó ta được

- M_e : theo công thức (8-14) ta thấy sau khi đạt cực đại thì M_e giảm nhưng chưa tới 0 ở động cơ xăng chế độ làm việc hình 8-24. Hệ số M_e theo công thức (8-18) do đó M_e 1,10-1,15 nên tỉ lệ M_e với máy công tác. Tốc độ k_e tính theo công thức (8-19) nằm trong khoảng 0,55 - 0,70 tức là vùng làm việc ổn định cũng hẹp hơn.

- N_e : theo công thức (8-14) ta dễ dàng suy ra dạng của N_e . Do M_e rất thoải nên N_e tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc tức là không đạt cực đại tại đây mà trong vùng khởi đen cách



Hình 8-24. Đặc tính ngoài động cơ diesel

khá xa tốc độ n_{dm} , hình 8-24.

- g_e : theo công thức (8-9) g_e cũng có dạng giống như ở động cơ xăng, tuy nhiên ít võng hơn (thoải hơn) chủ yếu vì η_m thoải hơn, hình 8-24.
- G_{nl} : theo công thức (8-15) ta có thể dễ dàng xác định được dạng của G_{nl} , hình 8-24.

8.3.2.2 Đặc tính bộ phận

Từ chế độ dịch chuyển cơ định ứng với m thay đổi như sau

bộ phận phải hiệu và giữ cố h, các biến số



Hình 8-25.

1: toàn tải, 2:

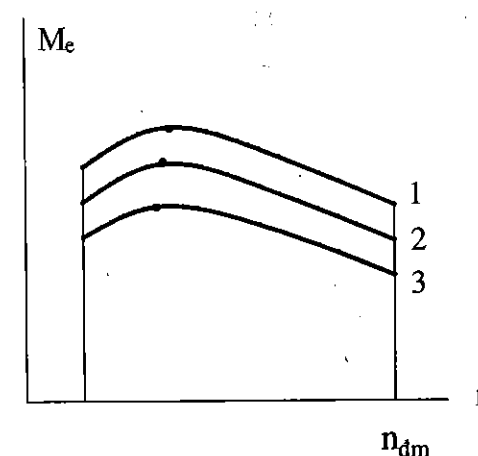
h bộ phận

, 3: tải nhỏ

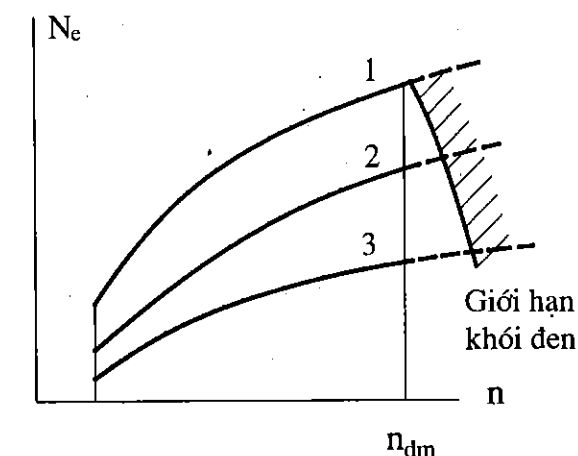
- g_{ct} : dạng
- η_i : khi $\eta_i(\lambda)$, hình 8-5,
- η_m : theo η_m nhưng giữ đ

Trên cơ sở đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính bộ phận của động cơ diesel như sau.

- M_e : theo công thức (8-13) và (8-8) thì M_e giảm khi giảm tải chủ yếu do g_{ct} và η_m giảm còn η_i thay đổi ít. Ngoài ra, do dạng của g_{ct} và η_m khi thay đổi tải giống nhau nên dạng M_e ở đặc tính bộ phận giống dạng M_e ở đặc tính ngoài, hình 8-27. Nói cách khác, đặc tính bộ phận M_e của động cơ diesel đều rất thoải nên tính ổn định với máy công tác kém ở mọi chế độ tải trọng. Vì vậy động cơ diesel phải có điều tốc để giữ ổn định tốc độ vòng quay n .



Hình 8-27. Đặc tính bộ phận M_e động cơ diesel

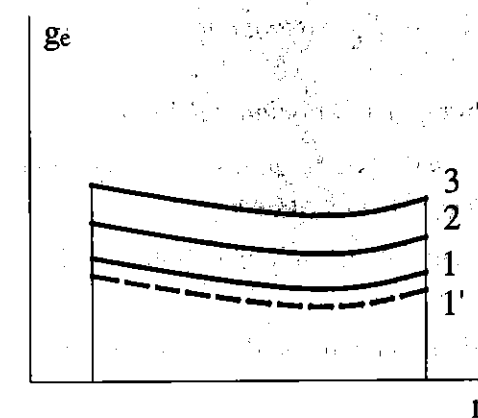


Hình 8-28. Đặc tính bộ phận N_e động cơ diesel

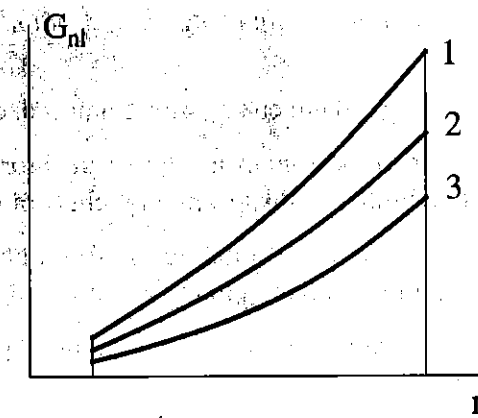
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

• N_e : theo công thức (8-14) có thể dễ dàng suy ra dạng của N_e . Do M_e ở chế độ bộ phận cũng rất thoải nên N_e đều tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc và cực đại trong vùng khối đen cách khá xa tốc độ n_{dm} , hình 8-28.

• g_e : theo công thức (8-9) g_e ở chế độ bộ phận lớn hơn so với ở chế độ đặc tính ngoài vì η_i thay đổi ít và η_m giảm. Dạng của g_e cũng giống với đặc tính ngoài, hình 8-29. Cần lưu ý là khi giảm tải từ toàn tải, λ tăng và ban đầu η_i tăng một chút, hình 8-5, nên có một vị trí cơ cấu điều khiển nhiên liệu tương ứng với tải nhỏ hơn toàn tải một chút mà tại



Hình 8-29. Đặc tính bộ phận g_e động cơ diesel



Hình 8-30. Đặc tính bộ phận G_{nl} động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 1': tải ứng với g_e nhỏ nhất

đó tích $\eta_i \eta_m$ max nên g_e thực sự nhỏ nhất, đường 1' trên hình 8-29.

• G_{n1} : theo công thức (8-15) có thể dễ dàng xác định đặc tính của G_{n1} , hình 8-30.

8.4 Đặc tính chân vịt

8.4.1 Khái niệm chung

Đặc tính chân vịt của động cơ là đặc tính tốc độ khi động cơ kéo chân vịt tàu thủy, bao gồm các đặc tính N_e , M_e , g_e và G_{n1} phụ thuộc vào tốc độ vòng quay n .

Khi động cơ kéo chân vịt ở chế độ ổn định, công suất của động cơ cân bằng với công suất cản của chân vịt. Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi chân vịt quay trong nước, công suất cản của chân vịt có thể coi là một hàm bậc ba của tốc độ chân vịt như thể hiện trong (8-2):

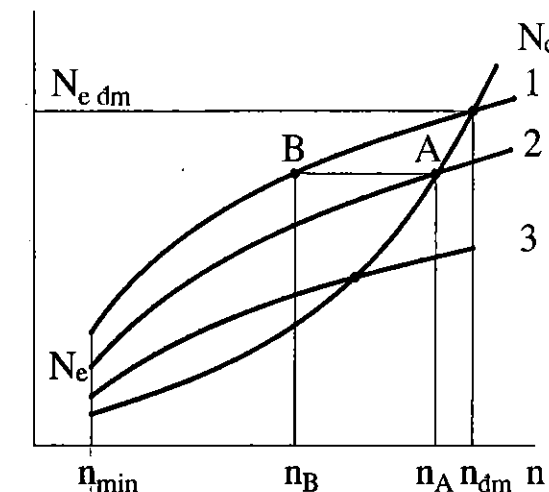
$$N_c = kn^3$$

với k là một hằng số.

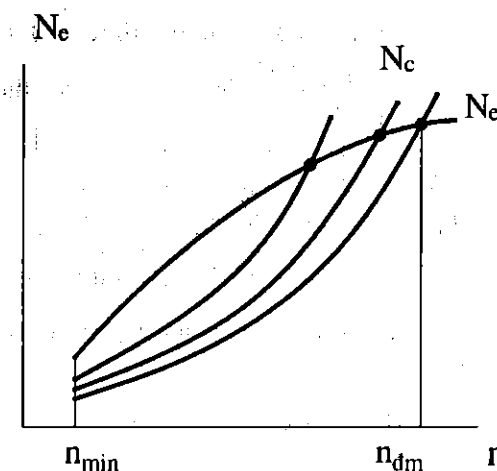
Chế độ làm việc của động cơ với chân vịt khi đó là các điểm cắt nhau giữa các đường đặc tính công suất động cơ và công suất cản của chân vịt, khi đó $N_e = N_c$, hình 8-31. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt nằm trên đường công suất cản theo công thức (8-2). Để thay đổi tốc độ của hệ thống (nhằm thay đổi tốc độ của tàu) phải thay đổi vị trí của cơ cấu điều khiển nhiên liệu. Như vậy, trừ ở tốc độ định mức động cơ làm việc ở một điểm trên đặc tính ngoài (đường 1), còn lại động cơ đều làm việc ở đặc tính bộ phận (các đường 2, 3) với tính kinh tế không cao (suất tiêu hao nhiên liệu lớn), hình 8-21 (động cơ xăng) và hình 8-29 (động cơ diesel).

Để khắc phục nhược điểm này, người ta sử dụng những biện pháp sau đây.

• Dùng bộ truyền để thay đổi tốc độ của chân vịt. Ví dụ, hình 8-31, theo yêu cầu của tàu, chân vịt cần phải làm việc ở điểm A với tốc độ n_A . Với bộ truyền, động cơ làm việc ở điểm B với tốc độ n_B trên đường đặc tính ngoài nên có tính kinh tế



Hình 8-31. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt



Hình 8-32. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt có bước xoắn thay đổi

cao hơn.

• Dùng chân vịt có bước xoắn thay đổi. Với kết cấu này đặc tính cản của chân vịt sẽ thay đổi (k trong công thức 8-2 thay đổi) phụ thuộc vào bước xoắn của nó. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt sẽ nằm trên đặc tính ngoài của động cơ với tính kinh tế cao, đường 1, hình 8-32.

• Dùng nhiều động cơ kéo chân vịt. Khi tốc độ của tàu nhỏ có thể chỉ cần một động cơ làm việc. Chỉ khi cần chạy hết tốc lực mới cần toàn bộ số động cơ cùng kéo chân vịt. Như vậy, các động cơ luôn làm việc ở chế độ tải lớn với tính kinh tế cao.

Sau đây ta sẽ nghiên cứu đặc tính của chân vịt động cơ đốt trong. Để đơn giản, ta chỉ xét trường hợp chân vịt có các đặc tính thay đổi vị trí

8.4.2 Đặc tính

Như trên đã nói, đặc tính của chân vịt thay đổi vị trí và các đặc tính của nó phụ thuộc vào các đặc tính của nó.

• η_v : khi vận tốc nước chảy qua chân vịt tiết lưu nên sẽ giảm đi đáng kể, h

• η_i : do n (số khí sót giảm đi đáng kể hơn), quá trình đốt cháy sẽ tăng. Tuy nhiên hiệu suất của động cơ thì η_i sẽ giảm đi đáng kể. 8-33. Đối với vận tốc nước chảy tiết lưu nên hệ số hiệu suất sẽ giảm đi đáng kể.

thể coi như $\frac{\eta_i}{\lambda}$

• η_m :
$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda}}$$

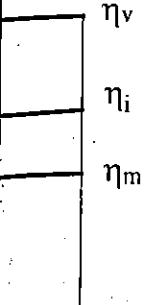
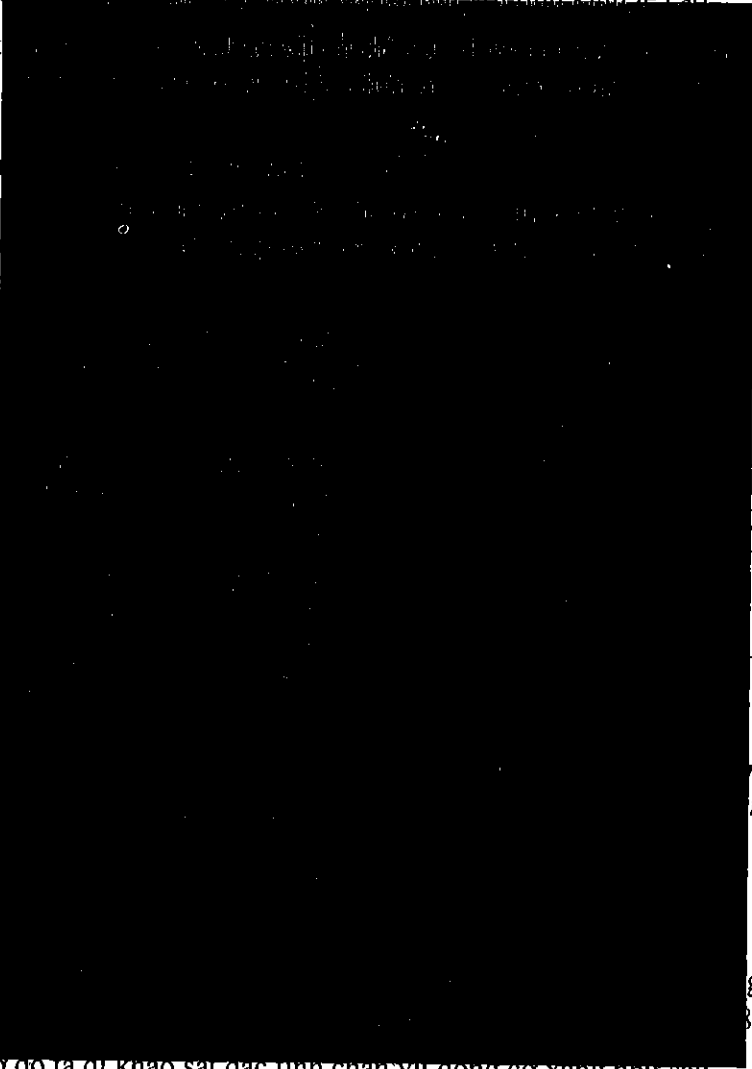
tốc độ trung bình của động cơ thay đổi không nhiều.

Trên cơ sở đó ta đi khảo sát đặc tính chân vịt động cơ xăng như sau.

• N_e : công suất có ích N_e được thể hiện là một parabol bậc 3 theo công thức (8-2) trên hình 8-34.

• M_e : từ công thức (8-2) ta dễ dàng suy ra mômen M_e , hình 8-34, là một hàm bậc 2 của tốc độ vòng quay:

$$M_e = k_M n^2$$
 với k_M là hằng số.

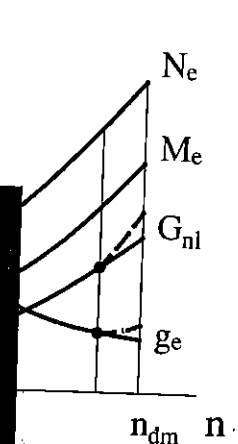
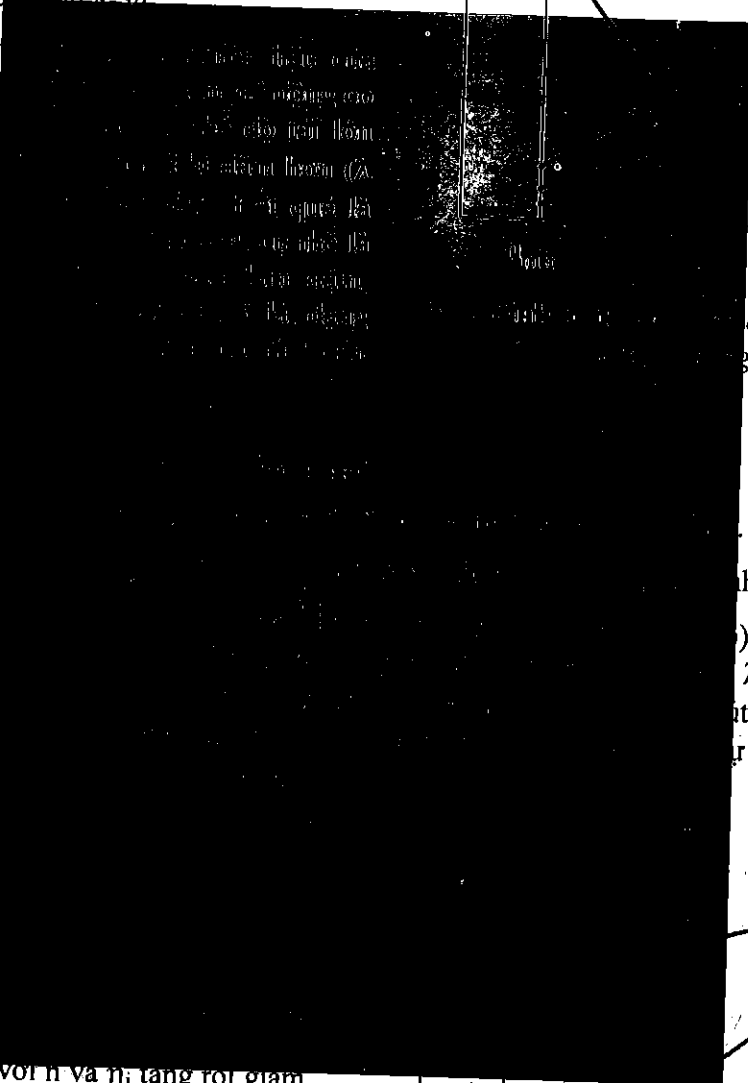


Đặc tính của chân vịt

• g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$, do cả η_i và η_m đều tăng nên g_e giảm liên tục khi tăng tốc độ n , hình 8-34.

• G_{nl} : theo công thức (8-10) $G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$, dễ dàng suy ra G_{nl} tăng theo tốc độ vòng quay n và có dạng như trình bày trên hình 8-34.

Nếu n tăng thì M_e và N_e tăng theo bậc 2 và bậc 3, G_{nl} tăng theo bậc 1, g_e giảm liên tục. Hình 8-34 là đồ thị đặc tính của chân vịt.



8.4.3 Đặc tính

Khi tăng tốc độ

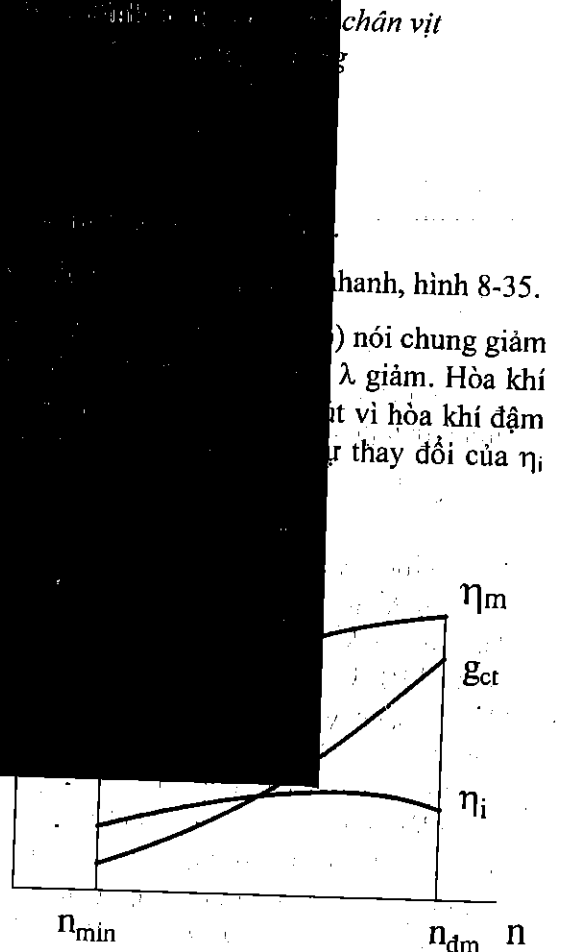
• g_{ct} : ...
 • η_i : ...
 theo tốc độ ...
 ban đầu bớt ...
 làm cho quá ...
 trong vùng ...
 nhỏ.

• η_m : ...
 $\eta_m = 1 - \frac{k_4}{k_5 n}$
 người ta thấy

tăng bậc nhất với n và η_i tăng rồi giảm một chút như nói ở trên) nhưng do g_{ct} tăng nhanh hơn nên η_m cũng tăng, hình 8-35.

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính chân vịt của động cơ diesel như sau.

• M_e và N_e : tỷ lệ bậc 2 và bậc 3



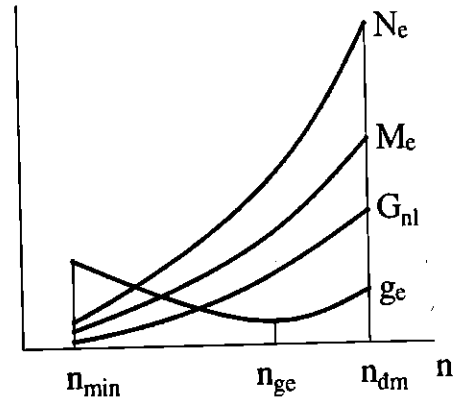
Hình 8-35. Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ diesel

đối với n (tương tự như đã trình bày ở động cơ xăng mục 8.4.2), hình 8-36.

- g_e : theo công thức (8-9) $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$,

do η_m tăng và η_i tăng một chút rồi giảm nên g_e sẽ đạt cực tiểu g_{emin} ứng với $(\eta_i \eta_m)_{max}$ tại $n_{ge} < n_{dm}$, hình 8-36. Điều này khác với ở động cơ xăng.

- G_{nl} : theo công thức (8-15) $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$ ta có thể dễ dàng suy ra đặc tính của G_{nl} , hình 8-36.



Hình 8-36. Đặc tính chân vịt động cơ diesel

8.5 Đặc tính tải

Đặc tính tải biểu thị mối quan hệ của g_e , G_{nl} theo N_e , M_e hay p_e khi giữ tốc độ vòng quay n bằng hằng số. Khi lấy đặc tính tải phải thay đổi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu để động cơ phát ra công suất khác nhau nhưng phải điều chỉnh sức cản của băng thử để giữ tốc độ động cơ không đổi. Đặc tính tải cũng là một đặc tính quan trọng của động cơ, đặc biệt là đối với những động cơ thường làm việc ở miền tốc độ vòng quay hẹp như động cơ tàu thủy hoặc tốc độ không đổi ví dụ như máy phát điện.

8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng

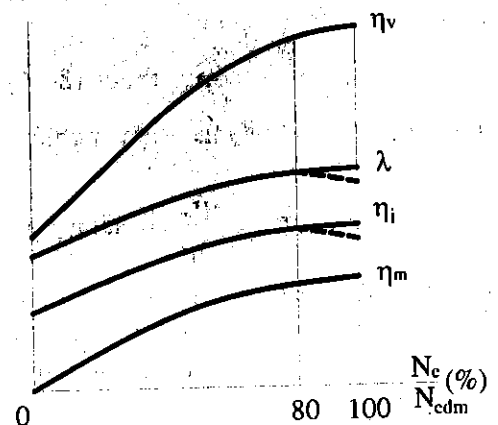
Để tăng tải phải mở rộng van tiết lưu, khi đó các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- η_v : hệ số nạp tăng vì sức cản đường nạp giảm, hình 8-37.

- $\frac{\eta_i}{\lambda}$

Trong động cơ dùng bộ chế hòa khí, khi tăng tải, λ tăng (hòa khí nhạt dần nhưng không nhiều vì điều chỉnh lượng [3]), hình 8-37. Mặt khác, hệ số khí sót γ_r giảm khi tăng tải nên hỗn hợp công tác sạch hơn, quá trình cháy được cải thiện nên η_i tăng một chút. Nếu động cơ có làm đậm để động cơ phát ra công suất cao (λ giảm, đường ---) thì quá trình cháy kéo dài làm cho η_i giảm một chút theo đường ---. Do λ và η_i thay đổi không nhiều nên tổng hợp lại có thể coi

$\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít.



Hình 8-37. Các biến số trên đặc tính tải động cơ xăng

Trong động cơ phun xăng (gián tiếp), λ không đổi ở hầu hết các chế độ tải. Tương tự như động cơ dùng bộ chế hòa khí, η_i cũng tăng khi mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nhưng thay đổi ít trong miền làm việc của động cơ. Do đó, cũng có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít.

- η_m : hiệu suất cơ khí xác định theo công thức (8-11) $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$, do

$n = \text{const}$ và mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nên p_m giảm, trong khi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ thay đổi ít và η_v tăng dẫn tới η_m tăng, hình 8-37. Đối với động cơ có làm đậm để tăng công suất từ tải lớn đến toàn tải thì η_i giảm do λ giảm nên có thể coi $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ít thay đổi nên η_m hầu như không thay đổi so với không làm đậm, hình 8-37.

Trên cơ sở đó chúng ta phân tích đặc tính tải động cơ xăng dưới đây.

- g_e : theo công thức (8-9)

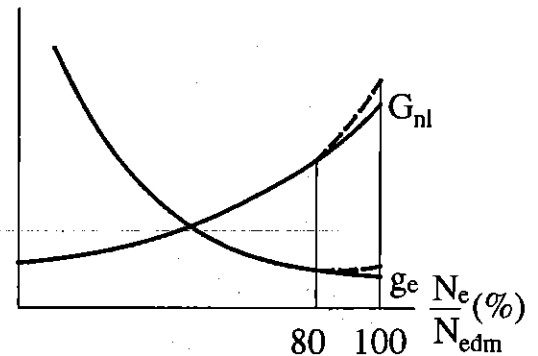
$$g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}, \text{ tại chế độ không tải } N_e = 0$$

nên $g_e = \infty$. Khi tăng tải, tích $\eta_i \eta_m$ tăng nên g_e giảm dần và nếu có làm đậm thì g_e tăng một chút có dạng như đường --- trên hình 8-38.

- G_{nl} : theo công thức (8-10)

$$G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n \text{ có thể dễ dàng suy ra dạng}$$

của G_{nl} , hình 8-38, và nếu như hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì G_{nl} sẽ có dạng như đường --- trên hình 8-38.



Hình 8-38. Đặc tính tải động cơ xăng

8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel

Khi tăng tải trong điều kiện $n = \text{const}$, các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- g_{ct} : để tăng tải phải tác động lên cơ cấu điều khiển nhiên liệu để tăng g_{ct} , hình 8-39. Tuy nhiên, N_e không tăng mãi theo g_{ct} vì hòa khí ngày càng đậm, quá trình cháy thiếu không khí nên động cơ xả ra khói đen ngày một trầm trọng. Từ một giá trị g_{ct} nào đó ứng với $N_{e\text{max}}$ trở đi, khi tăng g_{ct} thì N_e giảm, hình 8-39.

- η_i : khi g_{ct} tăng, hệ số dư lượng không khí λ giảm, ban đầu từ rất nhạt (không tải) trở về bớt nhạt nên η_i tăng, đạt cực đại rồi giảm vì hòa khí đậm (phun và cháy kéo dài), hình 8-39 (xem 8.6.1.2).

- η_m : theo công thức (8-16)

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_l g_{ct} \eta_i}$$

Do $n = \text{const}$ nên có

thể coi như $p_m = \text{const}$ (xem mục 5.2.1 và công thức 5-13) nếu bỏ qua ảnh hưởng của các thông số khác như nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Như vậy sự thay đổi của η_m chỉ phụ thuộc

vào tích g_{ct} do g_{ct} và η_i chậm dần và đại η_m sẽ giảm hòa khí quá khói đen, hình

Trên cơ sở, đặc tính dạng như sau

- g_e : thì

đầu g_e giảm 40.

- G_{nl} :

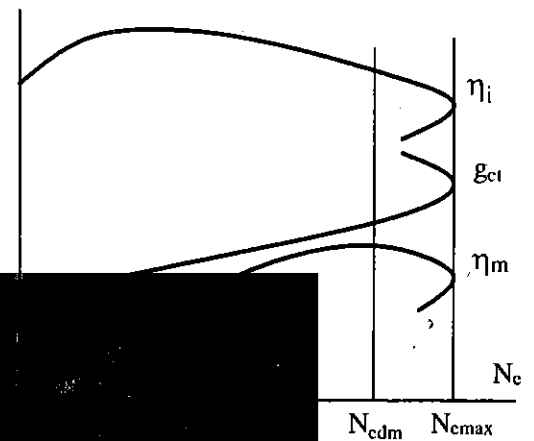
hình 8-40.

Vấn đề tải ở trên đã hành thực nghiệm đối với nhà máy hợp, từ đó có với g_{ct} nhất ra tại chế độ suất định mức

Thông độ định mức (g_e nhỏ) và

(lớn). Tuy nhiên, không có chế độ nào tại đó hai thông số trên đồng thời đạt cực trị, hình 8-40. Vì thế người ta phải lựa chọn chế độ định mức một cách thỏa hiệp sao cho tại đó tỷ số $\frac{g_e}{N_e}$ nhỏ nhất. Xuất

phát từ quan điểm này, ta chọn chế độ định mức cho động cơ diesel như sau.



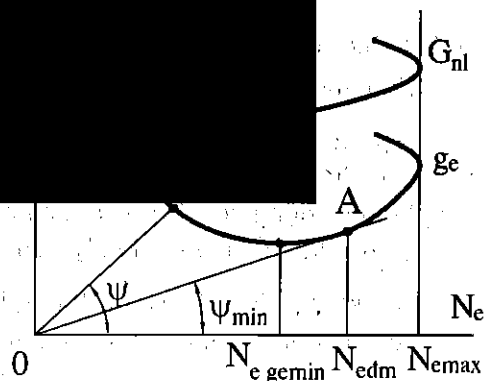
ên đặc tính tải

Khi tăng tải, ban

η_m giảm, hình 8-

có dạng của g_{ct} ,

khảo sát đặc tính nhiên, sau khi tiến một vấn đề đặt ra ở đâu cho phù



Hình 8-40. Đặc tính tải động cơ diesel

Trên hình 8-40, xét một điểm bất kỳ X trên đồ thị $g_e = f(N_e)$, gọi ψ là góc của OX với trục hoành ta có $\text{tg}\psi = \frac{g_e}{N_e}$. Từ O tìm được tiếp tuyến với đồ thị g_e tại A. Rõ ràng là

tại đây góc ψ nhỏ nhất nên ta cũng có $\text{tg}\psi = \frac{g_e}{N_e}$ nhỏ nhất. Vì vậy ta chọn giá trị tung độ

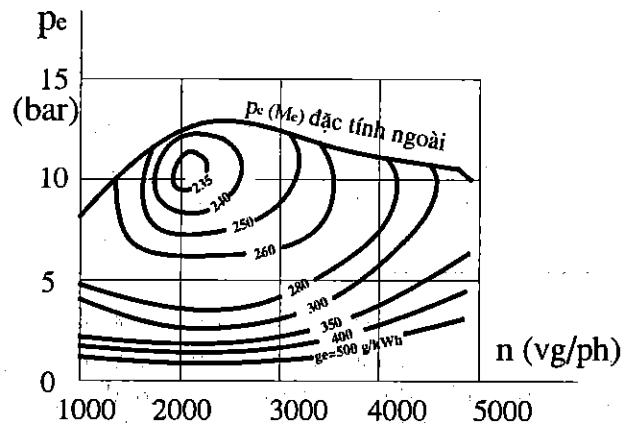
của điểm A là $N_{e\text{đm}}$. Từ giá trị $N_{e\text{đm}}$ vừa chọn ta sẽ quay trở lại xác định g_{ct} cho chế độ định mức dựa vào đồ thị g_{ct} trên hình 8-39. Từ đó điều chỉnh cỡ giới hạn g_{ct} cực đại ở hệ thống nhiên liệu ứng với đặc tính ngoài của động cơ.

Sau khi khảo sát đặc tính tải, ta thấy giữa đặc tính tốc độ và đặc tính tải có mối liên hệ mật thiết với nhau. Nếu như đã có đặc tính tốc độ bao gồm đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận trình bày trong các mục 8.3.2 và 8.3.3, ta hoàn toàn có thể xây dựng các đặc tính tải ở các chế độ tốc độ vòng quay $n = \text{const}$ một cách dễ dàng và ngược lại.

8.6 Đặc tính tổng hợp

Đặc tính tổng hợp là đặc tính thể hiện đồng thời quan hệ của nhiều thông số làm việc của động cơ trong miền làm việc của nó. Dựa trên các đặc tính tốc độ hoặc đặc tính tải ta có thể xây dựng đặc tính tổng hợp với các đường đẳng trị. Đặc tính tổng hợp như một bức tranh toàn cảnh mô tả toàn bộ các chế độ làm việc của động cơ với các thông số cụ thể.

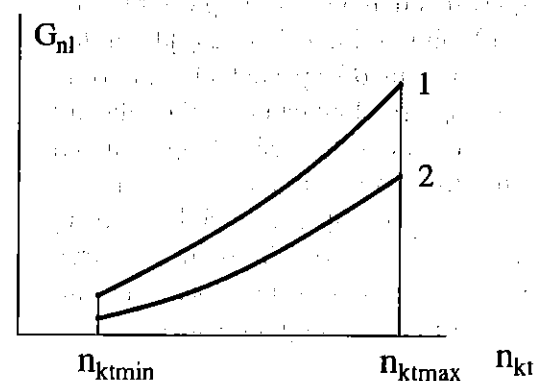
Hình 8-41 trình bày đặc tính tổng hợp của một loại động cơ cụ thể. Trên đặc tính tổng hợp, tại một điểm ta có thể xác định đồng thời nhiều thông số của động cơ như n , p_e , N_e , g_e . Ngoài ra, ta có thể xác định vùng làm việc thích hợp cho động cơ tùy theo mục đích sử dụng. Ví dụ vùng làm việc kinh tế nhất của động cơ trên hình 8-41 là vùng có g_e khoảng 235 g/kWh.



Hình 8-41. Đặc tính tổng hợp

8.7 Đặc tính không tải

Đặc tính không tải là đặc tính tốc độ ở chế độ không tải, biểu thị quan hệ $G_{nl} = f(n_{kt})$ khi $N_e (p_e, M_e) = 0$, trong đó n_{kt} là tốc độ không tải của động cơ.



Hình 8-42. Đặc tính không tải

1: chưa chạy rà xong, 2: chạy rà xong

8.7.1 Động cơ xăng

Khi tăng n_{kt} phải mở rộng van tiết lưu. Hệ số nạp η_v tăng nhanh trong khi đó λ cũng tăng (nhạt dần) [3] nhưng ít hơn. Theo công thức (8-10) $G_{nl} = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n$ thì G_{nl} sẽ có dạng như trên hình 8-42.

8.7.2 Động cơ diesel

Để tăng tốc độ không tải n_{kt} phải tăng lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} . Theo công thức (8-15) $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$ nên cũng có dạng tương tự như ở động cơ xăng, hình 8-42.

Ý nghĩa của đặc tính không tải:

- Xác định tốc độ vòng quay không tải ổn định nhỏ nhất n_{ktmin} , tốc độ vòng quay không tải lớn nhất n_{ktmax} và G_{nl} trong vùng tốc độ này.

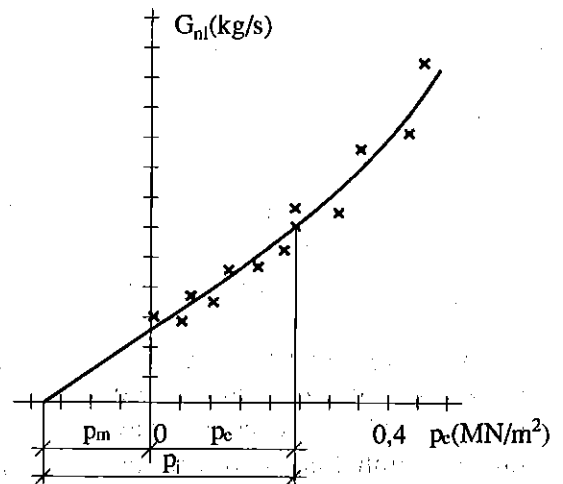
- Đánh giá mức độ chạy rà. Trong quá trình chạy rà, ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc giảm dần nên G_{nl} cũng giảm theo. Quá trình chạy rà được coi là kết thúc khi ma sát ổn định nên G_{nl} cũng ổn định và đạt giá trị nhỏ nhất.

- Xác định tổn thất cơ khí p_m . Nếu coi p_m chỉ phụ thuộc tốc độ vòng quay n mà không phụ thuộc tải trọng thì có thể dựa vào đặc tính không tải để xác định gần đúng p_m , [9, 22]. Giả thiết này đối với động cơ diesel sát thực hơn so với động cơ xăng vì ở động cơ xăng ảnh hưởng của bướm ga khi thay đổi tải đến p_m thông qua "công bơm" là rất đáng kể.

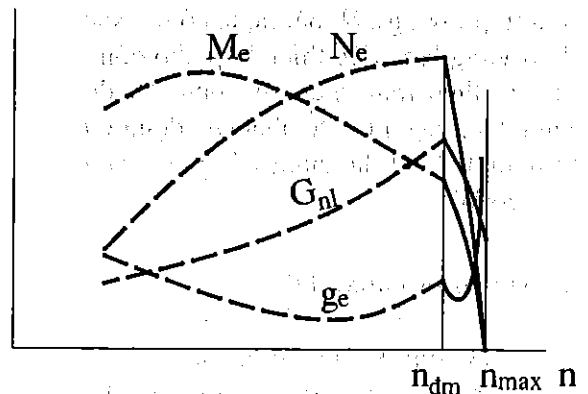
Lấy đặc tính tải ở tốc độ vòng quay đã chọn để xây dựng đồ thị $G_{nl} = f(p_e)$, hình 8-43. Tại chế độ không tải, $p_e = 0$, khi đó áp suất chỉ thị trung bình $p_i = p_m$. Lân cận $p_e = 0$ có thể coi tiêu thụ nhiên liệu gần đúng là tuyến tính, trên cơ sở đó kéo dài đường G_{nl} cho đến khi gặp trục hoành. Khoảng cách từ điểm 0 đến điểm cắt trục hoành được coi là đoạn biểu diễn p_m ứng với tốc độ vòng quay đã cho:

$$p_m = p_i - p_e$$

8.8. Đặc tính điều tốc



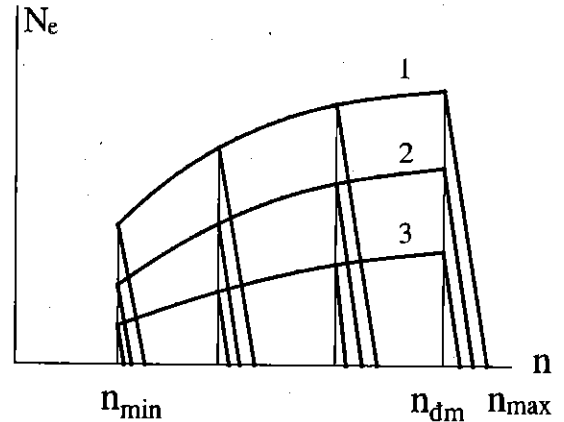
Hình 8-43. Xác định p_m bằng ngoại suy tiêu thụ nhiên liệu ở không tải



Hình 8-44. Đặc tính điều tốc một chế độ ở động cơ diesel

Đặc tính điều tốc là đặc tính tốc độ khi động cơ làm việc với điều tốc thông qua các quan hệ $M_e(p_e)$, N_e , g_e , $G_{nl} = f(n)$. Tùy thuộc vào kiểu điều tốc (sẽ xét ở môn học Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ) mà động cơ có các đặc tính điều tốc khác nhau.

Trên hình 8-44 miêu tả đặc tính của động cơ diesel có điều tốc một chế độ [1], ví dụ động cơ kéo máy phát điện. Khi $n > n_{dm}$ thì điều tốc hoạt động có tác dụng làm giảm g_{ct} nên M_e và N_e giảm và bằng 0 ở tốc độ vòng quay không tải n_{kt} . Trong khi đó G_{nl} cũng giảm dần còn g_e ban đầu giảm một chút, đạt cực tiểu rồi tăng (xem mục 8.3.2.2 và hình 8-29). Tại n_{kt} thì G_{nl} đạt giá trị tương ứng trên đặc tính không tải còn $g_e = \infty$. Trừ các chế độ khởi động, không tải và chuyển tiếp, điều tốc luôn làm việc để giữ cho tốc độ vòng quay trong vùng làm việc của động cơ (n_{dm} , n_{max}). Dưới n_{dm} chỉ là chế độ chuyển tiếp của động cơ sau khi khởi động, đường --- trên hình 8-44.



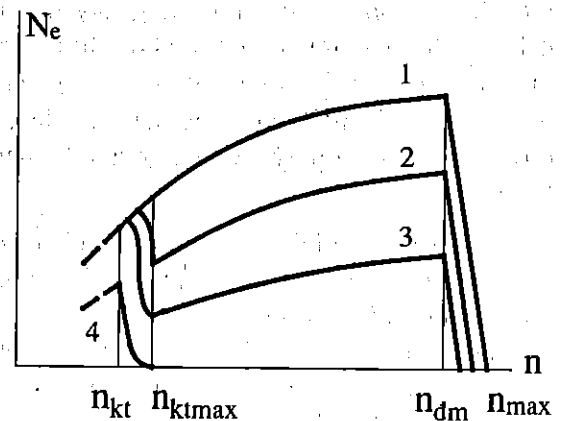
Hình 8-45. Đặc tính điều tốc đa chế ở động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

Hình 8-45 biểu diễn đặc tính công suất động cơ với điều tốc đa chế [1] thường được dùng phổ biến trên ô tô, máy xây dựng, tàu đánh cá... Tại mọi điểm trong miền làm việc của động cơ, điều tốc đều hoạt động để giữ cho chế độ làm việc của động cơ-máy công tác ổn định.

Trong một số động cơ diesel tàu thủy và động cơ ô tô (ví dụ như IFA-W50) sử dụng điều tốc hai chế độ [1, 2], hình 8-46, bao gồm điều tốc một chế độ ở tốc độ không tải để động cơ chạy ổn định ở chế độ này và điều tốc giới hạn ở tốc độ định mức nhằm tránh những hư hỏng có thể xảy ra vì lực quán tính quá lớn. Còn ở các chế độ tốc độ khác, chế độ làm việc giữa động cơ và máy công tác được điều khiển bởi người vận hành.

Động cơ xăng do có đặc tính mômen dốc nên có thể không cần điều tốc. Tuy nhiên, động cơ xăng ô tô hiện đại thường dùng điều tốc hai chế độ. Tại chế độ không tải khi người lái nhả chân ga, điều tốc giữ cho n_{kt} ổn định kể cả khi chạy điều hoà, quạt thông gió hay các thiết bị khác có tiêu thụ năng lượng từ



Hình 8-46. Đặc tính điều tốc hai chế độ

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 4: không tải

động cơ. Tại chế độ tốc độ cực đại điều tốc giữ cho tốc độ không vượt quá n_{max} .

8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ

8.9.1 Yêu cầu

Cải thiện đặc tính động cơ tùy thuộc vào những trường hợp cụ thể nhằm nâng cao công suất, tăng khả năng thích ứng, mở rộng phạm vi tốc độ...

Như đã xét trong mục 8.3.2.1, đặc tính tốc độ có hệ số thích ứng k càng lớn và hệ số tốc độ k_c càng nhỏ càng tốt. Tùy theo điều kiện làm việc hay công dụng của động cơ, dù là động cơ xăng hay diesel, mà áp dụng những biện pháp cải thiện đặc tính cho phù hợp.

Riêng đối với động cơ diesel, đặc tính tốc độ về mômen thoải hơn so với ở động cơ xăng nên tính ổn định với máy công tác kém hơn ($k = 1,10 - 1,15$ so với $1,40 - 1,45$). Mặt khác, vùng tốc độ ổn định cũng hẹp hơn ($k_c = 0,55 - 0,70$ so với $0,45 - 0,55$) nên sử dụng và vận hành khó khăn hơn. Vì vậy, cải thiện đặc tính đối với động cơ diesel có tính phổ biến và có ý nghĩa rất quan trọng.

Để thay đổi đặc tính p_e (hay M_e) = $f(n)$, căn cứ vào các công thức (8-6) và (8-13) cần tác động vào η_v đối với động cơ xăng và g_{ci} đối với động cơ diesel.

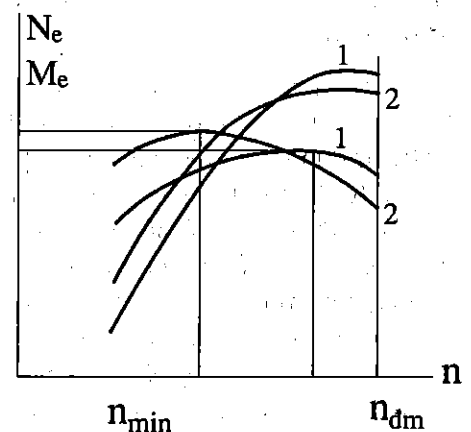
8.9.2 Các phương pháp

Có nhiều biện pháp để cải thiện đặc tính động cơ. Sau đây ta khảo sát một số biện pháp thông dụng nhất.

8.9.2.1 Chọn góc phối khí thích hợp

Đối với động cơ không có cơ cấu thay đổi góc phối khí tối ưu theo tốc độ của động cơ (những động cơ có tính năng này nêu ở 4.1.3.6) thì việc lựa chọn góc phối khí tối ưu tại chế độ tốc độ nào nhằm tác động vào quan hệ $\eta_v = f(n)$ (xem mục 4.1.3.8) để có được đặc tính hợp lý có ý nghĩa rất quan trọng.

Nếu điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ cao (gần hoặc tại n_{dm}) thì tận dụng được công suất của động cơ ở tốc độ cao, (đường 1 trên hình 8-47) nhưng tính ổn định kém và vùng làm việc ổn định bị thu hẹp. Trường hợp này dùng cho động cơ máy phát điện, tàu thủy... là những động cơ thường xuyên làm việc ổn định ở tốc độ cao. Ngược lại, điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ thấp (đường 2 trên hình 8-47) thì so với trường hợp trên, công suất ở chế độ tốc độ cao nhỏ hơn nhưng tính ổn định cao hơn và vùng làm việc rộng hơn, do đó thích hợp cho động cơ ô tô, xe máy. Cần lưu ý là, đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp,



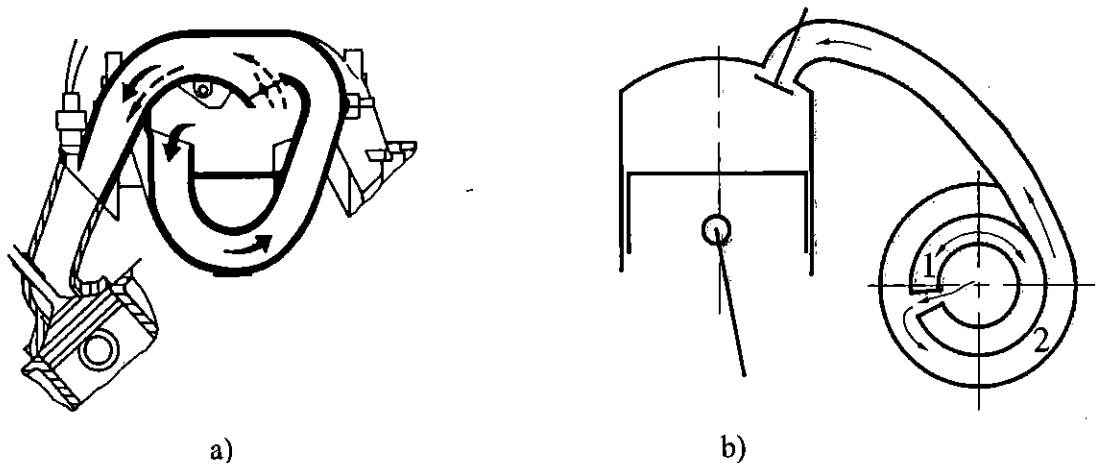
Hình 8-47. Lựa chọn góc phối khí thích hợp

Tối ưu ở: 1: n cao, 2: n nhỏ

cùng với thay đổi η_v cần phải thay đổi g_{ct} mới làm thay đổi mômen và công suất động cơ. Cụ thể ở trường hợp 1, hình 8-47, tối ưu ở tốc cao sẽ cho η_v cao hơn nhưng phải tăng g_{ct} tức là cung cấp thêm nhiên liệu mới có được mômen (và công suất) lớn hơn.

8.9.2.2 Lợi dụng hiện tượng khí động để tăng hệ số nạp

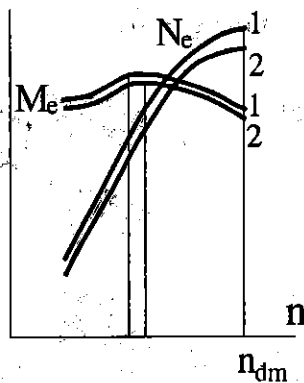
Dòng chảy trong hệ thống nạp thải đều là các dòng mạch động nên có sự dao động và lan truyền sóng áp suất trong hệ thống. Tại một tốc độ n cụ thể, người ta lựa chọn



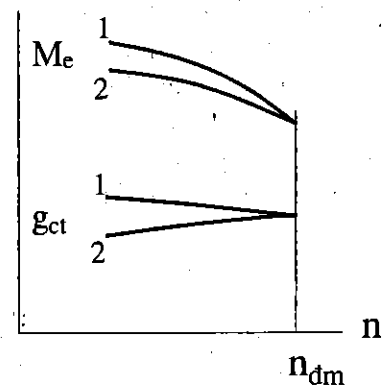
Hình 8-48. Đường nạp thay đổi chiều dài lợi dụng sóng áp suất

a) hai cấp, b) vô cấp

chiều dài đường nạp sao cho sóng phản hồi xuất phát từ miệng đường nạp đến cửa xupáp nạp khi xupáp đang mở thì sẽ nạp được nhiều khí nạp mới hơn để tăng công suất động cơ. Một số động cơ ô tô hiện đại lợi dụng hiện tượng khí động này để cải thiện đặc tính.



Hình 8-49. Lợi dụng hiện tượng khí động cải thiện đặc tính động cơ
1: có cải thiện, 2: không cải thiện



Hình 8-50. Hiệu chỉnh bơm cao áp
1: có hiệu chỉnh; 2: không hiệu chỉnh

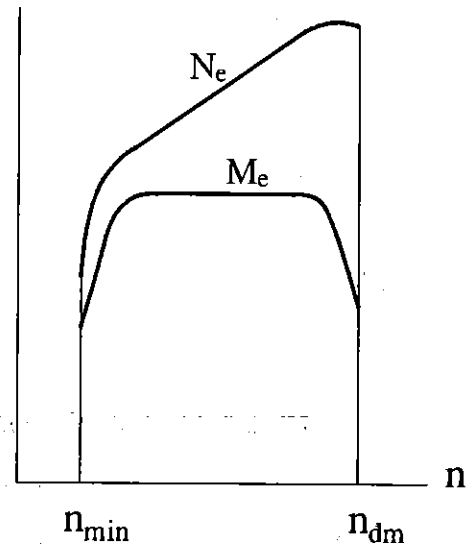
Đường nạp của động cơ có dạng cong xoắn để có thể thay đổi chiều dài theo tốc độ của động cơ thông qua một hệ thống điều khiển (ngay nay thường dùng cơ điện tử) nhằm bảo đảm lợi dụng được sóng áp suất ở các chế độ tốc độ khác nhau, hình 8-48. Trên hình 8-48a do có một van điều khiển nên chiều dài đường nạp [10] có hai giá trị khác nhau ứng với hai chế độ tốc độ. Còn đường nạp ở hình 8-48b thay đổi vô cấp chiều dài theo tốc độ động cơ do tang trống 1 được điều khiển xoay quanh tâm của nó [16].

Nói chung, phương pháp lợi dụng hiện tượng khí động không tăng được đáng kể lượng khí nạp mới nên công suất động cơ chỉ tăng một ít, do đó ảnh hưởng không nhiều đến hệ số thích ứng nhưng có thể góp phần làm mở rộng vùng làm việc ổn định của động cơ, đường 1 hình 8-49 [1, 2].

8.9.2.3 Hiệu chỉnh bơm cao áp

Như trên đã trình bày trong mục 8.3.2.1 thì bơm cao áp kiểu Bosch có đặc tính g_{ct} tăng theo tốc độ vòng quay n dẫn đến hệ số thích ứng của động cơ diesel nhỏ. Để cải thiện, người ta dùng những kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp. Xuất phát từ chế độ định mức với cùng g_{ct} (để giữ nguyên công suất định mức N_{edm}) khi giảm n thì cơ cấu hiệu chỉnh sẽ làm tăng g_{ct} , hình 8-50, tức là g_{ct} giảm khi tăng n . Như vậy khi hiệu chỉnh sẽ được đường mômen dốc hơn (đường 1, hình 8-50).

Các kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp kiểu Bosch được trình bày trong [1, 2] và trong giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong.



Hình 8-51. Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc

8.9.2.4 Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc

Một trong những yêu cầu quan trọng đối với ô tô du lịch là tính năng gia tốc phải cao. Người ta thường đánh giá tính năng gia tốc của ô tô thông qua thời gian tăng tốc từ 0 đến 100 km/h. Thời gian tăng tốc càng nhỏ thì tính năng gia tốc của xe càng cao.

Để đáp ứng yêu cầu này, gần đây trong nhiều ô tô du lịch hiện đại trang



Hình 8-52. Tuốcbin khí thay biến hình

bị động cơ có đặc tính mômen bằng hằng số trong một vùng tốc độ khá rộng, hình 8-51 [16, 17]. Muốn vậy phải cấp thêm hỗn hợp không khí-nhiên liệu trong vùng tốc độ thấp và trung bình để tăng mômen M_e . Có thể nêu một số biện pháp cụ thể như sau:

- Dùng tăng áp tuốc bin khí thải có van xả (waste gate) được điều khiển bởi áp suất tăng áp. Van xả làm việc ở tốc độ cao, tải trọng lớn để xả bớt khí thải trước khi qua tuốcbin (bypass).

- Dùng tuốcbin khí thải biến hình (thay đổi kích thước của tuốcbin), hình 8-52.

- Dùng máy nén chạy điện hoặc dẫn động cơ khí từ trục khuỷu được điều khiển tự động để tăng áp cho động cơ ở chế độ tốc độ thấp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Vũ Trung Thanh. Tập bài giảng Nguyên lý Động cơ đốt trong. Khoa ĐH Tại chức ĐHBK Hà Nội xuất bản 1975.
2. Nguyễn Tất Tiến. Nguyên lý Động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 2000.
3. Phạm Minh Tuấn. Động cơ đốt trong. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2006.
4. Kiều Đình Kiểm. Các sản phẩm dầu mỏ và hóa dầu. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2000.
5. Bosch. Automotive Handbook 5th Edition. Robert Bosch GmbH, 2000.
6. Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng. Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 1997.
7. H.P. Lenz. Verbrennungskraftmaschinen Gründzüge und Vertiefung. Skriptum zur Vorlesung. TU Wien 1999.
8. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Second Edition. Pearson Prentice-Hall, USA 2004.
9. John E. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, Singapore 2002.
10. H. Zellbeck. Skriptum zur Vorlesungen der Verbrennungsmotoren. IVK der TU Dresden, 1999-2000.
11. Nguyễn Đức Phú. Giáo trình hướng dẫn làm đồ án môn học Động cơ đốt trong, ĐHBK Hà Nội, 1998.
12. Lê Đình Vũ. Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học của hệ thống thải xung đến các chỉ tiêu kinh tế năng lượng của động cơ diesel 4 kỳ tăng áp bằng tuốcbin thải xung. Luận án Tiến sỹ, Học viện Kỹ thuật quân sự, 2006.
13. Bùi Văn Ga. Quá trình cháy trong động cơ đốt trong. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.
14. G.P. Merker, G. Stiesch. Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig 1999.
15. G.P. Merker, Christian Schwarz. Technische Verbrennung, Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig-Wiesbaden 2001.
16. Bosch. Ottomotormanagement. Robert Bosch GmbH, 1998.
17. Bosch. Dieselmotormanagement. Robert Bosch GmbH, 2002.

18. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology, a Report to the U.S. Congress. April 2001.
19. Quyết định của Thủ tướng Chính phủ số 49/2011/QĐ-TTg, ngày 1/9/2011 về việc qui định lộ trình áp dụng tiêu chuẩn khí thải đối với xe ô tô, xe mô tô hai bánh sản xuất, lắp ráp và nhập khẩu mới.
20. Günter P. Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch, Frank Otto. Simulating Combustion - Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
21. Phạm Minh Tuấn. Khí thải động cơ và ô nhiễm môi trường. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2009.
22. Heinz Grohe. Messen an Verbrennungsmotoren. Vogel Buchverlag Würzburg 1986.
23. Carsten Baumgarten. Mixture Formation in Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	3
CHƯƠNG I. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	5
1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt.....	5
1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác.....	5
1.2.1 Ưu điểm.....	5
1.2.2 Nhược điểm.....	6
1.3 Phân loại động cơ đốt trong.....	6
1.4 Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong.....	9
1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản.....	9
1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp.....	10
1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ.....	11
1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ.....	13
CHƯƠNG II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	15
2.1 Những khái niệm cơ bản.....	15
2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu.....	15
2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng.....	15
2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng.....	16
2.2.1 Chu trình hỗn hợp.....	16
2.2.2 Chu trình đẳng tích.....	19
2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng.....	19
2.3.1 Chu trình đẳng tích.....	20
2.3.2 Chu trình hỗn hợp.....	21
2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích.....	22
2.4.1 Cùng Q_1 và ϵ	22
2.4.2 Cùng Q_1 và p_2	22
CHƯƠNG III. MÔI CHẤT CÔNG TÁC	25
3.1 Nhiên liệu.....	25
3.1.1 Nhiên liệu khí.....	25
3.1.2 Nhiên liệu lỏng.....	26
3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel.....	32
3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng.....	34
3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy.....	36
3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn.....	37
3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn.....	39
3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy.....	42
3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác.....	45
3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ.....	45
3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới.....	46
3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy.....	46
3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác.....	46
CHƯƠNG IV. CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG	49
4.1 Quá trình nạp.....	49
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp.....	49
4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp.....	51

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp	60
4.2 Quá trình nén	63
4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản	63
4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén	64
4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến n_1	65
4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén ϵ	67
4.3 Quá trình cháy	69
4.3.1 Khái niệm cơ bản	69
4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy	70
4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng	74
4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel	79
4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy	82
4.4 Quá trình giãn nở	86
4.4.1 Diễn biến	86
4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở	87
4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến n_2	88
4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở	90
4.5 Quá trình thải	91
4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch	91
4.5.2 Xử lý khí thải	92
4.6 Tính toán mô phỏng chu trình làm việc của động cơ	93
4.6.1 Phương pháp tính toán nhiệt động	93
4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng	94
4.6.3 Phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics)	97
CHƯƠNG V. NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT	99
5.1 Những thông số chỉ thị	99
5.1.1 Áp suất chỉ thị	99
5.1.2 Công suất chỉ thị	101
5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị	101
5.2 Những thông số có ích	102
5.2.1 Tổn thất cơ khí	102
5.2.2 Công suất và áp suất có ích	103
5.2.3 Hiệu suất cơ khí	103
5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích	103
5.3 Cân bằng nhiệt	104
CHƯƠNG VI. TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ	107
6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ	107
6.1.1 Quét vòng	107
6.1.2 Quét thẳng	109
6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng	109
6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian	109
6.2.1 Pha phối khí đối xứng	110
6.2.2 Pha phối khí không đối xứng	110
6.2.3 Tiết diện thời gian	111
6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán	112
6.3.1 Diễn biến	112

6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán	113
6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất	118
6.4.1 Cơ sở tính toán.....	118
6.4.2 Giai đoạn thải tự do	119
6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức.....	121
6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải	124
CHƯƠNG VII. HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ	127
7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng	127
7.1.1 Cơ sở vật lý.....	127
7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng	130
7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel.....	137
7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel	137
7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel	141
7.3 Hình thành hòa khí đồng nhất đốt cháy do nén	149
CHƯƠNG VIII. ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ	151
8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong	151
8.1.1 Chế độ làm việc	151
8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong.....	152
8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ	153
8.2 Đặc tính điều chỉnh.....	155
8.2.1 Đặc tính điều chỉnh λ	155
8.2.2 Đặc tính điều chỉnh φ_s	159
8.3 Đặc tính tốc độ.....	161
8.3.1 Các đặc tính tốc độ	161
8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng	164
8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel	167
8.4 Đặc tính chân vịt.....	171
8.4.1 Khái niệm chung.....	171
8.4.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng	172
8.4.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel.....	173
8.5 Đặc tính tải.....	174
8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng	174
8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel	175
8.6 Đặc tính tổng hợp	177
8.7 Đặc tính không tải.....	177
8.7.1 Động cơ xăng.....	178
8.7.2 Động cơ diesel	178
8.8. Đặc tính điều tốc.....	178
8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ	180
8.9.1 Yêu cầu	180
8.9.2 Các phương pháp.....	180
TÀI LIỆU THAM KHẢO	184