PGS. TS NGUYỄN DUY TIẾN

NGUYÊN LÝ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI
HÀ NỘI - 2007

Chỉnh sửa giáo trình điện tử

Nguyên lý động cơ đốt trong

1. Thông tin về tác giả

PGS.TS. Nguyễn Duy Tiến

CBGD: Bộ môn động cơ đốt trong- Khoa cơ khí- ĐHGTVT Hà nội

Chuyên ngành: Động cơ đốt trong

Hướng khoa học đã nghiên cứu:

- Tạo hỗn hợp và cháy trong động cơ đốt trong
- Kỹ thuật phun nhiên liệu trong động cơ
- Khai thác động cơ ô tô đời mới trong điều kiện nhiệt đới
- Sử dụng môi trường sạch thân thiện môi trường sống

Điện thoại liên hệ: 0989376773 Tel: 0435564303

Email liên hệ: nguyenduytienPGS@gmail.com

2. Phạm vi và đối tượng sử dụng giáo trình

- Giáo trình sử dụng tham khảo cho sinh viên ngành cơ khí và cơ khí động lực khoa cơ khí trường Đại học Giao thông Vận tải
- Cùng có thể dùng cho các ngành cơ khí động lực học nông, lâm nghiệp và thuỷ lợi

Kiến thức yêu cầu của môn học trước:

- Nhiệt kỹ thuật

- 10 từ khoá để tra cứu:

LỜI NÓI ĐẦU

Để góp phần vào việc nâng cao chất lượng đào tạo cán bộ ngành Cơ khí Giao thông vận tải, trong đó có môn học Động cơ đốt trong, chúng tôi biên soạn giáo trình ***"Nguyên lý động cơ đốt trong"*** Giáo trình chủ yếu phục vụ cho việc học tập và nghiên cứu của sinh viên ngành Cơ khí chuyên dùng thuộc khoa Cơ khí Trường đại học Giao thông vận tải. Đồng thời có thể làm tài liệu tham khảo cho cán bộ kỹ thuật đang làm việc trong ngành Cơ khí giao thông.

Nội dung của giáo trình giới thiệu một cách có hệ thống những vấn đề cơ bản về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong, tính toán các quá trình nhiệt động, các thông số cơ bản và đặc tính của động cơ đốt trong. Đồng thời giáo trình nêu cấu tạo và nguyên lý hoạt động thiết kế, tính toán hệ thống cấp dẫn nhiên liệu động cơ xăng và động cơ diesel thế hệ mới đang được sử dụng trong ngành Cơ khí giao thông ở Việt Nam hiện nay.

Giáo trình được viết trên cơ sở những bài giảng đã được giảng dạy nhiều năm cho ngành Cơ khí chuyên dụng - khoa Cơ khí - Trường đại học GTVT, có bổ sung những kiến thức mới và những công trình nghiên cứu khoa học của tác giả trong quá trình giảng dạy và nghiên cứu khoa học.

Tác giả chân thành cảm ơn tập thể cán bộ giảng dạy bộ môn Động cơ đốt trong, khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải đã đóng góp cho giáo trình những ý kiến quý báu.

Kính mong các bạn đồng nghiệp, sinh viên và bạn đọc đóng góp ý kiến xây dựng cuốn giáo trình này để lần tái bản được hoàn thiện hơn.

Tác giả

PHẦN I
CÁC QUÁ TRÌNH CƠ BẢN

CHƯƠNG 1
NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Động cơ đốt trong nói chung, động ơ xăng và động cơ diesel nói riêng kiểu piston chuyển động tịnh tiến thuộc loại động cơ nhiệt. Hoạt động nhờ quá trình biến đổi hoá năng sang nhiệt năng do nhiên liệu bị đốt cháy rồi chuyển sang cơ năng. Quá trình này được thực hiện ở trong xylanh của động cơ.

1.2. PHÂN LOẠI

Theo nhiên liệu sử dụng:

+ Động cơ xăng: động cơ dùng nhiên liệu xăng.

+ Động cơ diesel: động cơ dùng nhiên liệu diesel.

Theo phương pháp tạo hoà khí và đốt cháy:

+ Động cơ tạo hoà khí bên ngoài, là loại động cơ mà hỗn hợp nhiên liệu và không khí được tạo thành ở bên ngoài xylanh nhờ một bộ phận có cấu tạo đặc biệt (bộ chế hoà khí - carbuarettor) sau đó được đưa vào xylanh và được đốt cháy ở đây bằng tia lửa điện (động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí).

+ Động cơ tạo hoà khí bên trong, là loại động cơ mà hỗn hợp hơi nhiên liệu và không khí được tạo thành ở bên trong xylanh nhờ một bộ phận có cấu tạo đặc biệt (bơm cao áp và vòi phun,...) và hỗn hợp này tự bốc cháy do hỗn hợp bị nén ở nhiệt độ cao (động cơ diesel).

Theo số kỳ thực hiện một chu trình công tác:

+ Động cơ bốn kỳ (4 strokes): Chu kỳ làm việc được hoàn thành sau bốn hành trình của piston hoặc hai vòng quay của trục khuỷu;

+ Động cơ hai kỳ (2 strokes): Chu kỳ làm việc được hoàn thành sau hai hành trình của piston hoặc một vòng quay của trục khuỷu.

Theo quá trình cấp nhiệt và tỷ số nén (ε):

+ Động cơ làm việc theo quá trình cấp nhiệt đẳng tích, loại này bao gồm những động cơ có tỷ số nén thấp ($\varepsilon = 5 \div 12$), như động cơ sử dụng xăng, nhiên liệu cồn và khí;

+ Động cơ làm việc theo quá trình cấp nhiệt đẳng áp, loại này bao gồm những động cơ có tỷ số nén cao ($\varepsilon = 12 \div 24$), như động cơ phun nhiên liệu bằng không khí nén và tự bốc cháy, động cơ sử dụng bột than;

+ Động cơ làm việc theo quá trình cấp nhiệt hỗn hợp, loại này bao gồm những động cơ có tỷ số nén cao (ε = 12÷24), như động cơ diesel.

Theo phương pháp nạp:

+ Người ta phân loại khí nạp có được nén trước khi nạp hay không, tương đương với 2 loại đó có động cơ tăng áp và động cơ không tăng áp.

Theo tỷ số S/D

+ Động cơ có hành trình ngắn khi: S / D < 1

+ Động cơ có hành trình dài khi: S / D > 1

Theo tốc độ động cơ:

Tuỳ theo tốc độ trượt trung bình của piston:

$$C_m = \frac{S.n}{30}, \quad \text{m/s} \qquad (1\text{-}1)$$

+ Khi Cm = (3 ÷ 6) m/s được gọi là động cơ tốc độ thấp;

+ Khi Cm = (6 ÷ 9) m/s được gọi là động cơ tốc độ trung bình;

+ Khi Cm = (9 ÷ 13) m/s được gọi là động cơ tốc độ cao;

+ Khi Cm > 13 m/s được gọi là động cơ siêu cao tốc.

Theo số lượng và cách bố trí xylanh:

+ Số lượng xylanh: động cơ một xylanh và động cơ nhiều xylanh (động cơ 2, 3, 4, 6, 8,.. xylanh);

+ Cách bố trí xylanh: động cơ có xylanh đặt thẳng đứng, đặt nghiêng và nằm ngang;

+ Theo số hàng xylanh: động cơ 1 hàng, động cơ chữ V và động cơ hình sao;

+Theo số trục khuỷu: động cơ một, hai hoặc ba trục khuỷu, thậm chí có động cơ không có trục khuỷu (như động cơ piston quay- Wallkel).

Ngoài ra có thể phân loại động cơ theo công dụng, phương pháp làm mát và dung tích làm việc...

1.3. NHỮNG THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA ĐỘNG CƠ

Động cơ bao gồm các bộ phận chính sau đây:

+ Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền;

+ Cơ cấu phối khí;

+ Hệ thống nhiên liệu;

+ Hệ thống bôi trơn;

+ Hệ thống làm mát;

+ Hệ thống tự động điều chỉnh tốc độ động cơ;

+ Hệ thống khởi động.

Ở động cơ xăng còn có thêm hệ thống đánh lửa.

1.3.1. Những thông số cơ bản của động cơ

Những thông số cấu tạo cơ bản của động cơ, hình 1-1 gồm có:

Điểm chết: điểm chết là điểm mà piston đổi chiều chuyển động.

Điểm chết trên (ĐCT) là điểm xa nhất của piston so với đường tâm trục khuỷu.

Điểm chết dưới (ĐCD) là điểm gần nhất của piston so với đường tâm trục khuỷu.

Hành trình piston S (stroke) là khoảng cách từ vị trí cao nhất của piston (điểm chết trên ĐCT) đến vị trí thấp nhất của của piston (điểm chết dưới ĐCD) khi piston dịch chuyển. S = 2.R; trong đó R- là bán kính quay của trục khuỷu.

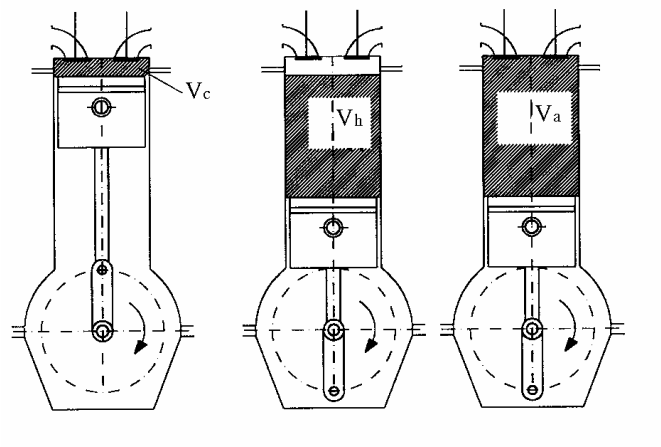
Thể tích làm việc của xylanh V_h là thể tích của xylanh giới hạn trong khoảng một hành trình của piston:

$$V_h = \frac{\pi . D^2}{4} . \quad ; \tag{1-2}$$

Thể tích làm việc của động cơ V_H

$$V_H = V_h . i \; ; \tag{1-3}$$

Trong đó: i - là số xylanh của động cơ.



Hình 1-1. Piston ở điểm chết trên và dưới

Thể tích buồng cháy V_c là thể tích phần không gian giữa đỉnh piston, xylanh và nắp xylanh khi piston ở ĐCT.

Thể tích chứa hoà khí (thể tích toàn bộ) V_a là tổng thể tích làm việc của xylanh V_h và thể tích buồng cháyV_c.

$$V_a = V_h + V_c \; ; \tag{1-4}$$

Tỷ số nén của động cơ ε là tỷ số giữa thể tích chứa hoà khí của xylanh V_a và thể tích buồng cháy V_c.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \Rightarrow V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \; ; \tag{1-5}$$

Tỷ số nén biểu hiện hoà khí (động cơ xăng) hoặc không khí (động cơ diesel) bị nén nhỏ đi bao nhiêu lần khi piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT. Tỷ số nén có ảnh hưởng lớn đến công suất cũng như hiệu suất của động cơ.

Tỷ số nén tùy thuộc vào loại động cơ và thường có trị số như sau:

Động cơ xăng: $\varepsilon = 3,5 \div 11$;

ĐỘNG CƠ DIESEL: $\varepsilon = 13 \div 22$;

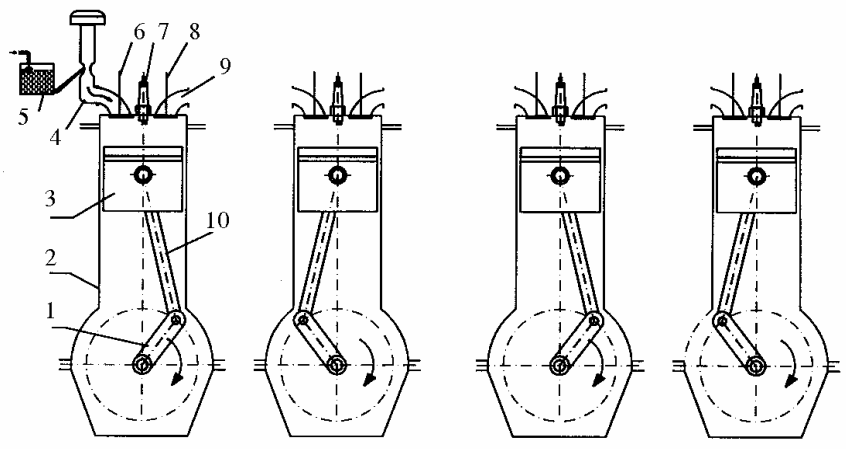
1.4. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ BỐN KỲ

1.4.1. Động cơ xăng bốn kỳ

Khi động cơ làm việc hình 1-2, trục khuỷu 1 quay (theo chiều mũi tên) còn piston 3 nối bản lề với trục khuỷu qua thanh truyền 10, sẽ chuyển động tịnh tiến trong xylanh 2.

Mỗi chu trình làm việc của động cơ xăng bốn kỳ bao gồm 4 hành trình là: nạp, nén, cháy- giãn nở, thải, thực hiện một lần sinh công (trong hành trình cháy- giãn nở). Để thực hiện được như vậy thì piston phải dịch chuyển lên xuống bốn lần tương ứng với hai vòng quay của trục khuỷu động cơ (từ 0^0 đến 720^0). Quá trình diễn ra khi piston đi từ ĐCD lên ĐCT hoặc ngược lại được gọi là một kỳ.

Chu kỳ làm việc của động cơ xăng bốn kỳ như sau:



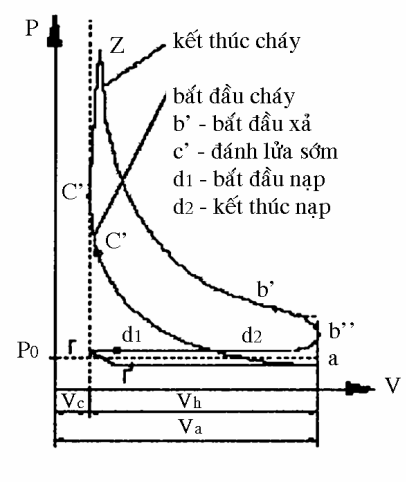
1. trục khuỷu,	2. xylanh,	3. piston,	4. ống nạp,
5. bộ chế hoà khí,	6. xupáp nạp,	7. bu gi,	8. xupáp thải,
9. ống thải,	10. thanh truyền		

Hình 1-2: Các hành trình làm việc của động cơ xăng 4 kỳ

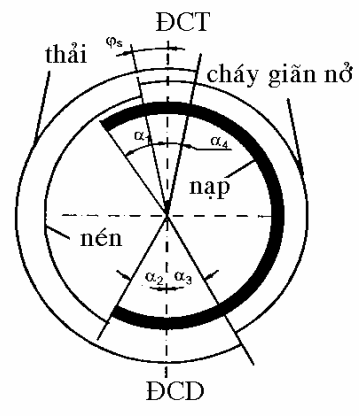
Hành trình nạp: trong hành trình này (hình 1-2a), khi trục khuỷu 1 quay, piston 3 sẽ dịch chuyển từ ĐCT xuống ĐCD, xupáp nạp 6 mở, xupáp thải 8 đóng, làm cho áp suất trong xylanh 2 giảm và do đó hoà khí ở bộ chế hoà khí 5 qua ống nạp 4 được hút vào xylanh.

Trên đồ thị công hình 1-3 (đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất và thể tích làm việc của xylanh ứng với mỗi vị trí khác nhau của piston), hành trình nạp được thể hiện bằng đường ra (r-a).

Trong hành trình nạp, xupáp nạp thường mở sớm trước khi piston lên điểm chết trên (biểu thị bằng điểm d_1), để khi piston đến ĐCT (thời điểm bắt đầu nạp) thì xupáp đã được mở tương đối lớn làm cho tiết diện lưu thông lớn bảo đảm hoà khí đi vào xylanh nhiều hơn. Góc ứng α_1 với đoạn d_1r đó được gọi là góc mở sớm của xupáp nạp.



Hình 1-3. Đồ thị công



Hình 1-4. Đồ thị phối khí của động cơ xăng 4 kỳ.

Đồng thời xupáp nạp cũng được đóng muộn hơn một chút so với vị trí piston ở ĐCD (điểm d_2) để lợi dụng độ chân không còn lại trong xylanh và lực quán tính của dòng khí nạp, làm tăng thêm lượng hoà khí nạp vào xylanh (giai đoạn nạp thêm). Góc ứng α_2 với đoạn ad_2 đó được gọi là góc đóng muộn của xupáp nạp. Vì vậy, quá trình nạp không phải kết thúc tại ĐCD mà muộn hơn một chút, nghĩa là sang cả hành trình nén. Tuy nhiên trong một số chế độ tốc độ thấp do quán tính của dòng khí nạp còn nhỏ, (do $p_{d2}>p_0$) một phần môi chất đã được nạp vào trong xylanh bị lọt ra ngoài trong giai đoạn góc đóng muộn xupáp nạp khi đó người ta gọi là "hiện tượng thoái lui".

Vì vậy, góc quay trục khuỷu tương ứng của quá trình nạp là ($\alpha_1 + \alpha_{180} + \alpha_2$) lớn hơn góc trong hành trình nạp 180^0.

Cuối quá trình nạp, áp suất và nhiệt độ của hoà khí trong xylanh là:

$$p_a = 0{,}8 \div 0{,}9 \text{ kG/cm}^2$$

$$T_a = 350 \div 400^0 \text{ K}.$$

Hành trình nén: trong hành trình này (hình 1-2b), xupáp nạp và xupáp thải đều đóng. Piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT, hoà khí trong xylanh bị nén, áp suất và nhiệt độ của nó tăng lên.

Hành trình nén được biểu thị bằng đường ac" (hình 1-3), nhưng quá trình nén thực tế chỉ bắt đầu khi các xupáp nạp và thải đóng kín hoàn toàn, tức là lúc mà hoà khí trong xylanh đã cách ly với môi trường bên ngoài. Do đó thời gian thực tế của quá trình nén ($180^0 - \alpha_2$) nhỏ hơn thời gian hành trình nén lý thuyết (180^0).

Cuối hành trình nén (điểm c' hình 1-3) bu-gi 7 của hệ thống đánh lửa phóng tia lửa điện để đốt cháy hoà khí. Góc ứng với đoạn cc' (hình 1-3) hay góc φ_s (hình 1-4) được gọi là góc đánh lửa sớm của động cơ.

Cuối hành trình nén, áp suất và nhiệt độ của hoà khí trong xylanh là:

$$p_c = 11{,}0 \div 15{,}0 \text{ kG/cm}^2 ; \qquad T_c = 500 \div 700^0 \text{ K}.$$

Hành trình cháy giãn nở sinh công: trong hành trình này (hình 1-2c), xupáp nạp và thải đóng. Do hoà khí được bugi đốt cháy ở cuối hành trình nén, nên khi piston vừa đến ĐCT thì tốc độ cháy của hoà khí càng nhanh, làm cho áp suất của khí cháy tăng lên rất lớn trong xylanh và được biểu thị bằng đường c'z trên đồ thị công. Tiếp theo quá trình cháy là quá trình giãn nở của khí cháy (đường zb) piston bị đẩy từ ĐCT xuống ĐCD và phát sinh công.

Áp suất và nhiệt độ của khí cháy lớn nhất trong xylanh là:

$$p_z = 40 \div 70 \text{ kG/cm}^2 \qquad T_z = 2300 \div 2800^0 \text{ K}$$

Hành trình thải: trong hành trình này (hình 1-2b), xupáp nạp vẫn đóng còn xupáp thải mở. Piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí đã cháy qua ống thải 9 ra ngoài.

Trước khi kết thúc hành trình cháy – giãn nở sinh công, xupáp thải được mở sớm một chút trước khi piston tới ĐCD (điểm b') để giảm bớt áp suất trong xylanh ở giai đoạn giãn nở, do đó giảm được công tiêu hao để đẩy khí ra khỏi xylanh. Ngoài ra khi giảm áp suất này thì lượng sản phẩm cháy còn lại trong xylanh cũng giảm, do đó giảm được công trong quá trình thải chính và giảm được lượng khí sót đồng thời tăng được lượng hoà khí nạp vào xylanh. Góc ứng với đoạn b'b hay góc α_3 gọi là góc mở sớm của xupáp thải.

Đồng thời để thải sạch khí cháy ra khỏi xylanh, xupáp thải cũng được đóng muộn hơn một chút so với thời điểm piston ở ĐCT (điểm r'). Góc ứng với đoạn rr' là góc α_4 gọi là góc đóng muộn của xupáp thải.

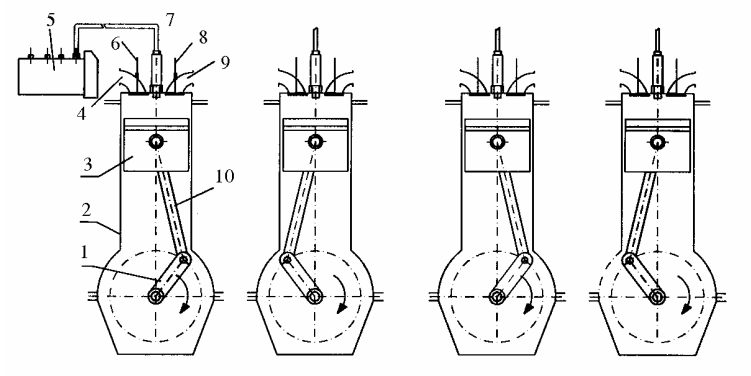
Do xupáp thải mở sớm và đóng muộn nên góc quay trục khuỷu dành cho quá trình thải ($\alpha_3 + \alpha_{180} + \alpha_4$) lớn hơn góc của hành trình thải (α_{180}). Áp suất và nhiệt độ của khí thải là:

$$p_r = 1{,}0 \div 1{,}20 \text{ kG/cm}^2 \quad ; \quad T_r = 900 \div 1200^0 \text{ K}$$

Trên đồ thị công đoạn d_1r biểu thị thời kỳ trùng điệp của xupáp nạp và xupáp thải, tức là thời kỳ mà hai xupáp cùng mở, góc ứng với đoạn d_1r' là góc ($\alpha_1 + \alpha_4$) (hình1-4) gọi là góc trùng điệp của hai xupáp.

Sau khi hành trình thải kết thúc, thì động cơ xăng 4 kỳ một xylanh đã hoàn thành một chu kỳ làm việc và chuyển sang chu trình tiếp theo.

1.4.2. Động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp



a) b) c) d)

1. trục khuỷu; 2. xylanh; 3. piston; 4. ống nạp; 5. bơm cao áp;
6. xupáp nạp; 7. vòi phun; 8. xupáp thải; 9. ống thải; 10.thanh truyền.

Hình 1-5. Các hành trình làm việc của động cơ diesel 4 kỳ

Quá trình làm việc của động cơ diesel bốn kỳ cũng giống như động cơ xăng 4 kỳ, nghĩa là piston cũng phải thực hiện bốn hành trình nạp, nén, cháy giãn nở, thải. Trong động cơ diesel 4 kỳ quá trình nạp và nén môi chất là không khí (mà không phải hoà khí) và nhiên liệu tự cháy, do không khí nén có nhiệt độ cao (mà không dùng tia lửa điện).

Chu kỳ làm việc của động cơ diesel 4 kỳ như sau:

Hành trình nạp: trong hành trình này (hình 1-5a), khi trục khuỷu 1 quay, piston 7 sẽ dịch chuyển từ ĐCT xuống ĐCD, xupáp nạp 4 mở, xupáp thải 6 đóng, làm cho áp suất trong xylanh 2 giảm, không khí ở bên ngoài được nạp vào trong xylanh.

Cuối quá trình nạp, áp suất và nhiệt độ của hoà khí trong xylanh là:

$$p_a = 0{,}8 \div 0{,}9 \text{ kG/cm}^2 \quad ; \qquad T_a = 330 \div 380^0 \text{ K}.$$

Hành trình nén: trong hành trình này (hình 1-5b), xupáp nạp và xupáp thải đều đóng. Piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT, hoà khí trong xylanh bị nén, áp suất và nhiệt độ của nó tăng lên. Hành trình nén được biểu thị bằng đường ac' (hình 1-6), nhưng quá trình nén thực tế chỉ bắt đầu khi các xupáp nạp và thải đóng kín hoàn toàn, tức là lúc mà hoà khí trong xylanh đã cách ly với môi trường bên ngoài. Do đó thời gian thực tế của quá trình nén ($180^0 - \alpha_2$) nhỏ hơn thời gian hành trình nén lý thuyết (180^0).

Cuối hành trình nén (điểm c') vòi phun 5 của hệ thống nhiên liệu sẽ phun nhiên liệu xylanh để hoà trộn với không khí có nhiệt độ cao, rồi tự bốc cháy (động cơ tự cháy). Góc ứng với điểm c' (góc φ_s) (hình 1-4) được gọi là góc phun nhiên liệu sớm của động cơ.

Cuối hành trình nén, áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp khí và nhiên liệu trong xylanh là:

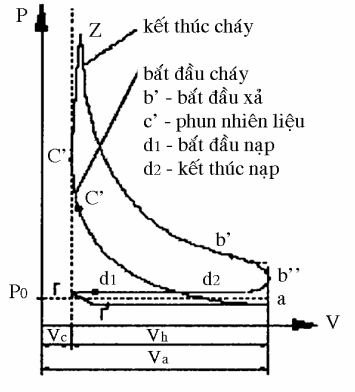
$$p_c = 40 \div 50 \text{ kG/cm}^2 \quad ; \qquad T_c = 800 \div 900^0 \text{ K}.$$

Hành trình cháy giãn nở sinh công: trong hành trình này (hình 1-5c), xupáp nạp và thải đóng. Do nhiên liệu phun vào xylanh ở cuối hành trình nén đã được chuẩn bị và tự bốc cháy, nên khi piston đến ĐCT thì nhiên liệu cháy càng nhanh, làm cho áp suất khí cháy tăng lên, hoà khí cháy càng nhanh, làm cho áp suất trong xylanh tăng lên rất lớn và đẩy piston từ ĐCT xuống ĐCD qua thanh truyền làm quay trục khuỷu và phát sinh công.

Áp suất và nhiệt độ lớn nhất của khí cháy trong xylanh là:

$$p_z = 60 \div 80 \text{ kG/cm}^2 \quad ; \quad T_z = 1900 \div 2200^0 \text{ K}$$

Hành trình thải: trong hành trình này (hình 1-5d), xupáp nạp vẫn đóng còn xupáp thải mở. Piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT đẩy khí cháy qua xupáp thải ra ngoài.



Hình 1-6: *Đồ thị công động cơ* diesel 4 kì

Trước khi kết thúc hành trình cháy giãn nở sinh công, xupáp thải được mở sớm một chút trước khi piston tới ĐCD (điểm b') để giảm bớt áp suất trong xylanh ở giai đoạn cuối quá trình giãn nở, do đó giảm được công tiêu hao để đẩy khí ra khỏi xylanh. Ngoài ra khi giảm áp suất này thì lượng khí cháy còn lại trong xylanh cũng giảm, nhờ đó tăng được lượng hoà khí nạp vào xylanh. Góc ứng với đoạn b'b hay góc α_3 gọi là góc mở sớm của xupáp thải.

Đồng thời để thải sạch khí cháy ra khỏi xylanh, xupáp thải cũng được đóng muộn hơn một chút so với thời điểm piston ở ĐCT (điểm r'). Góc ứng với đoạn rr' là góc α_4 gọi là góc đóng muộn của xupáp thải.

Do xupáp thải mở sớm và đóng muộn nên góc quay trục khuỷu ứng với quá trình thải ($\alpha_3 + \alpha_{180} + \alpha_4$) lớn hơn của hành trình thải (α_{180}). Áp suất và nhiệt độ của khí thải là:

$p_r = (1{,}1 \div 1{,}2)$ kG/cm^2 ; $T_r = (800 \div 900)\ ^0$K

Trên đồ thị công đoạn d_1r' biểu thị thời kỳ trùng điệp của xupáp nạp và xupáp thải, tức là thời kỳ mà hai xupáp cùng mở, góc ứng với đoạn d_1r' là góc ($\alpha_1 + \alpha_4$) (hình1-4), gọi là góc trùng điệp của hai xupáp.

Sau khi kết thúc hành trình thải, động cơ lại lặp lại chu trình làm việc tiếp theo.

Trên hình 1-6 là đồ thị công của động cơ diesel bốn kỳ. Đồ thị phối khí của nó cũng tương tự như của động cơ xăng.

Tìm hiểu nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diesel bốn kỳ ta có thể rút ra một số nhận xét sau:

Trong bốn hành trình của piston, chỉ có một hành trình cháy giãn nở sinh công, ba hành trình còn lại là những hành trình chuẩn bị và được thực hiện nhờ động năng hay quán tính của các bộ phận chuyển động quay tròn (trục khuỷu, bánh đà) và một phần công sinh ra của những xylanh khác đối với động cơ nhiều xylanh.

Thời điểm mở và đóng của các xupáp nạp và thải không trùng với thời điểm piston ở ĐCT và ĐCD được gọi là "thời điểm phối khí". Đây cũng là một đặc điểm cơ bản để phân biệt giữa chu trình làm việc thực tế với chu trình làm việc lý thuyết. Trong chu trình làm việc lý thuyết các xupáp thải không mở sớm và đóng muộn như đã nói ở trên.

Thời điểm phối khí cũng như các góc ứng với thời gian mở và đóng của các xupáp nạp và thải được biểu thị trên đồ thị phối khí.

Các góc mở sớm và đóng muộn (góc phối khí) cũng như góc phun nhiên liệu hoặc góc đánh lửa ở cuối hành trình nén có ảnh hưởng nhiều đến công suất, hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu.

Thông thường các góc này được xác định bằng phương pháp thực nghiệm (bảng 1):

Bảng 1. Góc phối khí, góc phun nhiên liệu (góc đánh lửa)

Loại động cơ	Xupáp nạp		Xupáp thải		Góc phun nhiên liệu (góc đánh lửa sớm)
	Mở sớm trước ĐCT	Đóng muộn sau ĐCD	Mở sớm trước ĐCD	Mở sớm trước ĐCT	
Động cơ xăng	$5^0 \div 40^0$	$10^0 \div 50^0$	$30^0 \div 60^0$	$5^0 \div 35^0$	$10^0 \div 30^0$
Động cơ diesel	$10^0 \div 30^0$	$45^0 \div 75^0$	$30^0 \div 60^0$	$5^0 \div 30^0$	

1.5. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ HAI KỲ (2 STROKES)

Chu trình làm việc của động cơ hai kỳ cũng bao gồm bốn quá trình: nạp, nén, cháy giãn nở và thải, nhưng khác với động cơ bốn kỳ là để hoàn thành một chu trình làm việc, trục khuỷu của động cơ hai kỳ chỉ quay một vòng (360^0) tương ứng với piston dịch chuyển hai hành trình. Do đó, trong mỗi hành trình của piston sẽ có nhiều quá trình cùng xảy ra.

Động cơ hai kỳ thường dùng hai kiểu phối khí: loại có cửa thổi (cửa nạp), cửa thải (không có xupáp) và loại có cửa thổi và xupáp thải.

1.5.1. Động cơ xăng hai kỳ , loại có cửa thổi và cửa thải

Động cơ xăng hai kỳ, loại có cửa thổi và cửa thải (không dùng xupáp) có chu trình làm việc như sau:

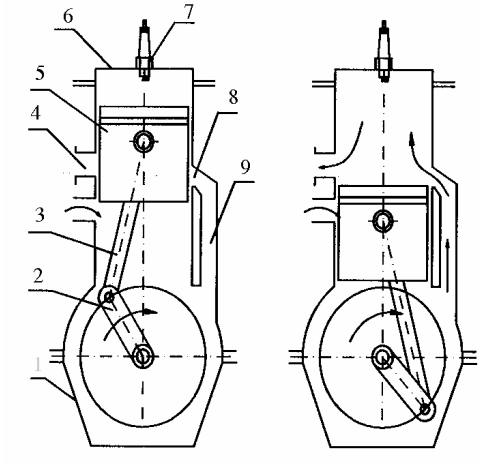
Hành trình nén: trong hành trình này (hình 1-7a), khi trục khuỷu 2 quay, piston 5 dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT, khi cửa thải 4 được piston đóng kín, hoà khí có sẵn trong xylanh 6 bị nén, làm cho áp suất và nhiệt độ của nó tăng, đến khi piston gần tới ĐCT thì nó bị đốt cháy nhờ bugi 7 phóng tia lửa điện.

Khi piston đi lên để nén hoà khí, ở phía dưới piston, trong cácte 1 áp suất giảm và hoà khí từ bộ chế hoà khí, qua ống nạp và cửa nạp được hút vào cácte để chuẩn bị cho việc thổi hoà khí vào xylanh ở hành trình sau.

Ở cuối hành trình nén, áp suất và nhiệt độ của hoà khí trong xylanh là:

$$p = (6 \div 10)\ kG/cm^2 \quad ; \quad T = (400 \div 600)^0\ K.$$

1. các te;
2. trục khuỷu;
3. thanh truyền;
4. cửa thải;
5. piston;
6. nắp xylanh;
7. xylanh;
8. cửa thổi ;



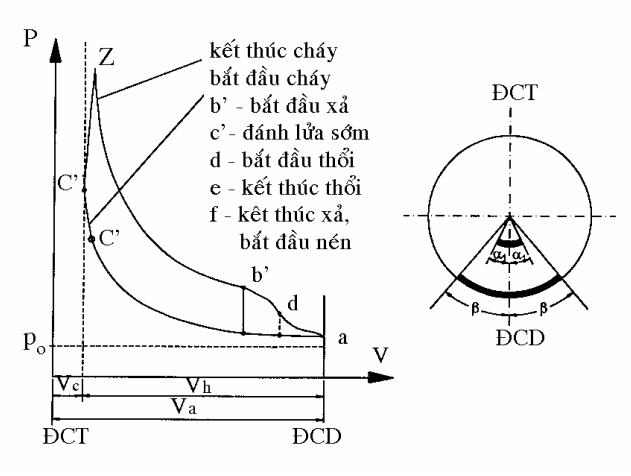
9. đường thông.

a) b)

Hình 1-7. Nguyên lí làm việc động cơ xăng hai kì

Hành trình sinh công và thay khí: trong hành trình này (hình 1-7b), do hoà khí đã được đốt cháy ở cuối hành trình nén, nên khi piston đến ĐCT, thì hoà khí càng cháy nhanh hơn, làm cho áp suất khí cháy tăng lên và đẩy piston đi xuống ĐCD qua thanh truyền 3, làm quay trục khuỷu 2 phát sinh công.

Khi piston dịch chuyển dần tới ĐCD cửa thải 4 mở, đồng thời sau đó cửa thổi 8 có chiều cao thấp hơn cửa thải cũng được mở và cửa nạp đóng lại. Do đó, khí cháy sau khi đã làm việc, có áp suất (3 - 4 kG/cm^2) lớn hơn áp suất khí trời (p_0 = 1kG/cm^2), được thải ra ngoài và hoà khí ở dưới cácte bị nén có áp suất (1,2 – 1,3 kG/cm^2) cao hơn áp suất của khí cháy còn lại trong xylanh (~1,1 kG/cm^2) sẽ theo đường 9 theo cửa thổi 8 vào xylanh ở phía trên đỉnh piston, góp phần làm sạch hoà khí cháy trong đó và tạo điều kiện cho hành trình sau:



a) b)

Hình 1-8. Đồ thị công và đồ thị phối khí của động cơ xăng 2 kỳ loại không có xupáp

Áp suất và nhiệt độ của khí cháy trong xylanh là:

$$p = (40 \div 70)\ kG/cm^2 \quad ; \quad T = (2000 \div 2300)^0\ K.$$

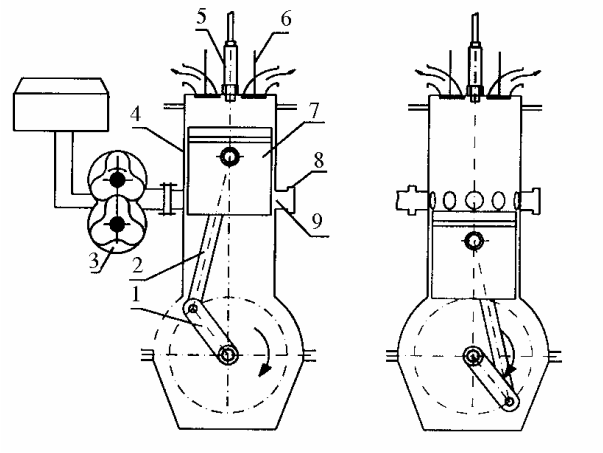
Sau hành trình sinh công và thay khí, nếu trục khuỷu vẫn quay thì quá trình làm việc của động cơ xăng hai kỳ lại lặp chu kỳ như trên.

1.5.2. Động cơ diesel hai kỳ, loại có cửa thổi và xupáp thải

Động cơ diesel hai kỳ có đặc điểm là không dùng cácte để chứa và thổi khí mà dùng máy nén khí riêng để thổi khí trực tiếp vào trong xylanh.

Chu trình làm việc của động cơ này như sau:

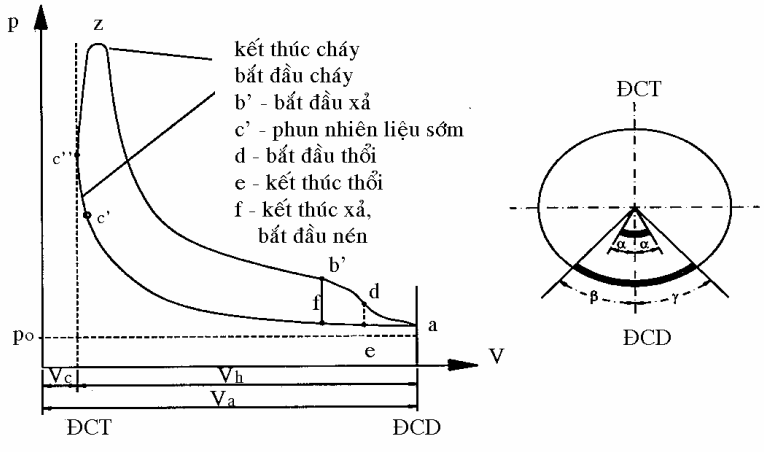
1. trục khuỷu;
2. thanh truyền;
3. máy nén khí;
4. xylanh;
5. vòi phun;
6. xupáp thải;
7. piston;
8. buồng khí;
9. cửa thổi.



a) b)

Hình 1-9. Các hành trình làm việc của động cơ diesel hai kỳ có xupáp thải.

Hành trình nén: Trong hành trình này (hình 1-9a), khi trục khuỷu 1 quay, piston 7 dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT. Cửa thổi 9 được piston đậy kín và sau đó xupáp thải 6 cũng được đóng lại, không khí có sẵn trong xylanh 4 bị nén, áp suất và nhiệt độ của nó tăng lên cho đến khi piston gần đến ĐCT, vòi phun 5 của hệ thống nhiên liệu sẽ phun nhiên liệu với áp suất cao (100 ÷140 kG/cm^2) hình thành hỗn hợp với không khí nén có nhiệt độ cao làm cho nhiên liệu này tự cháy được.



Hình 1-10. Đồ thị công và đồ thị phối khí của động cơ diesel 2 kỳ, loại có xupáp thải.

Cuối hành trình nén áp suất và nhiệt độ của không khí nén trong xylanh là:

$$p = (40 \div 50)\ kG/cm^2 \ ; \qquad T = (800 \div 900)^0\ K$$

Hành trình sinh công và thay khí: trong hành trình này, do nhiên liệu đã được đốt cháy, nhờ không khí nén có nhiệt độ cao ở cuối hành trình nén, nên khi piston đến

ĐCT, thì nhiên liệu này càng cháy nhanh hơn, làm cho áp suất tăng lên và đẩy piston từ ĐCT xuống ĐCD, qua thanh truyền 2, làm quay trục khuỷu 1 phát sinh công.

Khi piston dịch chuyển gần tới ĐCD, xupáp 6 mở, đồng thời sau đó cửa thổi 9 cũng được piston mở ra. Do đó khí cháy sau khi đã làm việc, có áp suất (4-5 kG/cm^2) lớn hơn áp suất khí trời, được thải ra ngoài và không khí mới ở bên ngoài, qua bình lọc, nhờ máy nén khí 3, buồng khí 8 và cửa thổi 9 được cung cấp vào xylanh với áp suất khoảng (1,4÷,5) kG/cm^2 lớn hơn áp suất khí thải còn lại trong xylanh (1,1÷1,2 kG/cm^2) góp phần làm sạch khí cháy trong đó và tạo điều kiện cho hành trình sau.

Áp suất và nhiệt độ của khí cháy trong xylanh là:

$$p = (80 \div 100)\ \text{kG/cm}^2 \quad ; \quad T = (1900 \div 2100)^0\ \text{K}.$$

Sau hành trình sinh công và thay khí, nếu trục khuỷu vẫn quay thì quá trình làm việc của động cơ lặp lại như trên.

Tìm hiểu nguyên lý làm việc của động cơ xăng hai kỳ và động cơ diesel hai kỳ, có thể rút ra một số nhận xét sau:

Trong hai hành trình của piston, thì chỉ có một hành trình sinh công còn các hành trình còn lại được thực hiện nhờ động năng hay quán tính của các bộ phận chuyển động quay tròn (trục khuỷu, bánh đà) và một phần công sinh ra từ những xylanh khác đối với động cơ nhiều xylanh.

Áp suất của hoà khí hoặc không khí thổi vào xylanh lớn hơn áp suất khí trời. Do đó, phải dùng bơm thổi khí hay máy nén khí do trục khuỷu dẫn động nên công suất động cơ cũng phải giảm đi.

Trong quá trình làm việc có một phần hành trình của piston dùng để thổi và thải khí. Khi thổi khí có một phần nhiên liệu và không khí mới theo khí thải ra ngoài.

Áp suất và nhiệt độ của hoà khí hoặc không khí ở cuối quá trình nén cũng như quá trình cháy và giãn nở phụ thuộc nhiều vào vị trí của cửa thổi, cửa thải và tỷ số nén của động cơ.

Tỷ số nén của động cơ hai kỳ được tính như sau:

$$\varepsilon = \frac{V'_h}{V_C} + 1 \qquad (1\text{-}6)$$

Trong đó: V'_h – Thể tích làm việt thực tế của xylanh, được tính từ lúc piston bắt đầu đậy kín cửa thải hoặc xupáp thải đóng, khi piston dịch chuyển từ ĐCD lên ĐCT cho đến lúc piston ở ĐCT.

V_C – Thể tích buồng cháy.

Trong động cơ hai kỳ, quá trình thổi (nạp), nén, cháy giãn nở và thải không được thể hiện rõ ràng ở mỗi hành trình như động cơ 4 kỳ. Do đó, động cơ hai kỳ, hành trình thứ nhất cũng có thể là hành trình thổi, thải và nén, còn hành trình thứ hai là hành trình sinh công, thải và thổi,v.v…

1.6. SO SÁNH ĐỘNG CƠ

1.6.1. So sánh động cơ hai kỳ với động cơ 4 kỳ

1.6.1.1. Ưu điểm

Động cơ hai kỳ có số hành trình sinh công gấp đôi (khi cùng số vòng quay n) và có công suất lớn hơn khoảng (50÷70)% (khi cùng thể tích làm việc V_h và số vòng quay n) so với động cơ 4 kỳ.

Động cơ hai kỳ chạy đều và êm hơn động cơ 4 kỳ, vì mỗi vòng quay của trục khuỷu có một hành trình sinh công. Do đó với các điều kiện như nhau (S,D,i và n), thì ở động cơ hai kỳ có thể dùng bánh đà, lắp trên trục khuỷu có kích thước và trọng lượng nhỏ hơn so với động cơ 4 kỳ.

Động cơ hai kỳ không có xupáp nạp và nếu dùng cácte để thổi khí vào xylanh, thì cấu tạo đơn giản và dễ sử dụng hơn so với động cơ bốn kỳ…

1.6.1.2. Nhược điểm

Hiệu suất của động cơ hai kỳ nhỏ hơn so với động cơ bốn kỳ, do có sự hao phí nhiên liệu trong quá trình trao đổi khí.

Nhiệt độ trong quá trình làm việc của động cơ hai kỳ lớn hơn so với động cơ 4 kỳ, do có số lần sinh công nhiều hơn, làm cho động cơ bị đốt nóng và đặc biệt đối vơi động cơ diesel dễ bị bám muội than ở buồng cháy.v.v.

Trong động cơ xăng hai kỳ, nếu dùng cácte chứa dầu bôi trơn để thổi khí, thì dễ làm hỏng dầu bôi trơn.

Căn cứ vào những ưu điểm trên, động cơ xăng hai kỳ thường được dùng ở động cơ có công suất nhỏ. Ví dụ động cơ phụ ở máy kéo, động cơ máy phun thuốc và một số động cơ môtô xe máy,.. Còn động cơ diesel hai kỳ lại được dùng nhiều ở động cơ có công suất trung bình và lớn, ví dụ động cơ ôtô, tàu thuỷ, đầu máy xe lửa, máy xây dựng và máy phát điện.

1.6.2. So sánh động cơ xăng và động cơ diesel

1.6.2.1. Ưu điểm

Hiệu suất của động cơ diesel lớn hơn động cơ xăng, do hao phí nhiên liệu ít và tỷ số nén cao. Ví dụ, nếu động cơ xăng có suất tiêu hao nhiên liệu là g_e= (150÷240)g/kW.h thì động cơ diesel là g_e= (110÷190)g/kW.h, nghĩa là lượng nhiên liệu tiêu hao ở động cơ diesel là ít hơn động cơ xăng khoảng (30-35)%.

Nhiên liệu dùng trong động cơ diesel là dầu diesel rẻ tiền và ít gây cháy hơn so với xăng dùng trên động cơ xăng.

Hệ thống nhiên liệu của động cơ diesel (bơm cao áp, vòi phun) ít bị hư hỏng và dễ dùng hơn hệ thống nhiên liệu của động cơ xăng (dùng bộ chế hoà khí, hoặc hệ thống phun xăng điện tử,..).

1.6.2.2. Nhược điểm

Kích thước và trọng lượng của động cơ diesel lớn hơn động cơ xăng vì áp suất khí cháy trong động cơ diesel lớn. Do đó trọng lượng riêng của động cơ diesel (trọng lượng trên một đơn vị công suất tính bằng kW) lớn hơn trọng lượng riêng của động cơ xăng (40-70)%.

Động cơ diesel, đặc biệt là hệ thống nhiên liệu, chế tạo khó hơn động cơ xăng. Do đó, giá thành của động cơ diesel thường cao hơn động cơ xăng.

Động cơ diesel dùng nhiên liệu nặng khó cháy và phương pháp tạo hoà khí giữa nhiên liệu phun sương với không khí không tốt nên khó khởi động hơn động cơ xăng. Do đó, công suất của động cơ diesel, thực tế coi như bằng công suất của động cơ xăng (khi cùng thể tích công tác và số vòng quay mặc dù hiệu suất của động cơ diesel cao hơn).

1.7. NHỮNG THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN CỦA ĐỘNG CƠ

Những thông số làm việc cơ bản của động cơ bao gồm: công suất, hiệu suất và suất tiêu hao nhiên liệu. Những thông số này được chia ra làm hai loại: Thông số chỉ thị (hoặc thông số tính toán) đặc trưng cho chu trình làm việc của động cơ và thông số hữu ích hoặc thông số sử dụng đặc trưng cho khả năng làm việc thực tế của động cơ.

1.7.1. Thông số chỉ thị

1.7.1.1. Công suất chỉ thị

Muốn xác định công suất chỉ thị cần phải xác định áp suất chỉ thị, là áp suất giả thiết không đổi tác dụng lên piston trong một hành trình làm việc để sinh ra một công bằng công chỉ thị của khí cháy trong một chu trình làm việc của động cơ.

Khi có đồ thị công hay đồ thị chỉ thị thực tế (hình 1-11), có thể xác định được áp suất chỉ thị trung bình như sau:

$$p_i = \frac{F}{L}.m \qquad (1\text{-}7)$$

Trong đó: p_i- Áp suất chỉ thị trung bình (N/m^2).

F- Diện tích của đồ thị công hay đồ thị chỉ thị, được giới hạn giữa đường cong nén và cháy giãn nở, (mm^2).

L- Chiều dài của đồ thị công (mm).

m- Tỷ lệ xích áp suất của đồ thị công ($N/m^2/mm$).

Trị số của áp suất chỉ thị trung bình p_i chính là chiều cao của hình chữ nhật ABCD có diện tích bằng diện tích của đồ thị công hay đồ thị chỉ thị.

Công suất chỉ thị là công do khí cháy thực hiện được ở xylanh của động cơ trong một đơn vị thời gian.

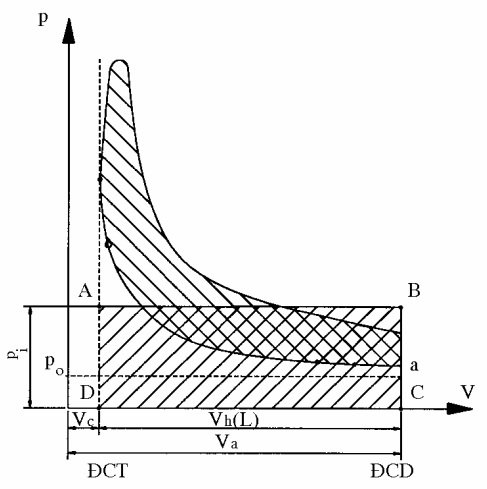
Công chỉ thị do khí cháy thực hiện được ở xylanh của động cơ sau một chu trình làm việc sẽ là:

$$L_i = p_i.V_h; \quad \text{Nm/chu trình.}$$

Trong đó: p_i - Áp suất chỉ thị trung bình (N/m^2).

V_h- Thể tích làm việc của một xylanh (m^3).

Nếu gọi τ là số kỳ của động cơ hay số hành trình của piston sau một chu trình làm việc, thì công suất chỉ thị do khí cháy thực hiện được ở xylanh sau thời gian một giây sẽ là:



$$L_i = \frac{p_i.V_h.2n}{60.\tau}; \quad \text{(Nm/s)}$$

(1-8)

Trong đó: p_i - Áp suất chỉ thị trung bình (N/m^2).

V_h- Thể tích làm việc của một xylanh (m^3).

n – Số vòng quay của động cơ (vg/ph).

τ - Số kỳ của động cơ.

Hình 1-11. *Đồ thị công*

Công suất chỉ thị của động cơ nhiều xylanh, khi số xylanh là i, có dạng:

$$N_i = \frac{p_i.V_h.n.i}{30\tau} \text{ ; (kW)} \qquad (1\text{-}9)$$

hay $$N_i = \frac{p_i.V_h.n.i}{22{,}07.\tau}; \quad \text{(ml)} \qquad (1\text{-}10)$$

1.7.1.2. Hiệu suất chỉ thị

Hiệu suất chỉ thị η_i là tỷ số giữa nhiệt lượng biến đổi thành công chỉ thị của chu trình so với nhiệt lượng của nhiên liệu tiêu hao:

$$\eta_i = \frac{L_i}{G_{nl}.Q_H}; \qquad (1\text{-}11)$$

Trong đó: L_i – Công chỉ thị (J);

G_{nl} – Lượng nhiên liệu tiêu hao (m^3,kg);

Q_H – Nhiệt trị của nhiên liệu (J/m^3, J/kg).

Hiệu suất chỉ thị thường có giá trị như sau:

Động cơ xăng $\eta_i = 0{,}25 \div 0{,}35$

Động cơ diesel $\eta_i = 0{,}38 \div 0{,}50$

1.7.1.3. Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị

Tính kinh tế của động cơ cũng có thể đánh giá bằng suất tiêu hao nhiên liệu cho một kW chỉ thị trong một giờ.

$$g_i = \frac{G_{nl}}{N_i}.10^3 \text{ ; } \quad \text{(g/kW.h).} \qquad (1\text{-}12)$$

hay: $$g_i = \frac{G_{nl}}{1{,}36.N_i}.10^3 \text{ ; (g/ml.h)} \qquad (1\text{-}13)$$

Trong đó: G_{nl} – Lượng nhiên liệu tiêu hao trong một giờ (kg/h);

N_i – Công suất chỉ thị (kW).

Suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị thường có giá trị sau:

Động cơ xăng: $g_i = 140 \div 180$; g/kW.h;

hay: $g_i = 190 \div 250$; g/ml.h;

Động cơ diesel: $g_i = 96 \div 125$; g/kW.h;

hay: $g_i = 130 \div 160$; g/ml.h;

1.7.2. Thông số có ích

1.7.2.1. Công suất có ích

Công suất chỉ thị phát sinh trong xylanh động cơ không biến đổi hoàn toàn thành công hữu ích, mà một phần sẽ bị tiêu hao để khắc phục ma sát giữa các bề mặt làm việc của những chi tiết (xylanh và piston, trục khuỷu và ổ trục,…) giữa những chi tiết chuyển động và không khí (trục khuỷu, thanh truyền và bánh đà,…). Một phần khác dẫn động các cơ cấu và hệ thống phụ (bơm, quạt gió, máy phát điện, máy nén khí,…). Do đó, công suất có ích trên trục khuỷu của động cơ N_e sẽ nhỏ hơn công suất chỉ thị một giá trị bằng công suất dùng để khắc phục những trở lực trên gọi là công tổn thất cơ học N_m.

$$N_e = N_i - N_m \ ; \qquad \text{(kW)}. \tag{1-14}$$

Công suất tổn thất cơ học, tương tự công suất chỉ thị, có thể xác định như sau:

$$N_m = \frac{p_m.V_h.n.i}{30\tau} \ ; \qquad \text{(kW)} \tag{1-15}$$

Trong đó: p_m - Áp suất tổn thất cơ học trung bình, là một phần của áp suất chỉ thị trung bình được tiêu hao cho tổn thất cơ học (N/m^2).

Nếu lấy áp suất chỉ thị trung bình p_i trừ đi áp suất tổn thất cơ học trung bình thì còn lại một phần áp suất không đổi tác dụng lên piston để sinh ra một công bằng công có ích trên trục khuỷu động cơ. Trị số này là áp suất có ích trung bình p_e.

$$p_e = p_i - p_m; \qquad (N/m^2). \tag{1-16}$$

Áp suất có ích trung bình p_e của các động cơ, khi làm việc với công suất định mức, được tính như sau:

$$N_e = \frac{p_e.V_h.n.i}{30\tau} \ ; \text{(kW)} \tag{1-17}$$

hay: $$N_e = \frac{p_e.V_h.n.i}{22{,}07.\tau}; \text{(ml)}. \tag{1-18}$$

Để đánh giá những tổn thất cơ học, thường dùng hiệu suất cơ học η_m , là tỷ số giữa áp suất có ích trung bình p_e và áp suất chỉ thị trung bình.

$$\eta_i = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}; \tag{1-19}$$

Hoặc cũng có thể biểu thị hiệu suất cơ học bằng công suất có ích N_e và công suất chỉ thị như sau:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}; \tag{1-20}$$

Như vậy, khi tăng phụ tải của động cơ, mà vẫn giữ nguyên số vòng quay, thì công suất tổn thất cơ học N_m hầu như không thay đổi. Do đó, hiệu suất cơ học η_m tăng lên. Nhưng khi động cơ chạy không tải, tức là công suất có ích bằng không ($N_e = 0$) thì hiệu suất cơ học cũng bằng không ($\eta_m = 0$) và lúc này toàn bộ công suất chỉ thị dùng để tiêu hao cho tổn thất cơ học, nghĩa là công suất chỉ thị bằng công suất tổn thất cơ học $N_i = N_m$.

Hiệu suất cơ học phụ thuộc vào loại động cơ và chất lượng chế tạo động cơ, ngoài ra hiệu suất cơ học còn phụ thuộc vào các điều kiện sử dụng. Do đo, nếu điều kiện sử dụng không tốt, thì hiệu suất cơ học của động cơ cũng giảm.

Trong điều kiện làm việc bình thường, hiệu suất cơ học của động cơ như sau:

$$\eta_m = 0,70 \div 0,85 \ ;$$

1.7.2.2. Hiệu suất có ích

Hiệu suất có ích η_e là tỷ số giữa nhiệt lượng biến đổi thành công có ích trên trục khuỷu động cơ so với nhiệt lượng của nhiên liệu tiêu hao:

$$\eta_e = \frac{L_e}{G_{nl}.Q_H} \ ; \qquad (1\text{-}21)$$

Trong đó: L_e – Công có ích (J).

G_{nl} – Lượng nhiên liệu tiêu hao (m^3, kg).

Q_H – Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (J/ m^3,J/kg).

Hiệu suất có ích thường có giá trị như sau:

Động cơ xăng $\eta_e = 0,18 \div 0,30$;

Động cơ xăng $\eta_e = 0,27 \div 0,42$;

1.7.2.3. Suất tiêu hao nhiên liệu có ích

Suất tiêu hao nhiên liệu có ích tương tự như suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị có thể xác định như sau:

$$g_e = \frac{G_{nl}.10^3}{N_e} \ ; \ \text{(g/kW.h)} \qquad (1\text{-}22)$$

hay: $$g_e = \frac{G_{nl}}{173,55.N_e}.10^3 \ ; \ \text{(g/ml.h)}. \qquad (2\text{-}23)$$

Trong đó: G_{nl}: Lượng nhiên liệu tiêu hao trong một giờ (kg/h).

N_e – Công suất hữu ích (kW).

Suất tiêu hao nhiên liệu hữu ích thường có giá trị như sau:

Động cơ xăng: $g_e = 150 \div 240$; g/kW.h;

hay: $g_e = 210 \div 280$; g/ml.h;

Động cơ diesel: $g_e = 110 \div 150$; g/kW.h;

hay: $g_e = 160 \div 210$; g/ml.h;

1.8. ĐỘNG CƠ NHIỀU XYLANH

Động cơ một xylanh, thì chỉ có một hành trình là sinh công còn các hành trình khác là tiêu hao công và làm cho trục khuỷu quay không đều. Muốn trục khuỷu quay đều hoặc hay động cơ làm việc êm hơn phải dùng bánh đà có kích thước và trọng lượng nhất định lắp trên trục khuỷu. Để tăng công suất, làm cho trục khuỷu quay đều và giảm kích thước cũng như trọng lượng của bánh đà, thường dùng động cơ nhiều xylanh. Số xylanh của động cơ có thể là: 1, 2, 3, 4, 6, 8,.. xylanh.

Trong động cơ nhiều xylanh, hình dáng trục khuỷu, đặc biệt là góc lệch của trục khuỷu có ảnh hưởng nhiều đến quá trình làm việc của động cơ. Góc lệch của trục khuỷu, tương ứng với hai cổ biên của hai xylanh làm việc hoặc sinh công kế tiếp nhau có thể xác định như sau:

$$\delta_K = \frac{180^0.\tau}{i} \; ; \qquad (1\text{-}24)$$

Trong đó: τ- là số kỳ của động cơ (động cơ 2, 4 kỳ).

i - số xylanh của động cơ.

Khi bố trí góc lệch trục khuỷu thường xét đến điều kiện cân bằng của động cơ để bảo đảm cho động cơ làm việc ít bị rung động. Do đó, ở động cơ có hai xylanh góc lệch khuỷu trục thường là 180^0 nghĩa là trục khuỷu có cổ biên ở hai phía đối diện nhau. Ngoài ra động cơ nhiều xylanh làm việc được êm thì phải bố trí thứ tự làm việc hoặc cho sinh công của các xylanh hợp lý. Sau đây là một ví dụ về khuỷu trục và thứ tự làm việc của các xylanh ở động cơ nhiều xylanh.

Ví dụ 1: với động cơ bốn kỳ, bốn xylanh, một hàng (thứ tự công tác 1-3-4-2). Có góc lệch công tác là $\delta_K = 180^0$ có bảng công tác như sau (tr 22):

Khi trục khuỷu quay được nửa vòng thứ nhất, xylanh 1 đang ở kỳ nạp piston 1 từ ĐCT xuống ĐCD, khi đó piston của xylanh thứ 4 cũng từ ĐCT xuống ĐCD nhưng lại trong quá trình cháy giãn nở. Piston của xylanh thứ 2 và thứ 3 cũng đi từ ĐCD lên ĐCT nhưng xylanh 2 đang trong quá trình nén còn xylanh 3 trong quá trình thải.

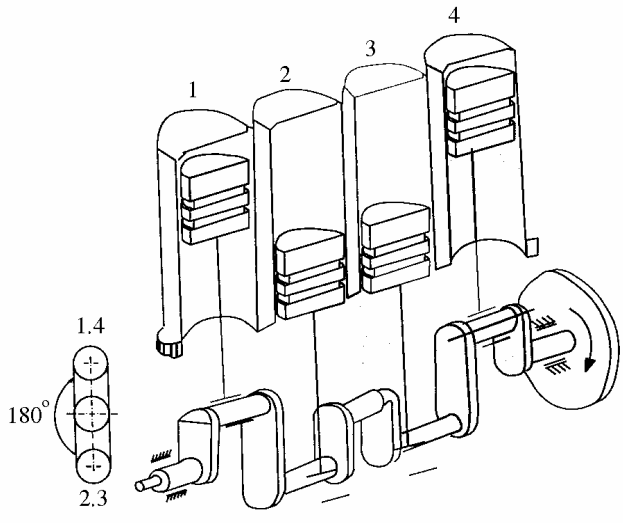
Khi trục khuỷu quay tiếp nửa vòng thứ 2 ($180^0 \div 360^0$), pistoncủa xylanh 1 và 4 đều từ ĐCD lên ĐCT nhưng xylanh 1 thực hiện quá trình nén còn xylanh 4 đang thực hiện quá trình thải. Pistoncủa xylanh 2 và 3 đều từ ĐCT xuống ĐCD nhưng xylanh 2 thực hiện quá trình cháy giãn nở còn xylanh 3 đang thực hiện quá trình nạp.

Vòng quay trục khuỷu	Nửa vòng quay trục khuỷu	Xylanh			
		1	2	3	4
Vòng một	Thứ nhất ($0^0 \div 180^0$)	Nạp	Nén	Thải	Nổ
	Thứ hai ($180^0 \div 360^0$)	Nén	Nổ	Nạp	Thải
Vòng hai	Thứ ba ($360^0 \div 540^0$)	Nổ	Thải	Nén	Nạp
	Thứ bốn ($540^0 \div 720^0$)	Thải	Nạp	Nổ	Nén

Khi trục khuỷu quay tiếp nửa vòng thứ 3 xylanh 1 ở kỳ cháy giãn nở, xylanh 2 ở kỳ thải, xylanh 3 ở kỳ nén, xylanh 4 ở kỳ nạp.

Khi trục khuỷu quay tiếp nửa vòng thứ 4 xylanh 1 ở kỳ thải, xylanh 2 ở kỳ nạp, xylanh 3 ở kỳ cháy giãn nở, xylanh 4 ở kỳ nén.

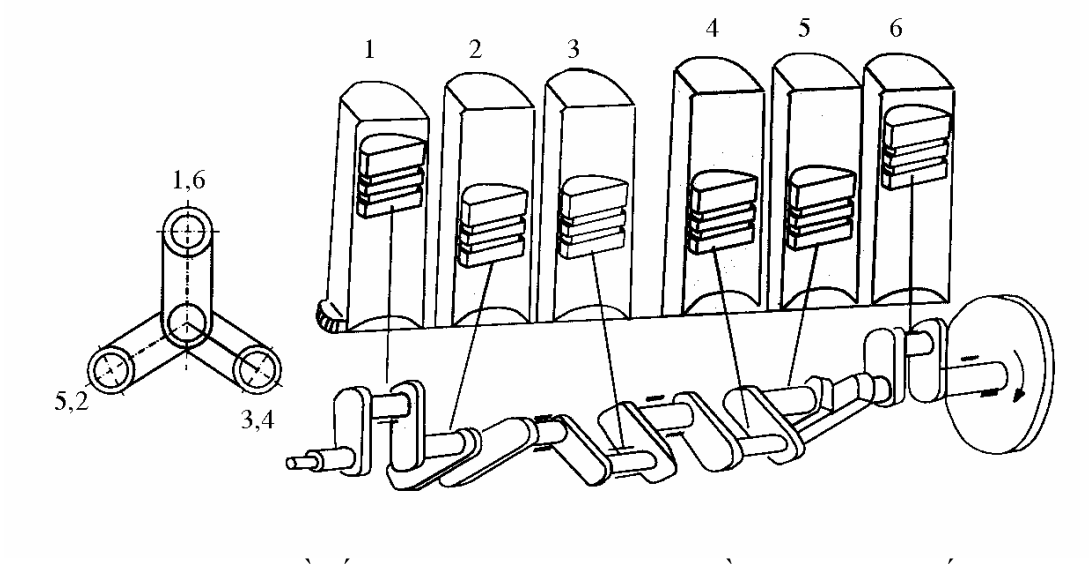
Như vậy khi trục khuỷu quay hết hai vòng tức là từ $0^0 \div 720^0$ mỗi xylanh của động cơ đều hoàn thành một chu trình làm việc gồm bốn hành trình là nạp, nén, cháy giãn nở và thải. Khi trục khuỷu quay tiếp động cơ chuyển sang chu trình làm việc tiếp theo lặp lại như các hành trình trên.



Hình 1-12. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu - thanh

Ví dụ 2: Với động cơ bốn kỳ, sáu xylanh, một hàng (thứ tự công tác 1-5-3-6-2-4). Có góc lệch công tác là $\delta_K = 120^0$,có bảng công tác như sau:

Xylanh	$0^0 \div 120^0$	$120^0 \div 240^0$	$240^0 \div 360^0$	$360^0 \div 480^0$	$480^0 \div 600^0$	$600^0 \div 720^0$
1	Nạp	Nén	Nổ	Thải		
2	Nén	Nổ	Thải	Nạp	Nén	
3		Thải	Nạp	Nén	Nổ	
4		Nén	Nổ	Thải	Nạp	
5	Thải	Nạp	Nén	Nổ	Thải	
6	Nổ	Thải	Nạp	Nén		



Hình 1-13. Sơ đồ cấu tạo trục khuỷu - thanh truyền của động cơ bốn kỳ, 6 xylanh, góc lệch công tác 120^0.

Các câu hỏi kiểm tra đánh giá

Chương 1:

1. Trình bày sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diezen 4 kỳ không tăng áp?
2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diezen 2 kỳ? So sánh động cơ 4 kỳ và 2 kỳ về cấu tạo và tính kinh tế?

CHƯƠNG 2
CHU TRÌNH CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHU TRÌNH CÔNG TÁC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Ở động cơ đốt trong, việc biến đổi nhiệt năng thành cơ năng được tiến hành thông qua hàng loạt quá trình lý hoá và nhiệt động. Các quá trình này diễn ra theo một trình tự nhất định và được lặp đi lặp lại có tính chu kỳ.

Chu kỳ công tác là tổng cộng tất cả những sự thay đổi về thể tích, áp suất và thành phần của môi chất công tác từ khi nó được nạp vào xylanh cho đến lúc thải ra khỏi động cơ.

Công suất, hiệu suất, tuổi thọ và hàng loạt chỉ tiêu kinh tế – kỹ thuật của động cơ đốt trong phụ thuộc vào sự hoàn hảo của chu trình công tác. Để đánh giá mức độ hoàn hảo đó, người ta áp dụng hai chỉ tiêu cơ bản là: Hiệu suất của chu trình và áp suất trung bình của chu trình.

2.1.1. Hiệu suất của chu trình η

Là tỷ số giữa phần nhiệt lượng được biến thành công chia cho tổng số nhiệt lượng của nhiên liệu đưa vào xylanh trong thời gian một chu trình.

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}; \qquad (2\text{-}1)$$

Trong đó: Q_1 – Nhiệt lượng đưa vào xylanh trong thời gian một chu trình (J).

Q_2 – Nhiệt lượng do môi chất công tác thải ra trong thời gian một chu trình (J).

L – Công sinh ra trong thời gian một chu trình (J).

2.1.2. Áp suất trung bình của chu trình p_{tb}

Áp suất trung bình của chu trình là tỷ số giữa công sinh ra trong một chu trình (L) chia cho thể tích công tác của xylanh (V_h).

$$P_{tb} = \frac{L}{V_h} \qquad (2\text{-}2)$$

Hiệu suất η đánh giá chu trình công tác về phương diện hiệu quả kinh tế. Hiệu suất η có giá trị càng lớn thì phần nhiệt lượng bị tổn thất trong thời gian thực hiện chu trình càng nhỏ.

Áp suất trung bình đánh giá chu trình công tác về phương diện hiệu quả kỹ thuật. Với cùng kích thước xylanh, động cơ nào có áp suất trung bình của chu trình lớn hơn sẽ có công suất lớn hơn.

2.2. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.2.1. Khái niệm về chu trình lý tưởng

Chu trình công tác của động cơ đốt trong, trong thực tế bao gồm hàng loạt các quá trình khí động, nhiệt động và hoá học rất phức tạp. Diễn biến các quá trình này phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố:

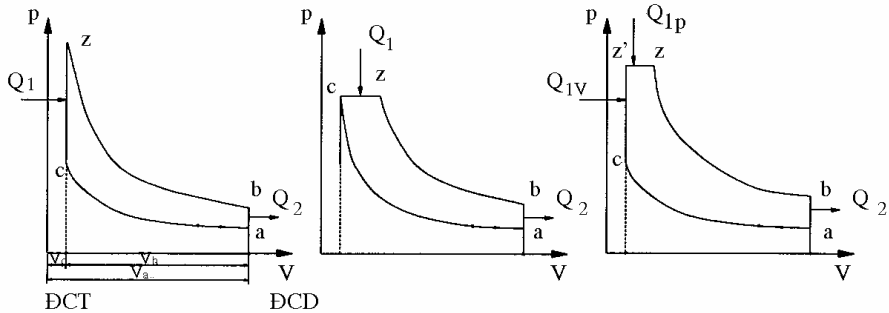
- Kết cấu động cơ (kiểu buồng cháy, tỷ số nén, phương pháp trao đổi khí,…).
- Các thông số điều chỉnh của động cơ (góc phun nhiên liệu sớm hoặc góc đánh lửa sớm, áp suất phun nhiên liệu, thành phần hỗn hợp cháy,…).
- Chế độ làm việc của động cơ (phụ tải, tốc độ quay,…).

Để nghiên cứu được dễ dàng, người ta tìm cách thay các quá trình thực tế phức tạp bằng các quá trình đơn giản hơn với mục đích thiết lập đặc tính và mức độ ảnh hưởng của các thông số và các quá trình chủ yếu tới các chỉ tiêu chu trình, qua đó có thể đề ra được phương hướng nâng cao hiệu suất và công suất động cơ thực tế. Với mục đích đó, người ta đưa ra các giả thiết như sau:

1. Môi chất công tác là khí lý tưởng với tỷ nhiệt không đổi.
2. Lượng môi chất công tác và thành phần hoá học của nó không thay đổi trong thời gian thực hiện chu trình (là chu trình kín).
3. Quá trình nén và quá trình giãn nở là những quá trình đoạn nhiệt (trong thời gian diễn ra quá trình nén và quá trình giãn nở không có sự trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với vách xylanh).
4. Quá trình cháy nhiên liệu được thay bằng quá trình cấp cho môi chất công tác một nhiệt lượng Q_1 từ nguồn nóng trong điều kiện thể tích của môi chất công tác không đổi (V=const) hoặc áp suất không đổi (p= const), hoặc theo phương thức cấp nhiệt hỗn hợp (V=const và p=const). Quá trình thải được thay bằng quá trình nhả nhiệt cho nguồn lạnh một nhiệt lượng Q_2 ở điều kiện thể tích không đổi (V=const).
5. Tất cả các quá trình diễn ra trong xylanh với một tốc độ vô cùng nhỏ, do đó coi như không có tổn thất năng lượng do ma sát và tiết lưu.

Chu trình công tác xây dựng trên cơ sở các giả thiết trên được gọi là chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong.

Căn cứ vào phương pháp cấp nhiệt cho môi chất công tác, có thể phân biệt ba loại chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong sau đây:



a) b) c)

Hình 2-1. Chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong

- Chu trình otto (chu trình cấp nhiệt đẳng tích, hình 2-1a).

- Chu trình diesel (chu trình cấp nhiệt đẳng áp, hình 2-1b).
- Chu trình seliger hoặc chu trình sabathé (chu trình cấp nhiệt hỗn hợp, hình 2-1c).

p_a – Áp suất đầu quá trình nén (N/m^2).

p_c – Áp suất cuối quá trình nén (N/m^2).

$p_z = p'_z = p_{max}$: Áp suất cực đại của chu trình (N/m^2).

p_b – Áp suất cuối quá trình giãn nở (N/m^2).

V_h – Thể tích công tác của xylanh (m^3)

V_a, V_c, V_z, V_b – Thể tích của môi chất công tác tại các điểm đặc trưng của chu trình (m^3).

$Q_1^{'}$ – Nhiệt lượng cấp cho chu trình ở điều kiện thể tích không đổi (J).

$Q_1^{''}$ – Nhiệt lượng cấp cho chu trình ở điều kiện áp suất không đổi (J).

Q_1– Tổng số nhiệt lượng cấp cho chu trình (J). $Q_1 = Q_1^{'} + Q_1^{''}$;

Q_2 – Nhiệt lượng nhả ra cho nguồn lạnh (J).

$\varepsilon = \frac{Va}{Vc}$ – Tỷ số nén.

$\lambda = \frac{Pz}{Pc}$ – Tỷ số tăng áp suất.

$\rho = \frac{Vz}{Vc}$ – Tỷ số giãn nở ban đầu (sớm).

Hiệu suất, áp suất trung bình và công của chu trình lý tưởng được gọi là hiệu suất lý thuyết, áp suất lý thuyết trung bình và công lý thuyết của chu trình, ký hiệu là η_t, p_t và L_t .

2.2.2. Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp (chu trình Sabathé)

Chu trình cấp nhiệt hỗn hợp gồm có các quá trình sau:

- Nén đoạn nhiệt: a – c
- Cấp nhiệt đẳng tích: c - z'
- Cấp nhiệt đẳng áp: z'- z
- Giãn nở đoạn nhiệt: z – b
- Nhả nhiệt đẳng tích: b - a

Nhiệt lượng cấp cho chu trình Q_1 nhiệt lượng nhả ra Q_2 và công lý thuyết của chu trình được tính như sau:

$$Q_1 = Q_1^{'} + Q_1^{''} = M.(mc_v).(T_z^{'} - T_c) + M.(mc_p).(T_z - T_z^{'}) ; \quad (2\text{-}3)$$

$$Q_2 = M.(mc_v).(T_b - T_a) ; \quad (2\text{-}4)$$

$$L_t = Q_1 - Q_2 = M.(mc_v)\left[(T_z^{'} - T_c) - (T_b - T_a)\right] + M.(mc_p).(T_z - T_z^{'}) ; \quad (2\text{-}5)$$

Trong các công thức trên:

M – Lượng môi chất công tác có trong xylanh, (kmol).

mc_v, mc_p – Tỷ nhiệt mol đẳng tích và tỷ nhiệt mol đẳng áp của môi chất công tác (J/kmol.K).

T_a , T_c, $T_{z'}$, T_z , T_b – Nhiệt độ của môi chất công tác tại các điểm đặc trưng của chu trình (K).

Trên cơ sở phương trình của các quá trình nhiệt động (quá trình đoạn nhiệt, quá trình đẳng tích, quá trình đẳng áp) có thể biểu diễn nhiệt độ của môi chất công tác tại các điểm đặc trưng thông qua nhiệt độ đầu quá trình nén như sau:

$$T_c = T_a.\left(\frac{Va}{Vc}\right)^{k-1} = T_a.\varepsilon^{k-1} \quad ; \tag{2-6}$$

$$T_{z'} = T_c.\frac{p_{z'}}{p_c} = T_c.\lambda = T_a.\varepsilon^{k-1}.\lambda \; ; \tag{2-7}$$

$$T_z = T_{z'}.\frac{V_z}{V_{z'}} = T_{z'}.\rho = T_a.\varepsilon^{k-1}.\lambda.\rho \; ; \tag{2-8}$$

$$T_b = T_z.\left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{k-1} = T_z.\left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = T_a.\lambda.\rho^k \; ; \tag{2-9}$$

Từ các phương trình trạng thái:

$$p_a.V_a = M.(\mu.R).T_a ; va \;\; p_c.V_c = M.(\mu R).T_c$$

Ta có:

$$V_h = V_a - V_c = \frac{M.(\mu R).T_a}{p_a}.\left(1 - \frac{T_c}{T_a}.\frac{p_a}{p_c}\right); \tag{2-10}$$

$$V_h = M.(mc_v)\frac{k-1}{\varepsilon}.\frac{T_a}{p_a}.(\varepsilon - 1)$$

Trong các công thức trên:

R- Hằng số chất khí, (J/kmol.K).

k- Chỉ số đoạn nhiệt $k = \dfrac{mc_p}{mv_v}$

$R = (mc_p) - (mc_v) = (mc_v).(k-1)$

Thay Tc, Tz, Tz' và Tb từ các công thức (2-6, (2-7), (2-8) và (2-9) vào các công thức (2-3), (2-4) và (2-5). Sau khi rút gọn ta được:

$$Q_1 = M.(mc_v).T_a.\varepsilon^{k-1}.\,[\lambda - 1 + k\lambda.(\rho - 1)]; \tag{2-3a}$$

$$Q_2 = M.(mc_v).T_a.(\lambda.\rho^k - 1); \tag{2-4a}$$

$$L_t = M.(mc_v).T_a.\left[\{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)\}.\varepsilon^{k-1} - \left(\lambda.\rho^k - 1\right)\right]; \tag{2-5a}$$

Thay Q_1, Q_2, L_t và Vh từ các công thức (2-3a), (2-4a), (2-5a), (2-10) vào các công thức (2-1), (2-2) và sau khi rút gọn ta được các công thức biểu diễn mối quan hệ giữa

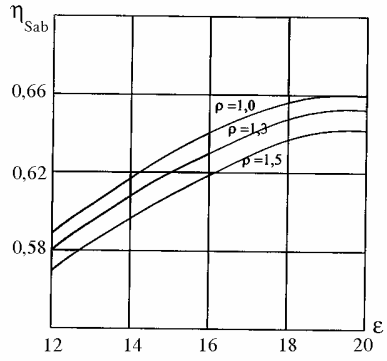
các thông số đặc trưng với hiệu suất lý thuyết (η_t S_{ab}) và áp suất lý thuyết trung bình (p_t S_{ab}) của chu trình Sabathé dưới đây:

$$\eta_t(S_{ab})=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.\frac{\lambda\rho^k-1}{\lambda-1+k\lambda.(\rho-1)}; \qquad (2\text{-}11)$$

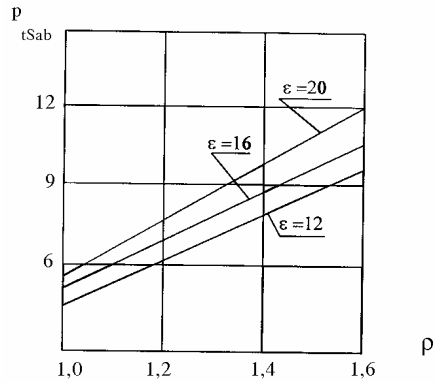
$$p_t(S_{ab})=\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}.\frac{p_a}{k-1}\left(\left[\lambda-1+k\lambda.(\rho-1)\right]\varepsilon^{k-1}-\left(\lambda\rho^k-1\right)\right); \qquad (2\text{-}12)$$

$$p_t(S_{ab})=\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}.\frac{p_a}{k-1}.\left[\lambda-1+k.\lambda.(\rho-1)\right].\eta_t(S_{ab}); \qquad (2\text{-}12a)$$

Từ các công thức (2-11) và (2-12) chúng ta thấy rằng hiệu suất lý thuyết của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp phụ thuộc vào các yếu tố sau:



Hình 2-2. Ảnh hưởng của ε và ρ đến hiệu suất lý thuyết $\eta_t(S_{ab})$, (k=1,4; λ =1,6)



Hình 2-3. Ảnh hưởng của ρ và ε tới $p_t(S_{ab})$, (k=1,4; p_a= 1bar; λ= 1,6)

- Tỷ số nén ε.
- Lượng nhiệt và phương pháp cấp nhiệt cho chu trình (λ, ρ).
- Tính chất của môi chất công tác (k).

Áp suất lý thuyết trung bình của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp phụ thuộc vào:

- Tỷ số nén ε.
- Lượng nhiệt và phương pháp cấp nhiệt cho chu trình (λ, ρ).
- Tính chất của môi chất công tác (k).
- Áp suất của môi chất công tác đầu quá trình nén (p_a).
- Hiệu suất của chu trình $\eta_t(S_{ab})$.

Khi nhiệt lượng cấp cho chu trình không đổi, hiệu suất $\eta_t(S_{ab})$ sẽ giảm, khi ta tăng ρ (tăng nhiệt lượng cấp cho chu trình ở điều kiện đẳng áp).

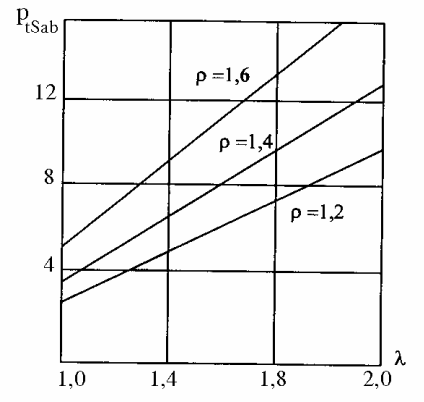
Hiệu suất sẽ có giá trị nhỏ nhất khi: $\rho=\rho_{max}$, và $\lambda = 1$. Ngược lại, hiệu suất sẽ đạt tới trị số lớn nhất khi $\lambda = \lambda_{max}$, và $\rho= 1$.

Với một tỷ lệ khác nhau giữa λ và ρ hiệu suất lý thuyết của chu trình đều tăng khi tăng tỷ số nén ε, (hình 2-2).

Từ công thức (2-12a) và các hình 2-3, hình 2-4 dễ dàng nhận thấy rằng, áp suất lý tưởng trung bình sẽ tăng khi ta tăng một trong các thông số sau:

- Tỷ số nén ε.
- Áp suất đầu quá trình nén (p_a).
- Tổng số nhiệt lượng cấp cho chu trình: $Q_1 = f(\lambda, \rho)$.
- Hiệu suất lý thuyết của chu trình $\eta_t(S_{ab})$.

Tăng phần nhiệt cấp cho chu trình ở điều kiện đẳng áp ($\lambda = 1$) hoặc ở điều kiện đẳng tích ($\rho=1$) đều làm tăng áp suất lý thuyết trung bình $p_t(S_{ab})$. Tuy nhiên với trị số λ càng lớn thì $p_t(S_{ab})$ tăng càng chậm, đồng thời áp suất cực đại của chu trình ($p_z = \lambda.p_c$) sẽ quá lớn làm tăng tổn thất cơ học ở động cơ thực tế. Biện pháp thực tế có hiệu quả để tăng áp suất trung bình của chu trình là tăng phần nhiệt cấp vào ở điều kiện đẳng áp, tất nhiên khi đó hiệu suất của chu trình sẽ giảm bớt đi chút ít.



Hình 2-4. Ảnh hưởng của ρ và λ tới $p_t(S_{ab})$, (k=1,4; p_a= 1bar; λ= 1,6)

Trong động cơ thực tế, tỷ lệ hợp lý giữa λ và ρ đảm bảo cho động cơ vừa phát ra công suất lớn (p_{tb} có trị số lớn) vừa có hiệu suất cao được quyết định bởi các biện pháp tổ chức quá trình cháy, (chương 5).

2.2.3. Chu trình otto

Chu trình Otto (còn được gọi là chu trình cấp nhiệt đẳng tích) bao gồm các quá trình sau:

Nén đoạn nhiệt:	a - c
Cấp nhiệt đẳng tích:	c - z
Giãn nở đoạn nhiệt:	z - b.
Nhả nhiệt đẳng tích:	b- a.

Bằng phương pháp đã trình bày ở mục 2.2.2 hoặc thay $\rho = 1$ vào các công thức (2-11), (2-12), (2-12a), ta có được các công thức biểu diễn mối quan hệ giữa hiệu suất lý thuyết η_t(Otto) và áp suất trung bình p_t(Otto) của chu trình lý tưởng cấp nhiệt đẳng tích như sau:

$$\eta_t(Otto)=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \quad (2\text{-}13)$$

$$p_t(Otto)=\frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}.\frac{p_a}{k-1}.(\lambda-1).(\varepsilon^{k-1}-1); \quad (2\text{-}14)$$

$$p_t(Otto)=\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1}.\frac{p_a}{k-1}.(\lambda-1).\eta_t(Otto); \quad (2\text{-}14a)$$

Các công thức cho thấy rằng: hiệu suất lý thuyết của chu trình Otto η_t(Otto) chỉ phụ thuộc vào tỷ số nén (ε) và tính chất của môi chất công tác (k). Áp suất lý thuyết trung bình của chu trình Otto p_t(Otto) phụ thuộc vào:

- Tỷ số nén ε.
- Lượng nhiệt cấp cho chu trình (λ).
- Tính chất của môi chất công tác (k).
- Áp suất của môi chất công tác ở đầu quá trình nén (p_a).
- Hiệu suất lý thuyết của chu trình η_t(Otto).

Sự ảnh hưởng của các yếu tố kể trên tới hiệu suất lý thuyết η_t(Otto) và áp suất lý thuyết trung bình cũng tương tự như đối với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp (chu trình Sabathé).

Tăng tỷ số nén là biện pháp tốt nhất để tăng hiệu suất của chu trình Otto. Biện pháp có hiệu quả để tăng áp suất lý thuyết trung bình là tăng lượng nhiệt cấp cho chu trình.

2.2.4. So sánh các chu trình lý tưởng

Động cơ đốt cháy cưỡng bức (động cơ xăng, gas) làm việc trên cơ sở chu trình Otto, còn động cơ diesel hiện nay làm việc trên cơ sở chu trình Sabathé. Chu trình cấp nhiệt đẳng áp (chu trình diesel) là chu trình lý tưởng của động cơ diesel dùng không khí nén để phun nhiên liệu vào xylanh. Sau khi phát minh và làm chủ công nghệ chế tạo thiết bị phun nhiên liệu bằng thuỷ lực (thiết bị bơm cao áp – vòi phun), loại động cơ diesel dùng không khí nén để phun nhiên liệu bị loại dần vì chúng có cấu tạo phức tạp và hiệu suất thấp.

Dưới đây chúng ta sẽ so sánh chu trình Otto và chu trình Sabathé (chu trình cấp nhiệt hỗn hợp) về phương diện hiệu quả kinh tế, tức là so sánh hiệu suất lý thuyết của chúng.

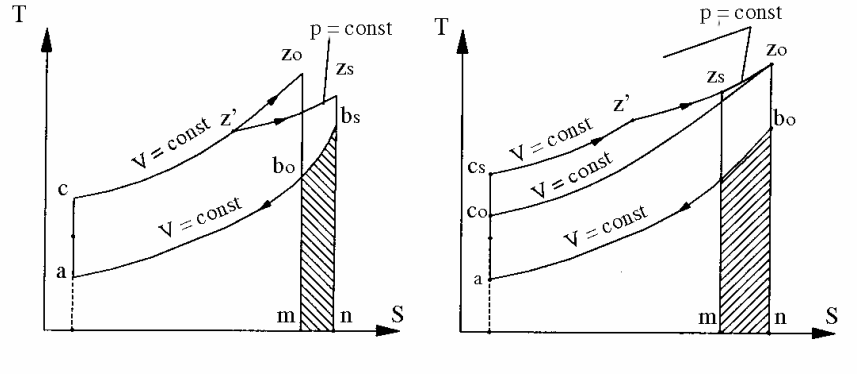
Với cùng tỷ số nén (ε) và nhiệt lượng cấp cho chu trình Q_1, thì nhiệt lượng thải ra ($Q_2(S_{ab})$) tương đương với diện tích gạch chéo trên hình 2-5a, lớn hơn nhiệt lượng thải ra ở chu trình Otto. Điều này có nghĩa là phần nhiệt lượng biến thành cơ năng L_t(Otto) hay tương ứng với nó là hiệu suất η_t(Otto) lớn hơn hiệu suất $\eta_t(S_{ab})$ của chu trình Sabathé (chu trình cấp nhiệt hỗn hợp).

Mặt khác, với cùng một tỷ số nén ε, áp suất cực đại của chu trình Otto cũng lớn hơn áp suất cực đại của chu trình Sabathé:

$$\begin{matrix}\eta_t(Otto) > \eta_t(S_{ab})\\ p_z(Otto) > p_z(S_{ab})\end{matrix}; \qquad \text{Với điều kiện cùng } \varepsilon \text{ và } Q1.$$

Trong thực tế, động cơ đốt cháy cưỡng bức chỉ có thể làm việc với tỷ số nén thấp ($\varepsilon = 6 \div 12$), trong khi đó động cơ diesel phải làm việc với tỷ số nén cao hơn rất nhiều ($\varepsilon = 14 \div 23$). Do đó mà áp suất cực đại trong động cơ diesel cao hơn trong động cơ đốt cháy cưỡng bức, cho nên dù động cơ diesel làm việc với chu trình ít kinh tế hơn động cơ đốt cháy cưỡng bức (động cơ xăng) nhưng nó lại có hiệu suất cao hơn.

Trên quan điểm thực tế, phải so sánh các chu trình trong cùng các điều kiện áp suất cực đại (p_z) và nhiệt lượng cấp vào Q_1 là như nhau. Trên hình 2-5b trình bày cách so sánh như vậy. Chúng ta thấy rằng chu trình Otto ($a - c_c - z_0 - b_0 - a$) có tỷ số nén nhỏ hơn và nhả ra số nhiệt lượng lớn hơn so với chu trình Sabathé ($a - c_S - z' - z_S - b_S - a$). Như vậy nếu có áp suất cực đại và nhiệt lượng cấp cho môi chất công tác như nhau, chu trình Sabathé sẽ có hiệu suất cao hơn hiệu suất chu trình Otto.



a) b)

Hình 2-5. So sánh các chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong trên cơ sở đồ thị T-S, (hình a cùng ε và Q_1, hình b cùng áp suất cực đại và Q_1)

2.3. CHU TRÌNH THỰC CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong trình bày ở phần trên là một loại chu trình nhiệt động kín và thuận nghịch. Trong khi thực hiện chu trình không có tổn thất năng lượng nào ngoài phần nhiệt nhả ra cho nguồn lạnh đã được quy định theo định luật thứ II của nhiệt động học.

Chu trình công tác thực tế của động cơ đốt trong (gọi tắt là chu trình công tác hay chu trình thực) gồm có 4 quá trình cơ bản: nạp, nén, cháy- giãn nở và thải. Các quá trình này hợp thành một chu trình hở và không thuận nghịch vì những lý do sau đây:

1) Môi chất công tác trong chu trình là một hỗn hợp các khí thực (không khí, hơi nhiên liệu và các sản phẩm cháy). Trong thời gian thực hiện chu trình thực, tỷ nhiệt của môi chất công tác biến đổi liên tục theo nhiệt độ, áp suất và thành phần hoá học của hỗn hợp khí trong xylanh.

2) Quá trình cháy nhiên liệu làm thay đổi về cơ bản thành phần hoá học của môi chất công tác. Lượng môi chất công tác cũng có sự thay đổi do không gian công tác của xylanh không hoàn toàn kín.

3) Quá trình nén và quá trình giãn nở không phải là quá trình đoạn nhiệt vì trong thời gian diễn ra các quá trình ấy còn có sự trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với thành vách xylanh.

4) Nhiệt lượng cấp cho chu trình Q_1 được sinh ra trong quá trình đốt cháy nhiên liệu trực tiếp trong xylanh của động cơ. Nhiệt lượng Q_2 được thải ra ngoài cùng với khí thải.

5) Cuối chu trình, môi chất công tác đã giãn nở sinh công, được thải ra ngoài và môi chất công tác mới được nạp vào xylanh để thực hiện chu trình tiếp theo. Khi môi chất công tác lưu động phải tiêu hao một phần năng lượng nhất định do ma sát và do tiết lưu.

Từ những điều trình bày ở trên, chúng ta có thể hình dung ra rằng: Ngoài các thông số đặc trưng đối với chu trình lý tưởng (tỷ số nén, áp suất đầu quá trình nén, chỉ số đoạn nhiệt k, nhiệt lượng và phương pháp cấp nhiệt), chu trình công tác ở động cơ đốt trong thực tế còn phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố khác nữa. Vì vậy, việc nghiên cứu các quá trình, tạo nên chu trình thực là rất cần thiết nhằm tìm ra quy luật diễn biến của chúng, phát hiện ra những yếu tố ảnh hưởng tới các quá trình ấy, trên cơ sở đó xác định được phương pháp nâng cao các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Tìm ra được quy luật chung của sự diễn biến các quá trình còn cho phép tạo nên những phương pháp tính toán dùng vào việc thiết kế các động cơ mới.

Các câu hỏi kiểm tra đánh giá

Chương 2: Chu trình công tác của động cơ đốt trong

1. Các chỉ tiêu đánh giá chu trình công tác của động cơ đốt trong?
2. Các giả thiết nghiên cứu chu trình lý tưởng, các loại chu trình lý tưởng được sử dụng trong động cơ đốt trong?

CHƯƠNG 3
MÔI CHẤT CÔNG TÁC VÀ TÍNH CHẤT CỦA NÓ

3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Môi chất công tác là chất dùng để thực hiện một chu trình công tác thực tế của động cơ. Đối với động cơ đốt trong môi chất công tác gồm có chất oxy - hoá, nhiên liệu và sản vật cháy của nhiên liệu. Đa số các động cơ đốt trong dùng không khí làm chất oxy hoá. Trong khi thực hiện một chu trình công tác của động cơ môi chất công tác luôn luôn thay đổi về tính chất lý hoá của nó.

Ở hành trình nạp, tuỳ thuộc vào loại động cơ mà người ta đưa vào xylanh không khí hoặc hỗn hợp khí mới (hỗn hợp giữa các khí cháy, hơi hoặc hạt rất nhỏ của nhiên liệu lỏng với không khí ngoài trời). Không khí hoặc hỗn hợp khí mới đưa vào xylanh trong một chu trình công tác và ở lại đó cho tới khi bắt đầu nén gọi là khí nạp mới.

Ở hành trình nén, môi chất công tác gọi là khí hỗn hợp công tác, đó là hỗn hợp giữa không khí hoặc hỗn hợp khí mới với khí sót, khí sót là sản vật cháy còn sót lại ở trong xylanh của chu trình công tác trước đó, mà không thải hết ra ngoài được.

Ở hành trình giãn nở và thải, môi chất công tác được gọi là sản vật cháy của nhiên liệu.

Đối với động cơ đốt trong nhiệt năng cần thiết để chuyển thành công cơ giới là do kết quả của các phản ứng hoá học giữa nhiên liệu đưa vào xylanh với oxy của không khí. Thời gian để tiến hành những phản ứng đó trong các động cơ hiện đại rất bị hạn chế và chỉ chiếm khoảng một phần nghìn đến một phần trăm giây.

Quá trình chuẩn bị hỗn hợp nhiên liệu với không khí cho các phản ứng hoá học dài hay ngắn là tuỳ thuộc vào phương pháp hình thành khí hỗn hợp (nhiên liệu + không khí) và sự diễn biến của các phản ứng hoá học thì lại dựa vào các yêu cầu đối với nhiên liệu dùng cho động cơ đốt trong.

Đối với động cơ đốt trong kiểu piston người ta chỉ sử dụng những loại nhiên liệu dễ trộn hoà với không khí để hình thành hỗn hợp cháy và trong sản phẩm cháy không chứa tro, vì nếu có tro, dù là rất ít, nó sẽ bám vào vách xylanh và làm cho xéc măng, piston, và lót xy lanh hao mòn rất nhanh. Cho nên đối với động cơ đốt trong kiểu piston chỉ dùng nhiên liệu khí, hoặc nhiên liệu lỏng không chứa tro.

Còn nhiên liệu thể rắn chỉ có thể sử dụng cho động cơ sau khi đã biến nó thành nhiên liệu thể lỏng hoặc thành khí trong các thiết bị đặc biệt.

3.2. DẦU MỎ - SẢN PHẨM CHẾ BIẾN DẦU MỎ - NHIÊN LIỆU SỬ DỤNG CHO ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.2.1. Dầu mỏ và thành phần hoá học của dầu mỏ

Dầu thô được khai thác từ lòng đất, có màu đen và được gọi chung là dầu mỏ. /Petroleum/. Thành phần chủ yếu là các hydrocacbon và một số tạp chất khác.

Nguyên tử C liên kết với các nguyên tố H tạo thành các chuỗi với độ dài liên kết khác nhau. Mạch liên kết đó rất đa dạng và là nguyên nhân chính tạo ra những đặc tính lý hoá và màu sắc rất khác nhau của dầu mỏ. Với CH_4 nó là khí mê tan có màu trắng và nhẹ như khí heli. Chuỗi liên kết các bon càng dài thì nó càng nặng: Từ C_1 (metan CH_4) qua C_2 (êtan C_2H_6); C_3 (propan C_3H_8) và C_4 (butan C_4H_{10}) tất cả đều là dạng khí và chúng có điểm sôi tương ứng là (-107,-67,-43 và -18^0C).

Với chuỗi liên kết C nhỏ hơn 18 (từ $C_{18}H_{38}$ trở xuống) thì phân đoạn dầu mỏ này tồn tại dưới dạng lỏng (trong điều kiện nhiệt độ trong phòng) từ C_{19} trở lên là các chất rắn (ở nhiệt trong phòng).

Phân đoạn từ C_5 đến C_7 được gọi là naphta, màu sáng, thể lỏng, sạch và rất dễ bay hơi.

Nó được sử dụng chủ yếu để làm dung môi chế tạo sơn mau khô.

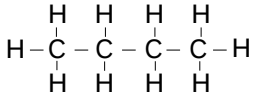
Phân đoạn từ C_7 (C_7H_{16}) đến C_{11}($C_{11}H_{24}$) được sử dụng để pha chế xăng động cơ (Motor Gasoline). Tất cả chúng đều có nhiệt độ bay hơi thấp hơn nhiệt độ bay hơi của nước.

Kế tiếp theo phân đoạn từ C_{12} đến C_{15} là phân đoạn kerosen (dầu hoả), tiếp đó là phân đoạn nhiên liệu diesel và nhiên liệu nặng hơn (giống nhiên liệu đốt lò trong nhà - FO nhẹ).

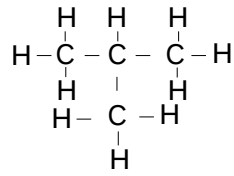
Phân đoạn kế tiếp là phân đoạn dầu nhờn.

Từ C_{20} trở lên là phân đoạn chất rắn, khối đầu là sáp parafin, hắc ín và cuối cùng là nhựa đường. Tóm lại, cấu trúc học của phân tử hydrocacbon có thể biến đổi một cách hết sức linh hoạt. Sản phẩm chính có thể là các loại sau:

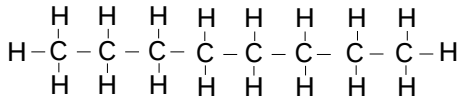
Parafin:- Parafin có cấu tạo hoá học cơ bản là C_nH_{2n+2} (n là số tự nhiên từ 1 đến 20).



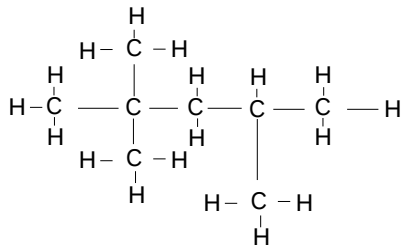
Butan C_4H_{10}



Iso-Butan C_4H_{10}



n - Ốctan C_8H_{18}



Iso ốctan C_8H_{18}

Phân tử Parafin có dạng mạch thẳng và mạch nhánh

- Parafin có mặt trong các phân đoạn khí ga (hoặc khí ga hoá lỏng) như mêtan, êtan (ethane), Propan (propane), butan(butane).

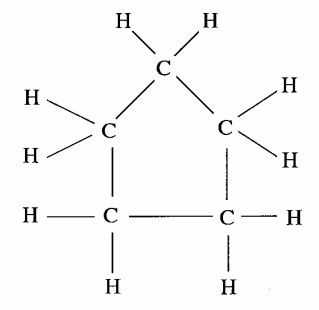
Kết cấu phân tử của hydrocacbon càng chặt thì tính chống kích nổ (được xác định bằng số ốctan) càng cao.

Trong xăng dùng cho động cơ đốt cháy cưỡng bức, tốt nhất là thành phần của nó nếu có các chất đồng vị của ankan (iso ankan) bởi vì chúng rất khó kích nổ.

Do đó chất iso ốc tan dùng để so sánh đánh giá tính chất kích nổ của xăng.

Đối với nhiên liệu diesel thành phần tốt nhất là ankan thông dụng, vì so với các liên kết của các chất iso ankan nó có nhiệt độ tự cháy thấp hơn. Do đó người ta dùng dầu mỏ có thành phần nặng để làm nhiên hiệu diesel.

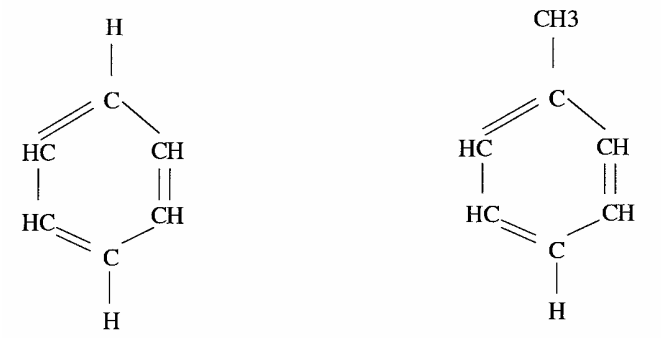
Xycloankan (napten) cũng được gọi là paraphin vòng có kết cấu phân tử vòng trong đó có chứa những vòng kín gồm 5 hoặc 6 nguyên tử các bon liên kết đơn. Dưới đây lấy kết cấu phân tử của chất xyclopentan C_5H_{10} thí dụ:



Xyclopentan C_5H_{10}

Cấu trúc phân tử vòng như trên là đặc điểm của loại xycloankan, nó bảo đảm tính khó bốc cháy lớn. Trong xăng có chứa xycloankan sẽ tăng được độ bền vững kích nổ.

Hydrocabon thơm (Aromatics): Các chất thơm là những hợp chất mạch vòng, tồn tại một hệ thống electron có cấu trúc đặc biệt gọi là tính chất thơm. Nó có cấu trúc phân tử vòng với nhân bezen có 3 liên kết kép và ba liên kết đơn. Công thức về cấu trúc benzen và họ thứ nhất của nó là mêtylbenzen (Toluen) được biểu thị dưới đây:



Benzen Metylbenzen $C_6H_5(CH_3)$

Tính bền vững cao của hydrocacbon thơm với nhân benzen được giải thích là do cấu trúc vòng.

Trong xăng có chứa hydrocacbon thơm sẽ nâng cao được tính chống kích nổ. Số lượng của nó, chứa trong dầu mỏ thiên nhiên và trong xăng thương phẩm (bán trên thị trường) thông thường rất ít.

Muốn nâng cao tính chống kích nổ của nhiên liệu thì trong nhiên liệu phải chứa 40% hoặc lớn hơn các loại hydrocacbon thơm.

Trong nhiên liệu lỏng thường chứa khoảng 80-90% ankan và xycloankan.

Họ hydrocacbon không no (anken) hay còn gọi là ôlefine: phân tử có cấu trúc mạch thẳng hoặc nhánh với một liên kết đôi có thể ở dạng lỏng hoặc khí.

Ví dụ: Eten, Hecxen

Công thức cấu tạo:

$CH_2 = CH_2$ (Eten) ; $CH_3 – CH = CH – CH_2– CH_2– CH_3$ (hecxen)

3.2.2. Sản phẩm chế biến từ dầu mỏ

Như ở phần trên đã biết dầu thô là một sản phẩm hỗn hợp của rất nhiều cấu tử, nó pha tạp và lẫn lộn đến hàng trăm loại hydrocacbon khác nhau (chưa kể các cơ kim và các hợp chất khác). Vì vậy xử lý và chế biến dầu thô là một vấn đề khá khó khăn. Nhưng nhờ vào đặc tính của các loại hydrocacbon là có điểm sôi khác nhau nên người ta có thể chưng cất để tách ra và thu lấy từng loại khác nhau. Đó là đặc trưng chính của công nghệ lọc dầu.

Ngày nay với công nghệ lọc dầu ngày càng cải tiến người ta có thể thu được các loại sản phẩm chính như sau:

Khí dầu mỏ (petroleum gas) nó được dùng để sưởi ấm, nấu ăn và chế biến ra các sản phẩm nhựa (making plastics). Thành phần chủ yếu là các ankan với cấu trúc có từ 1 đến 4 nguyên tử các bon như metan, etan, propan, và butan chúng có khoảng nhiệt độ sôi 40^0C. Thường được sử dụng dưới dạng khí dầu mỏ hoá lỏng (LPG).

Náphta (Naphtha) hay Ligroin - Là sản phẩm trung gian để đưa đi chế biến, pha chế thành xăng thương phẩm. Thành phần chủ yếu là các ankan với hỗn hợp các mạch H-C có chứa từ 5 đến 9 nguyên tử các bon khoảng nhệt độ sôi từ (60 - 100^0C).

Xăng (Gasoline motor Fuel), hỗn hợp các alkan và xycloalkan. Có từ 5 đến 12 nguyên tử cácbon. Khoảng nhiệt độ sôi từ (40-205^0C)

Dầu hoả (Kerosene Fuel) dùng cho động cơ phản lực (For Jet engines) và máy bay cánh quạt (Tractors). Đây là nguyên liệu đầu vào để sản xuất nhiều sản phẩm khác. Đặc trưng là chất lỏng, là hỗn hợp của các alkan với 10 đến 18 nguyên tử cácbon và các chất thơm khác. Khoảng nhiệt độ sôi từ 175-325^{o}C.

Diesel dùng làm nhiên liệu cho động cơ diesel (diesel oil – DO) hoặc dầu đốt (Heating Oil). Là nhiên liệu đầu vào sản xuất nhiều sản phẩm khác. Đặc trưng là chất lỏng bao gồm các alkan từ 12 nguyên tử C trở lên. Khoảng nhiệt độ sôi từ 250-350^{o}C.

Dầu nhờn (lubricating oil) - được dùng để làm dầu bôi trơn cho động cơ, mỡ nhờn và các loại dầu nhờn khác. Đặc trưng là chất lỏng có liên kết chuỗi dài (từ 20 đến 50 nguyên tử C bao gồm các alkan, xycloalkan và các chất thơm. Khoảng nhiệt độ sôi từ $300 \div 370^oC$.

Dầu nặng (Heavy oil) hoặc nhiên liệu đốt lò (Fuel oil – FO). Được dùng làm nhiên liệu cho nhiều sản phẩm khác. Đặc trưng là chất lỏng, có liên kết chuỗi dài (từ 20 đến 70 nguyên từ các bon). Bao gồm các alkan, xycloalkan và các chất thơm. Khoảng nhiệt độ sôi từ $370 – 600^oC$.

Phần sót lại sau chưng cất (Residuals), bao gồm cặn cốc (Coke) nhựa đường atphan và hắn ín, sáp (Waxes). Chúng là những nguyên liệu đầu vào để sản xuất ra nhiều sản phẩm thương mại khác nhau có những đặc tính rất đáng chú ý như rắn và có cấu tạo hợp chất phức tạp tới 70 hoặc hơn các nguyên tử C và có thể đạt tới khoảng nhiệt độ sôi lớn hơn 600^oC.

3.2.3. Nhiên liệu sử dụng cho động cơ đốt trong

Đối với động cơ đốt trong kiểu piston trên thế giới và ở Việt Nam hiện nay chủ yếu sử dụng hai loại nhiên liệu chế biến từ dầu mỏ không chứa tro là nhiên liệu thể khí chủ yếu là khí dầu mỏ hoá lỏng LPG và nhiên liệu lỏng xăng (Motor gasoline, Mogas) và nhiên liệu diesel (diesel oil – DO).

3.2.3.1. Khí dầu mỏ hoá lỏng LPG (Liquefied Petroleum Gases)

Khí dầu mỏ hoá lỏng (viết tắt là LPG) thu được từ quá trình chế biến dầu được hoá lỏng, bao gồm hỗn hợp các loại hyđrocacbon khác nhau.

Thành phần hoá học chủ yếu của LPG là hyđrocacbon no có công thức chung là: C_nH_{2n+2} như:

+ Propan: (C_3H_8) và Butan (C_4H_{10})

+ Propylen: (C_3H_6) và Butylen (C_4H_8)

Thành phần cơ bản của LPG thương phẩm:

- Sản phẩm LPG có thể chứa ít nhất một trong các thành phần sau:

+ Propan thương phẩm: có thành phần chủ yếu là hyđrocacbon (C_3). Trong thành phần propan thương mại cho phép có butan/butylen với hàm lượng không đáng kể hoặc có dấu vết của êtan /etylen.

+ Butan thương phẩm: Có thành phần chủ yếu là hyđrocacbon C_4, thường là hyđrô các bon dạng n – bu tan hoặc butylen.

+ Hỗn hợp butan – propan. Do các nhà kinh doanh và nhà sản xuất quyết định thành phần.

Ứng dụng làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong.

Ứng dụng LPG thương phẩm thường được phân thành 4 loại chính dựa trên thành phần hyđrocacbon của nó như sau:

- Propan thương phẩm: Sử dụng chủ yếu làm nhiên liệu cho các loại động cơ hoạt động trong điều kiện khắc nghiệt của môi trường như nhiệt độ thấp, áp suất cao.
- Butan thương phẩm: Sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ đòi hỏi độ bay hơi thấp hơn.
- Hỗn hợp propan – butan thương phẩm: Sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ đòi hỏi độ bay hơi trung bình.
- Propan chuyên dùng: Là sản phẩm có chất lượng cao, thành phần chủ yếu là propan, được sử dụng cho các động cơ đốt trong đòi hỏi nhiên liệu có khả năng chống kích nổ cao.

Trong các loại sản phẩm nói trên, chỉ có hỗn hợp propan – butan là thích hợp cho việc chế biến thành sản phẩm khí đốt gia dụng và nhiên liệu cho động cơ đốt trong (Auto Gas). Vì chúng có áp suất bão hoà và nhiệt độ bay hơi thích hợp trong những điều kiện sinh hoạt cụ thể.

Thí dụ: LPG của petrolimex được tồn chứa ở dạng bão hoà với thành phần: 70% Butan + 30% propan được hoá lỏng ở nhiệt độ (-42^o) có áp suất (4,5÷7,8)kG/cm^2.

- Bản thân khí gí (PG) không mùi, nhưng khi vận chuyển bằng đường ống để cung cấp cho các cụm công nghiệp hoặc dân dụng để sử dụng hoặc khí hoá lỏng và nạp vào bình gas thương mại, người ta cho thêm một lượng nhất định Mercaptan có mùi đặc trưng để dễ phát hiện phòng khi khí gas hoặc bình gas bị rò rỉ và xì khí ra ngoài sẽ dễ dàng nhận biết được.

Khí ga nặng hơn không khí, nên khi bị xì ra thường chìm xuống các vị trí thấp và kín, nếu không phát hiện kịp thời (nhờ mùi đặc trưng) thì khi gặp ngọn lửa hoặc tia điện gây ra cháy nổ, mất an toàn.

Dưới đây giới thiệu một số đặc tính của LPG thương phẩm.

Bảng 3.1. Đặc tính chung của propan và butan thương phẩm

TT	Các đặc tính	Đơn vị đo	PROPAN	BUTAN
	Nhiệt độ tới hạn	^{o}C	95	150
	Điểm sôi	^{o}C	- 45	0
	Tỷ trọng thể lỏng d15/4	^{o}C	0,51	0,575
	Tỷ trọng thể hơi (d không khí = 1)	^{o}C	1,52	2,01
	Thể tích riêng thể hơi ở O^{o}C và 760 mmHg	m^3/kg	0,51	0,385
	Thể tích riêng thể hơi/ lỏng ở O^{o}C	m^3/kg	274	233
	Áp suất hơi ở ^{o}C ở 50^{o}C	kG/cm^2	47,57÷5,7 17÷21,5	1,03÷2,0 5÷6,25

	Ẩn nhiệt bay hơi ở 15^{o}C	kcal/kg	85,5	89
	Năng suất toả nhiệt thực tế	kcal/kg	11.000	10.900
	Năng suất toả nhiệt chung	kcal/kg	11.900	11.800
	Không khí cần đốt cháy	kg/kgLPG	15,6	15,3
	Khí CO_2 trên lý thuyết	% SPđốt cháy	13,9	14,1

Bảng 3.2. Tiêu chuẩn chất lượng LPG do petrolimex đảm bảo kinh doanh

TT	Các chỉ tiêu chất lượng sản phẩm	Phương pháp thử	Mức qui định
1	Tỷ trọng		
1-1	Specific. Gravity 60/60F (tỷ trọng Anh) mex	ASTM – D.1657	0.,5531
1-2	Đensity 15/4^{o}C max		0,5533
2	Áp suất hơi – Vapour Pressure 37^{0}8CKPa	ASTM – D2548	480-820
3	Thành phần Carbuahydro% mol (phần tử gam)	ASTM – DZ163	
-	Etan $CH_3 – CH_3$ (Viết tắt C_2)		0,2 ÷ 1
-	Propan $CH_3 – CH_2 – CH_3$ (C_3)		30 ÷ 40
-	Butan $CH_3 – CH_2 – CH_2 – CH_3$ (C_4)		60 ÷ 70
4	Ăn mòn đồng – Corrosion at 37,8^{o}C/1h	ASTM – D1838	N – 1
5	Nhiệt trị – Calorg Value kcal/kg	ASTM – D2518	9,552-13,134
6	Lưu huỳnh – Sulphur ppm max	ASTM – D2784	170
7	Nước tự do – Free Water		Không
8	Hàm lượng hyđrogen Sulfide ppm(mm)	ASTM – D2420	Negative

ASTM/American Society For Testing Material/ Hiệp hội thử nghiệm vật liệu Hoa Kỳ.

3.2.3.2. Những tính chất cơ bản của nhiên liệu lỏng

Nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong chủ yếu là những loại sản phẩm của quá trình lọc dầu (chưng cất dầu mỏ). Nó là một hỗn hợp của nhiều các hyđrocacbon có kết cấu phân tử khác nhau, quyết định tính chất lý hoá cơ bản của nhiên liệu và ảnh hưởng rất nhiều tới quá trình bốc hơi và cháy của nhiên liệu.

Thành phần chủ yếu của dầu mỏ (cùng là thành phần chủ yếu của nhiên liệu lỏng chưng cất từ dầu mỏ) là những hyđrocacbon sau đây: Paraphin (alkan) C_nH_{2n+2}, napten

(xycloankan) C_nH_{2n} và hyđrocacbon thơm dạng C_nH_{2n-6}. Ngoài ra còn chứa rất ít các chất ôlêphin.

Trung bình trong nhiên liệu lỏng (chế biến từ dầu mỏ) có chứa 84-85% các bon, 12÷14% hydro, còn lại là nitơ, oxy và lưu huỳnh.

Tính chất lý hoá của nhiên liệu lỏng phụ thuộc vào tỷ lệ thành phần của các nhóm nói trên. Tuỳ theo tỷ lệ thành phần của các nhóm nói trên. Tuỳ theo điều kiện tiến hành các chu trình công tác (phương pháp hình thành hỗn hợp, phương pháp đốt cháy...) mà có những yêu cầu khác nhau đối với nhiên liệu dùng cho động cơ đốt trong.

Theo những chỉ tiêu chính người ta chia nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong thành hai nhóm:

- Nhiên liệu nhẹ dùng cho động cơ xăng (motor gasoline).
- Nhiên liệu nặng dùng cho động cơ diesel (diesel oil) tất cả nhiên liệu lỏng lấy từ dầu mỏ chủ yếu gồm các nguyên tố sau: Các bon (C), hyđro (H_2) và oxy (O_2). Đôi khi trong nhiên liệu còn có một lượng rất ít lưu huỳnh (S) và nitơ (N_2).

Nếu không tính đến S và N_2 trong nó, thì thành phần nguyên tố tính theo trọng lượng của bất kỳ loại nhiên liệu lỏng nào cũng có thể viết theo công thức tổng quát sau:

$$C + H + O = 1 \qquad (3\text{-}1)$$

Trong đó: C, H, O: Số phần trăm tính theo trọng lượng của các bon, hydro và oxy chứa trong 1kg nhiên liệu lỏng.

Bảng biểu thị những trị số trung bình về thành phần nguyên tố và các chỉ tiêu khác của các loại nhiên liệu lỏng dùng cho động cơ đốt trong. (MOGAS và DO).

Bảng 3.3. Thành phần nguyên tố và đặc tính của xăng và nhiên liệu diesel.

TT	Thông số	Xăng	Nhiên liệu diesel
1	Thành phần tính theo trọng lượng (kg)		
	C	0,855	0,87
	H	0,145	0,126
	O	-	0,004
2	Trọng lượng phân tử μ_{nl}, đvc	110 ÷ 120	180 ÷ 200
3	Nhiệt trị thấp Q_H MJ/kg(kcal/kg)	44(10.500)	42,5(10150)
4	Nhiệt trị của hỗn hợp khi α=1	83,9	86,0
	Tính theo MJ/Kmol (hoặc kcal/Kmol)	(20.000)	(20.500)
5	Lượng không khí cần thiết lý thuyết để đốt cháy 1kg nhiên liệu tính theo kmol (hoặc kg)	0,512 (15)	0,496 (15)
6	Độ nhớt động học ở 20^{o}C tính theo xăngtixtốc (V_{20}, cst)	0,60 ÷ 0,85	2,5 ÷ 8,5

Vậy tính chất của xăng và nhiên liệu diesel được đánh giá bằng những tính chất chính sau:

1. Tính bốc hơi của nhiên liệu – thành phần chưng cất của chúng

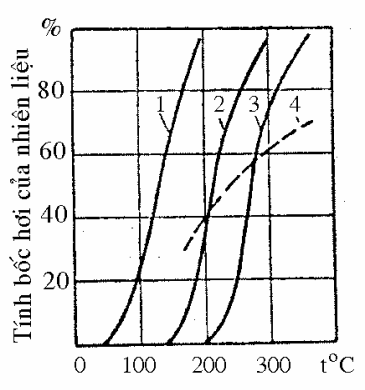
Tính bốc hơi của nhiên liệu có ý nghĩa rất lớn đối với tất cả các loại động cơ chạy bằng nhiên liệu lỏng. Đặc biệt là đối với động cơ chạy bằng nhiên liệu khí hoá lỏng (LPG) có tính bốc hơi rất mạnh. Tính bốc hơi có ý nghĩa rất lớn đối với động cơ xăng , còn động cơ diesel tính bốc hơi của nhiên liệu so với các động cơ khác có kém hơn, nhưng cũng có ý nghĩa quan trọng vì nhiên liệu sau khi phun vào xylanh nếu bốc hơi nhanh thì nhiên liệu hoà trộn với không khí sẽ tốt hơn và sự cháy sẽ nhanh hơn. Tính bốc hơi của nhiên liệu phụ thuộc vào thành phần chưng cất của nhiên liệu và được xác định trong một thiết bị đặc biệt bằng cách đốt nóng nhiên liệu và tách dần những chất chưng cất sôi trong một nhiệt độ nhất định và cho ngưng tụ lại.

Vậy *thành phần chưng cất của nhiên liệu là tỷ lệ phần trăm các chất chưng cất có nhiệt độ sôi khác nhau.* Nó là một trong những chỉ tiêu quan trọng nhất đánh giá phẩm chất của nhiên liệu đặc biệt là xăng ôtô (tính năng khởi động, tính tăng tốc, công suất và tính kinh tế. Những nhiệt độ ứng với 10%, 50%, 90% thể tích nhiên liệu sôi và nhiệt độ sôi cuối cùng của nhiên liệu là những đặc điểm đặc trưng của mỗi một loại nhiên liệu.

Đường cong biểu thị mối quan hệ phụ thuộc giữa thành phần chưng cất của nhiên liệu với nhiệt độ gọi là đường cong đặc tính chưng cất của nhiên liệu.

Thành phần chưng cất có ảnh hưởng rất lớn tới quá trình bốc hơi hoàn toàn, tốc độ hình thành khí hỗn hợp (nhiên liệu + không khí) và quá trình cháy.

Trên hình 3-1 biểu thị những đường cong đặc tính chưng cất của các nhiên liệu khác nhau và của dầu mỏ. Đối với xăng (đường 1) quá trình chưng cất bị giới hạn bởi nhiệt độ từ (35÷55) đến 200°C đối với nhiên liệu diesel (đường 3) từ (185÷200) đến 350°C. Đối với dầu mỏ thiên nhiên (dầu thô) đường 4 là đường chưng cất không kết thúc ở phạm vi nhiệt độ đã được xác lập đối với nhiên liệu của động cơ. Ở 350°C chỉ có 70% dầu mỏ sôi. Đường 2 đặc trưng cho sự chưng cất của dầu hoả mà trước đây được sử dụng ở các động cơ máy kéo đốt cháy cưỡng bức (châm lửa) bằng tia lửa điện.



Hình 3-1. Đường cong đặc tính chưng cất của các nhiên liệu khác nhau

2. Nhiệt độ bén lửa (hay nhiệt độc bốc cháy)

Là nhiệt độ khiến cho hỗn hợp nhiên liệu và không khí bốc cháy khi châm lửa và tiếp tục cháy. Nó phản ánh số lượng chất chưng cất nhẹ trong nhiên liệu và dùng làm chỉ tiêu phòng hoả. Nhiệt độ bén lửa thường không được thấp hơn 65°C.

3. Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiệt độ thấp mà hỗn hợp nhiên liệu và không khí tự cháy mà không phải châm lửa.

Nhiệt độ này phụ thuộc vào loại nhiên liệu và thông thường giảm khi tăng trọng lượng phân tử của nhiên liệu. Đó là một trong những nguyên nhân khiến người ta dùng nhiên liệu nặng trong động cơ diesel.

Đối với động cơ diesel tính chất nhiên liệu được đánh giá theo tính tự cháy, đó là một khái niệm tương đối rộng hơn khái niệm nhiệt độ tự cháy. (Bởi vì khi lựa chọn nhiên liệu dùng cho động cơ diesel thời gian chuẩn bị bốc cháy nhiên liệu dài hay ngắn có một ý nghĩa thực tế trực tiếp mà không nên căn cứ vào nhiệt độ tự cháy).

4. Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel

Một trong những tính chất quan trọng nhất của nhiên liệu dùng cho động cơ diesel là tính tự cháy. Như ta đã biết nhiên liệu phun vào xylanh không phải tự bốc cháy ngay mà phải qua một thời gian chuẩn bị để tự bốc cháy, trong thời gian này nhiên liệu có sự thay đổi về lý học và hóa học.

Giai đoạn này (tính từ lúc nhiên liệu được phun vào xy lanh đến khi nhiên liệu tự bốc cháy) được gọi là thời kỳ cháy trễ (muộn) và được biểu thị bằng thời τ_i giây hoặc biểu thị bằng góc quay của trục khuỷu φ_i.

Để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel người ta thường dùng trị số xêtan (Xe)

Trị số xê tan là một đơn vị đo quy ước đặc trưng cho tính tự cháy của nhiên liệu diesel và được đo bằng % thể tích hàm lượng n – xêtan ($C_{16}H_{34}$) trong hỗn hợp của nó với α-metyl naptalin ở điều kiện chuẩn (theo quy ước α-metyl naptalin có trị số Xe = 0 và n – Xêtan có trị số Xe = 100).

Trị số Xe được xác định theo phương pháp thử: ASTM – D.613 của Hoa Kỳ

Ở đây: Xe là hyđrocacbon loại parafine thông dụng $C_{16}H_{34}$ có trị số Xe = 100.

α - metyl naptalin (Anphametin naptalin) là loại các hyđrocacbon thơm hai vòng có chứa một nhóm metyl trộn lẫn với các nguyên tử hydro (α-$C_{10}H_7CH_3$) chất này khó bốc cháy có trị số Xe = 0.

Trị số Xe ngoài ý nghĩa là thước đo chất lượng cháy của nhiên liệu còn ảnh hưởng đến sự cháy sinh công cứng của động cơ (tương tự như cháy kích nổ của động cơ xăng).

Yêu cầu của trị số Xe phụ thuộc vào thiết kế, kết cấu, kích thước, đặc điểm của sự thay đổi tốc độ và tải trọng của động cơ, phụ thuộc vào điểm khởi động, điều kiện khí hậu nơi sử dụng động cơ.

Theo tiêu chuẩn Việt Nam về nhiên liệu diesel.

TCVN 5689-2005	Trị số Xe là: 46
TCVN 5689-2002	Trị số Xe là: 45

5. Đánh giá tính chất chống kích nổ của nhiên liệu dùng cho các động cơ đốt cháy cưỡng bức nhờ tia lửa điện

Tính chất chống kích nổ là một trong những chỉ tiêu quan trọng dùng để đánh giá chất lượng của nhiên liệu dùng cho động cơ đốt trong, đốt cháy cưỡng bức. Khi dùng loại nhiên liệu có tính chống kích nổ không thích hợp với tỷ số nén, kết cấu của động cơ... Quá trình cháy trong động cơ sẽ bị phá hoại và dẫn đến cháy kích nổ. Tính chất kích nổ của nhiên liệu có liên quan chặt chẽ với tính tự cháy của nhiên liệu, nó phụ thuộc vào thành phần của nhiên liệu.

Một trong những phương pháp được dùng rộng rãi đánh giá tính chất chống kích nổ của nhiên liệu (xăng ôtô) là dùng trị số ốc tan (octane Number).

- *Trị số octane (Octane Number)* là một đơn vị do qui ước dùng để đặc trưng cho khả năng chống cháy kích nổ của nhiên liệu và nó được đo bằng % thể tích của iso – Octane (2,2,4 trimetyl pentan C_8H_{18}) trong hỗn hợp của nó với n – Heptan (C_7H_{16}), tương đương với khả năng chống kích nổ của nhiên liệu thử nghiệm ở điều kiện chuẩn.

(n – heptane qui ước có trị số ốc tan = 0 và iso octane qui ước có trị số ốc tan = 100).

Để đánh giá khả năng chống kích nổ có 3 trị số:

RON (Research octane Number): Trị số ốc tan xác định bằng phương pháp nghiên cứu.

MON (Motor octane Number): Trị số ốc tan xác định bằng phương pháp động cơ.

Road ON (Road antiknock performance)

Trị số ốc tan trên đường (trị số ốc tan thực khi ôtô đang vận hành trên đường).

$$RoadON = \frac{RON + MON}{2} \qquad (3\text{-}2)$$

Trị số RON lớn hơn trị số MON. Hiệu số RON – MON được gọi là độ nhậy của xăng (Fuel sensitive). FS (Fuel Sensitive) = RON – MON ≈ 8-10 đơn vị.

3.3. CHÁY NHIÊN LIỆU TRONG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

3.3.1. Thành phần hoá học của nhiên liệu

Như chúng ta đã biết ở phần trên hầu hết nhiên liệu đang dùng hiện nay cho động cơ đốt trong là sản phẩm chế biến từ dầu mỏ. Các nguyên tố hoá học có trong nhiên liệu bao gồm: Các bon, Hydro và ôxy. Do đó chúng ta có thể biểu diễn 1kg nhiên liệu dưới dạng công thức sau:

$$gC + gH + gO = 1 \quad (3\text{-}3)$$

gC: Lượng các bon có trong 1kg nhiên liệu (kg)

gH: Lượng hyđro có trong 1kg nhiên liệu (kg)

gO: Lượng oxy có trong 1kg nhiên liệu (kg)

3.3.2. Phương trình cháy 1kg nhiên liệu

Khi đốt cháy hoàn toàn nhiên liệu, giả thiết rằng do kết quả phản ứng của các bon và hyđro với oxy của không khí sẽ hình thành tương ứng là khí CO_2 và hơi nước. Trong trường hợp đó việc oxy hoá các bon và Hydro của nhiên liệu được tiến hành theo những phản ứng hoá học sau đây:

$$C + O_2 = CO_2 + Q$$

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O + Q$$

Cháy các bon:

Nếu tính theo đơn vị khối lượng từ công thưc trên ta có thể viết.

$$12kgC + 32kgO_2 = 44kgCO_2 + 34.10^6 J \quad (3\text{-}4)$$

hoặc $$1kgC + \frac{8}{3}kgO_2 = \frac{11}{3}kgCO_2 + \frac{17}{6}10.^6 J \quad (3\text{-}5)$$

Trong nhiên liệu chỉ có gC kg các bon nên ta có:

hoặc $$1kgC + \frac{8}{3}kgO_2 = \frac{11}{3}kgCO_2 \quad (3\text{-}6)$$

Trong 1kg nhiên liệu chỉ có gC kg các bon nên ta có:

$$gCkgC + \left(\frac{8}{3}gC\right)kgO_2 = \left(\frac{11}{3}gC\right)kgCO_2 \quad (3\text{-}7)$$

Cháy hyđro

$$2kgH + 16kgO_2 = 18kgH_2O + 143.10^6 J \quad (3\text{-}8)$$

hoặc $$kgH + 8kgO_2 = 9kgH_2O + 71{,}5.10^6 J \quad (3\text{-}9)$$

Trong 1kg nhiên liệu có gH kg hyđrô nên ta có:

$$gHkgH + (8gH)kgO_2 = (9gH)kgH_2O \quad (3\text{-}10)$$

Qua hai công thức (3-5) và (3-8) thấy rằng:

$\left(\frac{8gC}{3} + 8gH\right)$ biểu thị lượng ôxy cần thiết để đốt cháy hoàn toàn lượng gC và gH có trong nhiên liệu. Lượng ôxy này lấy ở trong không khí, nếu trong nhiên liệu có (gO)kg ôxy thì lượng ôxy cần thiết lấy trong không khí sẽ bớt đi một lượng gO. Cộng hai phương trình (3-5) và (3-8) và với chú ý trên ta có:

$$(gC + gH + gO) + \left(\frac{8}{3}gC + 8gH - gO\right)kgO_2 = \frac{11}{3}gCkgCO_2 + 9gHkgH_2O \quad (3\text{-}11)$$

Phương trình (3-11) có thể xác định được lượng không khí cần thiết để đốt cháy 1kg nhiên liệu (đối với không khí có thành phần 23% ôxy và 77% nitơ theo khối lượng).

$$L_0 = \frac{\frac{8gC}{3} + gH - gO}{0{,}23} \text{ (kg)} \quad (3\text{-}12)$$

Thành phần sản phẩm cháy 1kg nhiên liệu:

Lượng cácbônic $gH_2O = \frac{11}{3}gCkg$

Lượng hơi nước $gH_2O = 9gHkg$

Lượng ỗy thừa $gO_2 = (\alpha - 1)\left(\frac{8gC}{3} + 8gH - gO\right)kg$

Lượng nitơ $gN_2 = 0{,}77L_0kg$

3.3.3. Hệ số dư không khí α

Trong động cơ thực tế khi làm việc, lượng không khí cung cấp để đốt cháy nhiên liệu có thể vừa đủ, thừa hoặc thiếu, để đánh giá vấn đề này người ta đưa ra khái niệm: hệ số dư không khí α.

Hệ số dư không khí là tỷ số giữa lượng không khí thực tế đốt cháy một kg nhiên liệu với lượng không khí cần thiết lý thuyết để cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu đó.

$$\alpha = \frac{L}{L_0} \quad (3\text{-}13)$$

L – Lượng không khí thực tế đốt cháy 1kg nhiên liệu (kg)

L_o – Lượng không khí cần thiết lý thuyết đốt cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu (kg) (xác định theo công thức 3-10)

Khi $L = L_o$ ta có $\alpha = 1$ hỗn hợp nhiên liệu – không khí được gọi là hỗn hợp tiêu chuẩn, nghĩa là nhiên liệu có đủ ôxy để cháy hoàn toàn.

Khi $L > L_o$ ta có $\alpha > 1$, hỗn hợp nhiên liệu – không khí lúc đó là hỗn hợp loãng (hỗn hợp nghèo).

Khi $L < L_o$ ta có $\alpha < 1$, hỗn hợp nhiên liệu – không khí là hỗn hợp đậm (hỗn hợp giầu).

3.3.4. Phương trình cháy khi α >1

Khi đưa không khí vào xylanh của động cơ với số lượng lớn hơn số lượng cần thiết theo lý thuyết, thì chỉ có số lượng ôxy cần thiết tham gia vào phản ứng (như trường hợp $\alpha = 1$ xác định ở mục 2). Phần ôxy thừa không tham gia vào phản ứng, xuất hiện ở trạng thái ôxy tự do trong sản phẩm cháy.

Trong trường hợp này, phương trình có dạng:

$$(gC + gH + gO) + \alpha(\frac{8gC}{3} + 8gH - gO)kgO_2 =$$
$$\frac{11gC}{3}kgCO_2 + 9gHkgH_2O + (\alpha - 1)(\frac{8gC}{3} + 8gH - gO)kgO_2 \quad (3\text{-}14)$$

Thành phần sản phẩm cháy:

Lượng cacbônic $gCO_2 = \frac{11gC}{3}kg$

Lượng hơi nước $gH_2O = (9gH)kg$

Lượng ôxy thừa $gO_2 = (\alpha - 1)\left(\frac{8gC}{3} + 8gH - gO\right)kg$

Lượng nitơ $gN_2 = (0{,}77.\ \alpha.L_o)kg$

3.3.5. Phương trình cháy khi α <1

Khi đưa một lượng không khí vào xylanh động cơ không đủ, do đó không đủ ôxy, nhiên liệu không thể cháy hoàn toàn.

Người ta giả thiết rằng: hyđrô của nhiên liệu được ôxy hoá hoàn toàn, còn không khí thiếu chỉ ảnh hưởng đến cháy các bon. Thực tế, phản ứng diễn ra sẽ khác đôi chút, trong các sản phẩm cháy không chỉ xuất hiện ôxy, các bon (CO) mà cả hyđrô tự do.

Giả thiết trên giúp cho việc tính nhiệt động cơ đơn giản đáng kể, còn sai số khi tính các thông số đặc trưng cuối quá trình rất nhỏ.

Để xác định phản ứng cháy có thể giả thiết rằng: trong số gC kg các-bon có trong thành phần nhiên liệu, có xgC kg cacbon được ôxy hoá thành CO_2 và (1-x)gC các-bon ôxy hoá thành CO, nghĩa là:

$$xgC + (1\text{-}x)C = gC \quad (3\text{-}15)$$

Đối với phần các bon của nhiên liệu, ôxy hoá thành CO_2 có phương trình:

$$xgCkgC + \left(\frac{8xgC}{3}\right)kgO_2 = \left(\frac{11xgC}{3}\right)kgCO_2 \quad (3\text{-}16)$$

Đối với phần các bon ôxy hoá thành CO, có phương trình:

$$(1-x)gCkgC + \frac{3}{4}(1-x)gCkgO_2 = \frac{7}{3}(1-x)gCkgCO \quad (3\text{-}17)$$

Số lượng ôxy tham gia phản ứng trong trường hợp này bằng:

$$gO_2 = \left(8gH + \frac{8}{3}xgC + \frac{4}{3}(1-x)gC\right)kg \quad (3\text{-}18)$$

Biểu thị số lượng ôxy thực tế tham gia phản ứng với cacbon và hyđrô qua hệ số α ta có:

$$gO_2 = \alpha\left(\frac{8gC}{3} + 8gH\right)kg \quad (3\text{-}19)$$

Do đó (3-18) = (3-19)

$$8gH + \frac{8xgC}{3} + \frac{4}{3}(1-x)gC = \alpha\left(\frac{8gC}{3} + 8gH\right) \quad (3\text{-}20)$$

Từ phương trình (3-20) có thể xác định phần cacbon của nhiên liệu cháy hoàn toàn, có nghĩa là ôxy hoá thành CO_2.

$$xgC = \frac{3}{4}\left(\frac{8\alpha gC}{3} + 8gH.\alpha - 8gH - \frac{4gC}{3}\right) = gC(2\alpha - 1) + 6gH(\alpha - 1) \quad (3\text{-}21)$$

Số lượng cac bon của nhiên liệu ôxy hoá thành CO được xác định bằng phương trình:

$$(1-x)gC = 2gC - 1\alpha gC + 6gH(\alpha - 1) = 2(1-\alpha)(gC + 3gH) \quad (3\text{-}22)$$

Vì vậy phản ứng cháy của nhiên liệu khi thiếu không khí (α<1) được xác định bằng phương trình:

$$(gC + gH) + \alpha\left(\frac{8gC}{3} + 8gH\right)kgO_2 = \left(\frac{11xgC}{3}\right)kgCO_2 + \left[\frac{7}{3}(1-x)gC\right]kgCO + (9gH)kgH_2O \quad (3\text{-}23)$$

Lượng cacbônic: $gCO_2 = \frac{11xgC}{3} = \frac{11}{3}\left[gC(2\alpha - 1) + 6gH(\alpha - 1)\right]$

Lượng ôxyt cacbon: $gCO = \frac{7}{3}(1-x)gC = \frac{7}{3}\left[2(1-\alpha)(gC + 3gH)\right]$

Lượng hơi nước: $gH_2O = 9gH$

Lượng nitơ: $gN_2 = 0{,}77\alpha.L_o$

Ghi chú: Chỉ có xăng cháy thiếu ôxy (α<1), mà xăng có thành phần hoá học là $gC+gH=1$, còn $gO = 0$.

3.4. NHIỆT TRỊ CỦA NHIÊN LIỆU

Để xác định nhiệt trị của nhiên liệu có hai phương pháp:

- Thực nghiệm: đốt nhiên liệu trong nhiệt lượng kế.
- Phân tích: cần biết thành phần hoá học của nhiên liệu, rồi áp dụng các công thức sau:

$Q_H = 8100gC + 24600gH$ kcal/gh (3-24)

Công thức của Menđêlêép:

$Q_H = 8100gC+30000gH-2600(gO-gS) - 600(9gH+gW)$kcal/kg (3-25)

gC, gH, gO, gS, gW là lượng cacbon, hyđrô, ôxy, lưu huỳnh, hơi nước có trong nhiên liệu. Người ta phân làm hai hoại nhiệt trị: nhiệt trị cao và nhiệt trị thấp.

Nhiệt trị cao là toàn bộ nhiệt lượng toả ra khi cháy nhiên liệu và nó có thể tách ra được khỏi sản phẩm cháy, khi làm mát chúng đến nhiệt độ ban đầu. Nhiệt độ đó cần phải là nhiệt độ thấp đủ để ngưng tụ hơi nước tạo thành khi cháy hyđrô của nhiên liệu.

Nhiệt trị thấp bằng nhiệt trị cao trừ đi nhiệt lượng do ngưng đọng hơi nước toả ra.

Trong tính toán nhiệt động cơ thường sử dụng nhiệt trị thấp, bởi vì nhiệt độ khí thải lớn hơn nhiệt độ ngưng tụ hơi nước.

3.5. NHIỆT TRỊ HỖN HỢP

Mỗi loại nhiên liệu yêu cầu một số lượng không khí xác định để cháy.

Thí dụ: Cần 15kg không khí để đốt cháy hết 1kg xăng, trong khi đó chỉ cần 8,6kg không khí, để đốt cháy 1kg cồn êtylic 95^o. Bởi vậy nhiệt trị của nhiên liệu thực tế không phải là một thông số quan trọng, mà là nhiệt trị của hỗn hợp.

Nhiệt trị của hỗn hợp bằng nhiệt trị của 1kg nhiên liệu chia cho lượng hỗn hợp tạo thành với 1kg nhiên liệu khi $\alpha = 1$.

Thí dụ:

Nhiệt trị của 1kg hỗn hợp: xăng – không khí bằng 645kcal/kghh

Nhiệt trị của 1kg hỗn hợp: diesel– không khí bằng 645kcal/kghh

Nhiệt trị của 1kg hỗn hợp: cồn êtylic – không khí bằng 670kcal/kghh

3.6. TỔN THẤT NHIỆT KHI CHÁY THIẾU ÔXY

Khi cháy hỗn hợp giàu ($\alpha<1$), nhiệt lượng của nhiên liệu không thể toả ra hoàn toàn, vì thiếu ôxy.

Kết quả của điều này là xuất hiện tổn thất nhiệt, gọi là tổn thất nhiệt vì cháy không hoàn toàn.

Để xác định tổn thất nhiệt chúng ta cũng giả thiết rằng việc thiếu ôxy chỉ ảnh hưởng đến cháy cácbon.

Khi ôxy hoá 1kg cacbon thành CO_2 toả ra 8140kcal

Khi ôxy hoá 1kg cacbon thành CO chỉ toả ra 2470kcal

Khi ôxy hoá xgCkgcacbon thành CO_2 và (1-x)gCkg cacbon thành CO, tổn thất nhiệt do cháy không hoàn toàn được xác định theo công thức:

$$\Delta Q_H = gC.Q_H CO_2 - (1-x)gC.Q_H CO \qquad (3\text{-}24)$$

ΔQ_H – tổn thất nhiệt khi cháy thiếu ôxy (kcal/kgnl).

$Q_H CO_2$ – lượng nhiệt toả ra khi ôxy hoá 1kg cacbon thành CO_2 = 8140kcal/kg cacbon.

Vậy:
$$\Delta Q_H = 8140.gC - 2470(1-x)gC - 8140xgC \qquad (3\text{-}25)$$

$$\Delta Q_H = 5670(1-x)gC \text{ kcal/kg nhiên liệu} \qquad (3\text{-}26)$$

Số lượng cacbon của nhiên liệu (1-x)gC ôxy hoá thành CO phụ thuộc vào α và có quan hệ sau:

$$(1-x)gC = 2(1-\alpha)(gC+3gH) \qquad (3\text{-}27)$$

Đối với xăng có hàm lượng 0,85kg cacbon và 0,15kg hyđrô ta có:

$$(1-x)gC = 2,6(1-\alpha)kg \qquad (3\text{-}28)$$

Khi đó tổn thất nhiệt vì cháy không hoàn toàn 1kg xăng sẽ là:

$$Q_H = 5670.22,6(1-\alpha) = 14742(1-\alpha) \text{ kcal/kgnl} \qquad (3\text{-}29)$$

Hỗn hợp giàu đến mức để toàn bộ cacbon chuyển thành ôxit cacbon (CO) gọi là hỗn hợp nguy hiểm. Khi α = 0,67 thì toàn bộ cacbon cháy thành CO. Với α = 0,67 không áp dụng, vì không có giá trị thực tế.

Câu hỏi chương 3: Môi chất công tác và tính chất

1. Thành phần hoá học của dầu mỏ và sản phẩm của dầu mỏ dùng trong động cơ đốt trong?
2. Định nghĩa đường cong chưng cất và thành phần chưng cất của nhiên liệu dùng trong động cơ, ý nghĩa của chúng?
3. Phản ứng cháy và sản phẩm cháy khi cháy nhiên liệu (Xăng, Diezen)
4. Nhiệt trị, các loại nhiệt trị và ý nghĩa của chúng?

CHƯƠNG 4
QUÁ TRÌNH TRAO ĐỔI KHÍ

4.1. NHIỆM VỤ VÀ CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG CỦA QUÁ TRÌNH TRAO ĐỔI KHÍ

Quá trình trao đổi khí có nhiệm vụ đưa sản phẩm cháy đã giãn nở sinh công ra ngoài và nạp khí mới vào trong xylanh.

Quá trình trao đổi khí được coi là có chất lượng cao nếu đạt được các yêu cầu sau đây:

Đưa hết khí đã cháy ra khỏi động cơ.

Nạp được nhiều khí mới vào trong xylanh.

Tốn ít công để thực hiện quá trình thay đổi khí.

Để đánh giá chất lượng quá trình thay đổi khí, người ta sử dụng một số chỉ tiêu cơ bản dưới đây:

a) Hệ số khí sót γ_r

Là tỷ số giữa lượng khí cháy còn sót lại trong xylanh từ chu trình trước m_r chia cho lượng khí mới được nạp vào trong xylanh trong một chu trình m_1.

$$\gamma_r = \frac{m_r}{m_1}; \qquad (4\text{-}1)$$

Hệ số khí sót phụ thuộc chủ yếu vào phương pháp trao đổi khí, trị số của nó nằm trong phạm vi sau:

γ_r = 0,06 ÷ 0,12 Động cơ xăng 4 kỳ.

γ_r = 0,03 ÷ 0,06 Động cơ diesel 4 kỳ.

γ_r = 0,03 ÷ 0,40 Động cơ 2 kỳ.

4.1.2 Hệ số nạp η_v

Là tỷ số giữa lượng khí mới thực tế nạp vào xylanh trong một chu trình m_1 chia cho lượng khí mới lý thuyết chứa đầy thể tích công tác của xylanh ở điều kiện áp suất và nhiệt độ trước xupáp nạp (p_k,T_K), m_k.

$$\eta_v = \frac{m_1}{m_k} \; ; \tag{4-2}$$

Lượng khí mới lý thuyết m_k có thể xác định theo phương trình trạng thái:

$$m_k = \frac{p_k.V_h}{R_k.T_k} \; ; \tag{4-3}$$

Lượng khí nạp thực tế m_1 bao gồm:

Lượng khí mới có trong xylanh tại thời điểm cuối hành trình nạp (điểm a hình 4-3b), m_{1a}.

Lượng khí mới được nạp thêm vào xylanh tính từ thời điểm cuối hành trình nạp (điểm a) đến thời điểm đóng hoàn toàn cơ cấu thay đổi khí (điểm a_1).

Lượng khí mới cùng với lượng khí sót m_r được chứa đầy không gian công tác lớn nhất của xylanh V_a ở điều kiện áp suất p_a và nhiệt độ T_a.

$$m_a = m_{1a} + m_r = \frac{p_a.V_h}{R_a.T_a} \; ; \tag{4-4}$$

Lượng khí hỗn hợp có trong xylanh tại thời điểm đóng cơ cấu thay đổi khí có thể tính như sau:

$$m_{1a} = m_1 + m_r = m_1.(1+\gamma_r) = \lambda_1.m_a \; ; \tag{4-5}$$

Từ công thức (4-4) và (4-5) ta có:

$$m_1 = \lambda_1.\frac{m_a}{1+\gamma_r} = \lambda_1.\frac{p_a.V_h}{R_a.T_a.(1+\gamma_r)} \; ; \tag{4-6}$$

Trong đó: m_r , m_1 , m_k – Lượng khí tính bằng kg.

Va,Vh – Thể tích không gian công tác lớn nhất và thể tích công tác của xylanh, (m^3).

p_a, T_a - Áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp khí mới với khí sót tại thời điểm cuối hành trình nạp.

p_k , T_k - Áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp khí mới trước khi nạp vào xylanh.

R_k ,R_a – Hằng số của khí mới và hỗn hợp mới với khí sót (J/kg.K), có thể lấy gần đúng $R_k = R_a$;

λ_1 - Hệ số nạp thêm, nó đánh giá lượng tăng tương đối của khí mới sau khi được nạp thêm so với lượng khí mới có trong xylanh tại thời điểm cuối hành trình nạp, $\lambda_1 = 1{,}03 \div 1{,}07$

Chia phương trình (4-6) cho phương trình (4-3) đồng thời lưu ý rằng:

$$V_a = V_h + V_c = V_h + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}.V_h$$; và $R_k = R_a$;

Sau khi rút gọn ta được phương trình hệ số nạp dưới dạng sau:

$$\eta_v = \lambda_1 . \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} . \frac{p_a}{p_k} . \frac{T_k}{T_a . (1 + \gamma_r)}$$; (4-7a)

Mặt khác theo phương trình (4-2) ta có lượng khí nạp mới khi nhiệt độ là T_k và áp suất là p_k chiếm thể tích là: $m_1 = \eta_V . V_h$;

Theo phương trình trạng thái (pV = m.R.T), ta có thể xác định được m_1, m_r, m_a theo công thức:

$$m_1 = \eta_V . \frac{p_k . V_h}{R_k . T_k}$$

$$m_r = \frac{p_r . V_c}{R_r . T_r}$$

$$m_a = m_1 + m_r = \frac{p_a . Va}{R_a . T_a}$$

Thay m_1, m_r , m_a vào phương trình cân bằng nhiệt tại điểm a của đồ thị (hình 4-3b) và bỏ qua nhiệt dung ta được

$$\eta_V . \frac{p_k . V_h . (T_k + \Delta T_k)}{R_k . T_k} + \frac{p_r . V_r . T_r}{R_r . T_r} = \frac{p_a . V_a . T_a}{R_a . T_a}$$

Lưu ý rằng: $Vh = (\varepsilon - 1).V_c$, $V_c = V_r$ và coi: $R_k = R_a = R_r$;

Chia 2 vế cho V_c ta được:

$$\eta_V . \frac{p_k . (\varepsilon - 1) . (T_k + \Delta T_k)}{T_k} + p_r = \varepsilon . p_a$$

$$\eta_v = \frac{\varepsilon . p_a - p_r}{(\varepsilon - 1) . p_k} . \frac{T_k}{T_k + \Delta T_k} = \frac{1}{\varepsilon - 1} . \left(\varepsilon . \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) . \frac{T_k}{T_k + \Delta T_k}$$; (4-7b)

Từ (4-7b) ta thấy được ảnh hưởng của tỷ số $\frac{p_a}{p_k}$ và $\frac{p_r}{p_k}$ tới hệ số nạp của động cơ đốt trong.

Các thành phần trong phương trình (4-7a và 4-7b) có quan hệ chặt chẽ với nhau, đồng thời ảnh hưởng đến hệ số nạp trong một mối liên hệ rất phức tạp.

Để tăng hệ số nạp, người ta sử dụng các biện pháp dưới đây:

Lựa chọn góc phối khí tốt nhất.

Giảm tối đa sức cản khí động trong hệ thống nạp và thải, tăng tiết diện lưu thông của các xupáp, thiết kế, chế tạo các đường ống dẫn khí có kích thước và hình dáng thích hợp bề mặt nhẵn bóng cao,…

Sử dụng các bình lọc không khí và ống tiêu âm có sức cản lớn, để các bình lọc khí, đường ống và cửa khí quá bẩn đều là những thông số làm tăng hệ số khí sót, đồng thời làm giảm hệ số nạp.

Trong thực tế nghiên cứu động cơ, hệ số nạp thường được xác định bằng thực nghiệm. Trị số thường nằm trong phạm vi sau:

Động cơ xăng 4 kỳ: $\eta_V = 0,70 \div 0,75$ dùng xupap đặt.

$\eta_V = 0,70 \div 0,85$ dùng xupap treo.

Hiện nay động cơ phun xăng điện tử hệ số nạp còn cao hơn phạm vi trên.

Động cơ diesel 4 kỳ: $\eta_V = 0,75 \div 0,90$ dùng xupap đặt.

Động cơ diesel 2 kỳ: $\eta_V = 0,40 \div 0,80$.

4.2. MỘT SỐ THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÔI CHẤT CÔNG TÁC TRONG QUÁ TRÌNH THAY ĐỔI KHÍ

a) Vận tốc lưu động

Vận tốc lưu động của dòng khí qua xupáp hoặc qua cửa biến đổi liên tục trong thời gian diễn ra quá trình thay đổi khí, nó phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Tiết diện lưu thông của xupáp hoặc cửa khí.
- Vận tốc của piston.
- Sức cản khí động trong hệ thống nạp và thải,...

Vận tốc lưu động của khí nạp phải đủ lớn để tạo ra vận tốc rối mạnh của khí trong buồng cháy nhưng cũng không được quá lớn vì khi đó sức cản khí động sẽ tăng làm giảm hệ số nạp. Đối với động cơ cao tốc, người ta cố gắng tăng tối đa tiết diện lưu thông của khí nạp để giảm sức cản bằng cách dùng xupáp nạp có đường kính lớn hơn xupáp thải hoặc bố trí 2 hay 3 xupáp nạp cho một xylanh.

Vận tốc lưu động của dòng khí thải được quyết định bởi điều kiện bố trí xupáp thải trên nắp xylanh.

Nói chung áp suất trong xylanh lúc đầu bắt đầu mở cơ cấu thải luôn lớn hơn áp suất giới hạn, nên quá trình thải của động cơ đốt trong bao giờ cũng có hai giai đoạn lưu động trên giới hạn và dưới giới hạn. Vận tốc của khí thải trong giai đoạn lưu động trên giới hạn luôn bằng vận tốc truyền âm của nó. Khi lưu động với vận tốc như vậy sẽ tạo ra âm thanh có cường độ mạnh.

Vận tốc lưu động trung bình của dòng khí trong các động cơ thực tế nằm trong giới hạn sau:

Khí nạp qua xupáp nạp: $w = (50 \div 80)$ m/s;

Khí nạp qua cửa: $w = (80 \div 120)$ m/s;

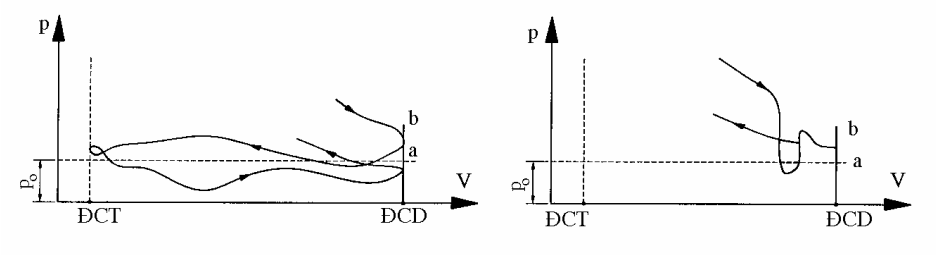
Khí thải qua xupáp thải: $w = (60 \div 100)$ m/s;

Khí thải qua cửa: $w = (100 \div 150)$ m/s;

b) Áp suất

Do sự thay đổi tiết diện lưu thông và vận tốc của piston cũng như ảnh hưởng của hàng loạt hiện tượng khí động khác nên áp suất của môi chất công tác trong xylanh trong quá trình thay đổi khí biến đổi rất phức tạp. Hình 4-1 giới thiệu một ví dụ về đồ thị công chỉ thị thu được khi dùng thiết bị đo có độ nhậy cao. Tuy nhiên sự dao động áp

suất trong quá trình thay đổi khí có ảnh hưởng không đáng kể đến tổng diện tích đồ thị công nên trong quá trình tính toán người ta quy ước rằng áp suất môi chất công tác trong thời gian hành trình nạp và thải có trị số không đổi (hình 4-2).



Hình 4-1. Đồ thị áp suất của môi chất công tác trong quá trình thay đổi khí đo được bằng thiết bị có độ nhạy cao.

Áp suất tại những điểm đặc trưng trong quá trình thay đổi khí có quan hệ như sau:

Áp suất khí sót p_r:

$p_r = (1{,}03 \div 1{,}06)p_0$ Động cơ 4 kỳ thấp tốc không tăng áp.

$p_r = (1{,}05 \div 1{,}20)p_0$ Động cơ 4 kỳ cao tốc không tăng áp.

$p_r = (1{,}03 \div 1{,}08)p_{th}$ Động cơ 4 kỳ tăng áp bằng tua bin khí thải.

Áp suất cuối hành trình nạp p_a:

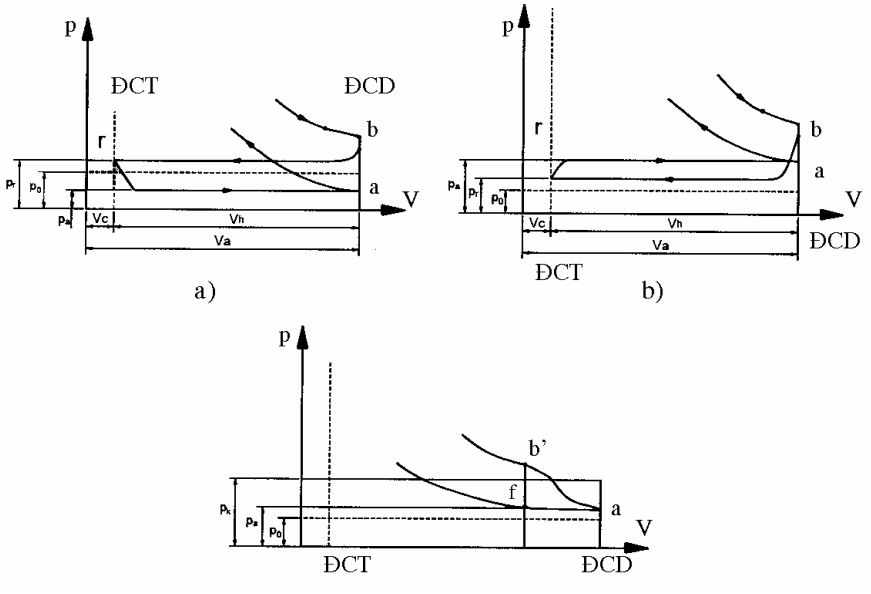
$p_a = (0{,}80 \div 0{,}90)p_0$ Động cơ 4 kỳ không tăng áp.

$p_a = (0{,}90 \div 0{,}98)p_k$ Động cơ 4 kỳ và 2 kỳ tăng áp.

Trong đó: p_o - Áp suất khí quyển.

p_k - Áp suất khí mới trước khi nạp vào xylanh.

p_{th} - Áp suất trung bình trong đường ống thải.



a) Động cơ 4 kỳ không tăng áp; b) Động cơ 4 kỳ tăng áp; c) Động cơ 2 kỳ.

Hình 4-2. Quá trình thay đổi khí trên đồ thị công tính toán

c) Nhiệt độ

Đối với động cơ 4 kỳ tăng áp và động cơ 2 kỳ, nhiệt độ của khí mới trước xupáp nạp hay trong bình chứa khí quét (gọi tắt là nhiệt độ khí nạp T_k) phụ thuộc vào loại máy nén, mức độ tăng áp suất trong máy nén và có thể thực hiện làm mát trung gian hay không. Đối với động cơ 4 kỳ không tăng áp có thể lấy $T_k = T_0$, trong đó T_0 là nhiệt độ môi trường xung quanh đo ở khoảng cách 1,5m từ vị trí đặt bình lọc khí.

Nhiệt độ môi chất công tác vào cuối quá trình nạp T_a có thể xác định trên cơ sở phương trình cân bằng nhiệt lượng của khí nạp và khí sót, trước và sau khi chúng hoà trộn với nhau.

$$m_a.c_p'' (T_k + \Delta_k) T_r + c_p'' m_r T_r = c_p' m_a T_a \quad ; \qquad (4\text{-}9).$$

Trong đó: m_1, m_r – Lượng khí mới được nạp vào xylanh và lượng khí sót (kg).

c_p , c_p'' , c_p' – nhiệt dung riêng đẳng áp của khí nạp, khí sót và hỗn hợp hai khí đó (J/kg.K).

ΔT_K - mức độ sấy nóng khí nạp mới (K).

T_r - Nhiệt độ khí sót (K).

Do nhiệt độ khí nạp T_k và nhiệt độ môi chất công tác vào cuối quá trình nạp T_a chênh lệch nhau không nhiều, nên có thể lấy $c_p = c_p'$. Tỷ nhiệt của khí sót c_p'' có thể cho bằng $\lambda_t.C_p$ trong đó λ_t là hệ số hiệu đính tỷ nhiệt. Trị số của λ_t phụ thuộc vào nhiệt độ khí sót và thành phần của hỗn hợp cháy, thông thường $\lambda_t = (1{,}11 \div 1{,}17)$ đối với động cơ xăng và $\lambda_t = 1{,}10$ đối với động cơ diesel.

Chia cả hai vế phương trình (4-9) cho $m_1.C_p$ sau khi rút gọn ta được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T_k + \lambda_t.\gamma_r.T_r}{1+\gamma_r}; \qquad (4\text{-}10)$$

Trị số của T_a nằm trong phạm vi sau:

$T_a = (310 \div 350)\ ^0K$ Động cơ bốn kỳ không tăng áp.

$T_a = (320 \div 400)\ ^0K$ Động cơ hai kỳ và bốn kỳ tăng áp.

Mức độ sấy nóng khí nạp phụ thuộc vào mức độ chênh lệch giữa nhiệt độ của khí nạp và nhiệt độ của các bề mặt tiếp xúc, vận tốc lưu động của khí và thời gian diễn ra quá trình nạp,...Việc xác định ΔT_K bằng lý thuyết rất khó khăn nên trong tính toán nhiệt có thể chọn trị số ΔT_K căn cứ vào những số liệu thực nghiệm ở động cơ mẫu. Thông thường $\Delta T_K = (20 \div 40)\ ^0K$ đối với động cơ diesel và $\Delta T_K = (0 \div 20)^0K$ đối với động cơ xăng. Trị số ΔT_K ở động cơ xăng nhỏ hơn ở động cơ diesel chủ yếu do hiện tượng bay hơi nhiên liệu trong quá trình nạp. Khi thiết kế động cơ xăng, người ta thường bố trí các đường ống nạp gần các đường ống thải để sấy nóng khí mới nhằm mục đích giúp các hạt nhiên liệu bay hơi nhanh. Ngược lại, đối với động cơ diesel người ta cố gắng bố trí đường ống nạp cách xa đường ống thải để tránh làm giảm lượng không khí thực tế được nạp vào xylanh.

Nhiệt độ khí sót T_r phụ thuộc vào thành phần hỗn hợp cháy, tỷ số giãn nở và cường độ trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với vách xylanh trong quá trình giãn nở và thải. Đối với động cơ xăng, thành phần hỗn hợp cháy chỉ thay đổi trong một phạm vi nhỏ nên khi thay đổi phụ tải, nhiệt độ khí sót thay đổi rất ít. Ngược lại, phụ tải của động cơ diesel được thay đổi bằng cách điều chỉnh thành phần hỗn hợp cháy (điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình trong khi giữ nguyên lượng không khí nạp vào trong xylanh - thay đổi α) cho nên khi thay đổi tải, nhiệt độ khí sót thay đổi rất nhiều. Ở chế độ định mức $T_r = 900 \div 1000\ ^0K$ đối với động cơ xăng và $T_r = 700 \div 900\ ^0K$ đối với động cơ diesel.

Nhiệt độ khí thải T_{th} là nhiệt độ đo ở ống góp khí thải. Nhiệt độ này có trị số nhỏ hơn nhiệt độ khí sót vì sau khi ra khỏi xylanh, khí thải được làm mát một phần. Khi động cơ làm việc ở chế độ ổn định thì nhiệt độ khí thải thực tế không thay đổi. Mọi yếu tố làm thay đổi chất lượng của quá trình cháy (ví dụ: áp suất phun nhiên liệu thay đổi, vòi phun bị tắc, góc phun sớm điều chỉnh không chính xác,...) hoặc thay đổi cường độ làm mát xylanh (ví dụ: các khoang làm mát bị đóng cặn nhiều,...) đều kéo theo sự thay đổi nhiệt độ của khí thải. Vì vậy, trong thực tế sử dụng T_{th} được coi là thông số chẩn đoán tình trạng kỹ thuật của động cơ.

4.3. QUÁ TRÌNH THAY ĐỔI KHÍ Ở ĐỘNG CƠ BỐN KỲ

4.3.1. Diễn biến và các thông số đặc trưng

Căn cứ vào sự hoạt động của cơ cấu phân phối khí, có thể chia quá trình thay đổi khí ở động cơ 4 kỳ thành 5 giai đoạn:

- Thải tự do.
- Thải cưỡng bức.
- Quét buồng cháy.
- Nạp chính.
- Nạp thêm.

a) Giai đoạn I – Giai đoạn thải tự do (giai đoạn thải sớm)

Bắt đầu từ lúc xupáp thải mở (điểm b1 hình 4-3) đến lúc piston đến ĐCD. Góc quay trục khuỷu ứng với giai đoạn này được gọi là góc thải sớm (α_3).

Do sự chênh lệch áp suất khá lớn giữa áp suất trong và ngoài xylanh nên ở giai đoạn đầu của quá trình thải, khí thải thoát ra ngoài với vận tốc rất cao (khoảng 600÷700 m/s), trong giai đoạn này có khoảng 60 ÷ 70% lượng khí thải tự thoát ra ngoài.

b) Giai đoạn II – Giai đoạn thải cưỡng bức

Kéo dài từ lúc piston rời ĐCD đến lúc xupáp nạp bắt đầu mở (điểm d_1). Trong giai đoạn này khí thải bị piston đẩy ra ngoài. Công tiêu hao cho việc đẩy khí thải cũng như mức độ thải sạch phụ thuộc rất nhiều vào thời điểm mở xupáp thải.

c) Giai đoạn III – Giai đoạn quét buồng cháy

Giai đoạn này diễn ra trong thời gian cả xupáp nạp và xupáp thải đều mở. Góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm mở xupáp nạp so với ĐCT được gọi là góc nạp sớm (α_1) còn góc quay trục khuỷu tính từ ĐCT đến thời điểm đóng xupáp thải được gọi là góc thải muộn (α_4). Góc ứng với giai đoạn cả xupáp nạp và xupáp thải cùng mở được gọi là góc trùng điệp của hai xupáp ($\alpha_1+\alpha_4$).

Đối với động cơ tăng áp, người ta thường sử dụng góc trùng điệp khá lớn (khoảng $100 \div 160^0$), vì vậy một phần không khí nén cùng với khí thải thoát ra ngoài qua xupáp thải. Việc làm này có tác dụng quét sạch sản phẩm cháy ra khỏi xylanh đồng thời góp phần làm mát xupáp thải và các chi tiết bao quanh buồng cháy.

d) Giai đoạn IV– Giai đoạn nạp chính

Kéo dài từ lúc xupáp thải đóng (điểm r_1) đến lúc piston đến ĐCD. Phần lớn khí nạp được hút vào xylanh trong giai đoạn này.

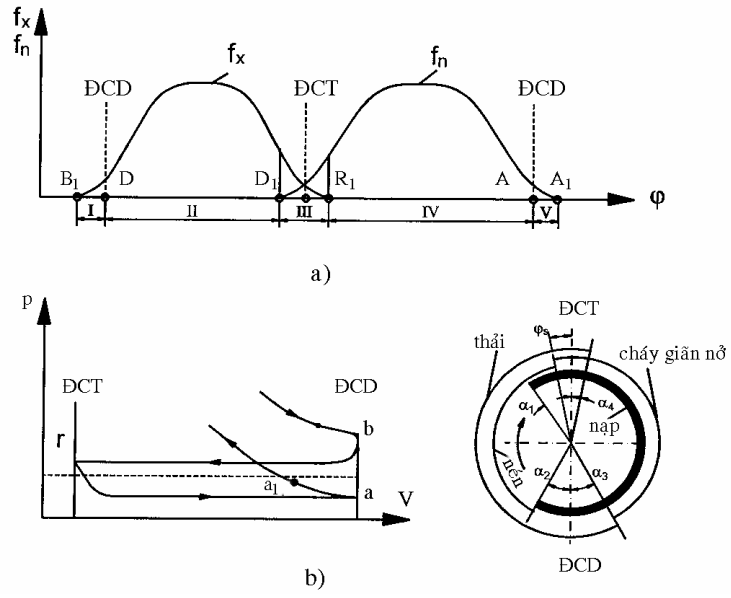
Do tồn tại sức cản khí động nên áp suất trong xylanh trong giai đoạn nạp chính (p_a) luôn thấp hơn áp suất của khí nạp (p_k). Tỷ số p_a/p_k phụ thuộc vào hàng loạt yếu tố như: cấu tạo hệ thống nạp, góc phối khí, tốc độ quay của động cơ,… Tăng tiết diện lưu thông của xupáp nạp, sử dụng bình lọc khí có sức cản nhỏ và thường xuyên làm sạch nó là những biện pháp làm tăng tỷ số p_a/p_k qua đó làm tăng hệ số nạp.

e) Giai đoạn V– Giai đoạn nạp thêm

Để tăng lượng khí mới thực tế nạp vào xylanh, người ta để xupáp nạp tiếp tục nạp một thời gian nữa sau khi piston đã kết thúc hành trình nạp (tại ĐCD), từ thời điểm đó cho tới khi xupáp nạp đóng muộn một góc α_2 (điểm a_1) được gọi là góc nạp thêm. Quá trình nạp thêm được thực hiện do quán tính của dòng khí nạp cũng như do có sự chênh lệch giữa áp suất trong xylanh p_a và áp suất khí mới trước xupáp nạp p_k.

Từ những điểm phân tích ở trên, chúng ta có thể rút ra một số nhận xét sau:

- Quá trình thay đổi khí ở động cơ bốn kỳ được điều khiển bằng các xupáp. Việc nạp khí mới vào xylanh và thải khí thải ra ngoài được thực hiện nhờ tác dụng "hút" và "đẩy" của piston.
- Thời điểm đóng và mở của các xupáp không trùng với thời điểm piston ở ĐCT hay ĐCD. Thời gian diễn ra quá trình nạp và quá trình thải không hoàn toàn trùng với hành trình nạp và hành trình thải của piston.



a/ Sự thay đổi tiết diện lưu thông của xupáp thải (fx) và xuáp nạp (fn) theo góc quay trục khuỷu.

b/ Quá trình thay đổi trên đồ thị công ; c/ Đồ thị phân phối khí

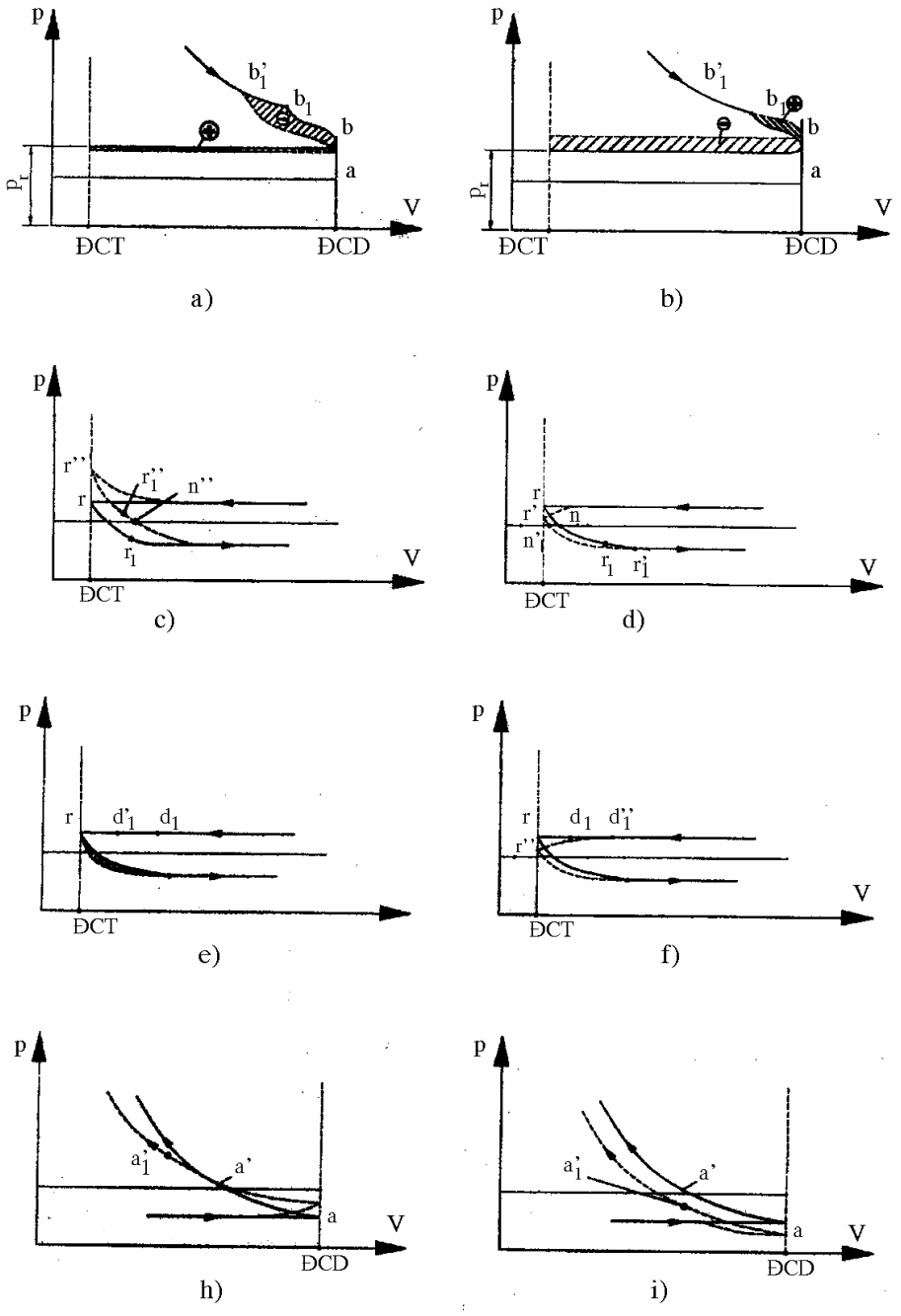
Hình 4-3. Đồ thị biểu diễn quá trình thay đổi khí ở động cơ 4 kỳ

4.3.2. Góc phối khí và ảnh hưởng của chúng đến chất lượng quá trình thay đổi khí.

Các góc nạp sớm, nạp muộn, thải sớm và thải muộn được gọi là góc phối khí hay pha phối khí. Các vị trí của trục khuỷu động cơ tương ứng với các thời điểm bắt đầu mở và đóng kín các xupáp (b_1, d_1, r_1, a_1) được gọi là thời điểm phối khí.

Xupáp thải được mở trước khi hành trình thải bắt đầu nhằm mục đích cho một lượng lớn khí thải tự thoát ra ngoài. Qua đó giảm được công tiêu hao cho việc đẩy khí trong hành trình thải và giảm lượng khí sót còn lại trong xylanh. Giả sử b_1 (hình 4-4a, 4-4b) là thời điểm mở xupáp thải tốt nhất sự thay đổi áp suất trong xylanh diễn ra theo đường liền trên đồ thị. Nếu xupáp thải mở quá sớm (điểm b_1' hình4-4a) khi mà áp suất sản phẩm cháy vẫn còn lớn sẽ lãng phí một phần công của chu trình làm giảm công suất của động cơ. Công suất có ích của động cơ cũng sẽ giảm nếu xupáp thải mở quá muộn (điểm b_1- hình 4-4b) vì khi đó phần công giãn nở tận dụng được không bù đắp nổi công tiêu hao cho việc đẩy khí thải ra ngoài do áp suất môi chất công tác trong hành trình thải lớn. Ngoài ra áp suất khí sót lớn cũng là yếu tố làm tăng hệ số khí sót và giảm hệ số nạp.

Xupáp thải được đóng muộn so với thời điểm kết thúc hành trình thải có tác dụng giảm lượng sản phẩm cháy còn lại trong xylanh (khí sót). Bởi vì, mặc dù tác dụng "đẩy" của piston đã chấm dứt nhưng do quán tính và do sự chênh lệch áp suất nên lượng khí thải còn lại bị "hút" ra khỏi xylanh, thậm chí một phần khí nạp cũng có thể theo khí thải ra ngoài nếu các góc nạp sớm và thải muộn không có trị số thích hợp. Hiện tượng này gọi là quét buồng cháy.



Hình 4.4. Minh hoạ ảnh hưởng của
các góc phối khí đến quá trình thay đổi khí ở động cơ bốn kỳ.

Góc thải muộn chỉ phát huy được tác dụng một khi nó được lựa chọn phù hợp với đặc điểm cấu tạo và chế độ làm việc của động cơ. Nếu góc thải muộn quá nhỏ, tức là xupáp thải đóng lại quá sớm (điểm r" , hình 4-4c) thì tiết diện lưu thông của xupáp thải

rất nhỏ khi piston gần tới ĐCT. Trong điều kiện đó khí thải sẽ không kịp thoát ra ngoài, bị piston nén lại (đường ---- , trên hình 4-4c), sau đó khí sót giãn nở sẽ làm chậm quá trình nạp và làm giảm lượng khí mới, bởi vì khí mới chỉ đi vào xylanh khi áp suất trong đó giảm xuống thấp hơn áp suất khí nạp (p_k). Ngược lại, góc thải muộn quá lớn cũng không tốt (hình 4-4d). Trong trường hợp này mặc dù quá trình nạp có thể bắt đầu sớm hơn (điểm n') nhưng do xupáp thải vẫn còn mở trong khi piston đã rời xa ĐCT nên một lượng khí thải nhất định sẽ bị hút ngược trở lại xylanh.

Hình 4-4e và hình 4-4f trình bày một phần đồ thị công ứng với các góc nạp sớm khác nhau. Giả sử điểm d_1 ứng với thời điểm mở xupáp nạp tốt nhất và đường nạp thể hiện bằng đường liền trên đồ thị. Nếu giảm góc nạp sớm (điểm d'_1) thì tiết diện lưu thông của xupáp nạp vào thời điểm pistonở gần ĐCT sẽ nhỏ hơn, do đó sức cản khí động tăng lên, đường nạp thấp hơn và tổn thất năng lượng cho quá trình thay đổi khí (thường gọi là tổn thất "bơm") tăng lên một lượng tương ứng với diện tích gạch chéo trên hình 4-4c. Nếu xupáp nạp được mở quá sớm (điểm d_1") thì khí thải lọt vào đường ống nạp sau đó cùng với khí mới được nạp vào xylanh.

Góc nạp muộn có tác dụng làm tăng lượng khí mới thực tế được nạp vào xylanh. Giả sử điểm a_1 trên đường liền của đồ thị công (hình 4-4h và hình 4-4i) là thời điểm ứng với thời điểm đóng xupáp nạp tốt nhất. Nếu ta đóng xupáp nạp muộn hơn (điểm a'_1, hình 4-4h) thì một phần khí mới đã được nạp vào xylanh sẽ bị đẩy ngược trở lại ống nạp, nếu xupáp nạp đóng lại quá sớm (điểm a''_1, hình 4-4i) thì lượng khí mới được nạp vào xylanh cũng giảm do tiết diện lưu thông của xupáp nạp trong giai đoạn nạp thêm quá nhỏ.

Qua phân tích ở trên chúng ta thấy rằng: góc phối khí có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng của quá trình thay đổi khí. Việc lựa chọn đúng hay sai sẽ có ảnh hưởng rất lớn đến công suất và hiệu suất của động cơ. Thông thường, trị số các góc phối khí của một loại động cơ cụ thể được xác định bằng thực nghiệm.

Bảng 4-1. Góc phối khí của một số động cơ bốn kỳ

Động cơ	α_1	α_2	α_3	α_4
Zil 130	31^0	83^0	67^0	47^0
Toyota	12^0	56^0	47^0	21^0
Fiat 366	8^0	40^0	60^0	20^0
Fiat 125p	9^0	61^0	49^0	21^0

Câu hỏi chương 4: Quá trình trao đổi khí

1. Diễn biến quá trình trao đổi khí trong động cơ 4 kỳ?
2. Diễn biến quá trình nạp, thiết lập công thức tính hệ số nạp tổng quát , các nhân tố ảnh hưởng tới hệ số nạp tổng quát?

3. Diễn biến quá trình thải khí ảnh hưởng của góc phối khí tới chất lượng trao đổi khí?

CHƯƠNG 5
QUÁ TRÌNH NÉN

5.1. MỤC ĐÍCH, DIỄN BIẾN VÀ CÁC THÔNG SỐ ĐẶC TRƯNG CỦA QUÁ TRÌNH NÉN

Nén môi chất công tác ở động cơ đốt trong nhằm mục đích làm tăng hiệu suất của động cơ. Ngoài ra, đối với động cơ diesel, quá trình nén còn có nhiệm vụ tạo ra áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy đủ cao, đảm bảo cho nhiên liệu khi được phun vào có thể tự bốc cháy không cần tới nguồn lửa từ bên ngoài.

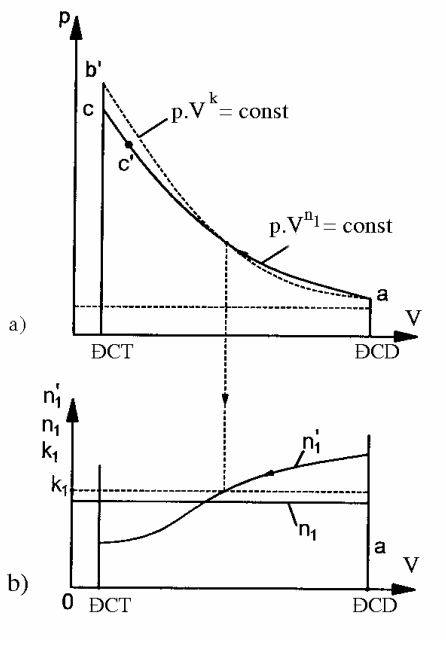
Hành trình nén bắt đầu khi piston rời ĐCD đi lên ĐCT nhưng quá trình nén khí trong xylanh thực tế bắt đầu sau khi cơ cấu thay đổi khí được đóng kín. Ở động cơ 2 kỳ thời điểm đóng cơ cấu thay đổi khí là lúc piston đi qua mép trên của các cửa, còn đối với động cơ 4 kỳ đó là thời điểm xupáp nạp đóng.

Khi nghiên cứu chu trình lý tưởng người ta giả định rằng: quá trình nén là một quá trình đoạn nhiệt được biểu diễn bằng phương trình. (pV^k= const). Quá trình nén trong động cơ thực tế không hoàn toàn diễn ra theo phương trình này, vì:

- Môi chất công tác là hỗn hợp các khí thực, bao gồm khí mới và một lượng nhất định khí thải còn sót lại từ chu trình trước.
- Có sự trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với vách xylanh.
- Có sự thay đổi lượng môi chất công tác do không gian công tác của xylanh không hoàn toàn kín.

Ở đầu quá trình nén, môi chất công tác có nhiệt độ khoảng $350 \div 400^0$K, sau tăng lên khoảng $600 \div 700^0$K (đối với động cơ xăng) hoặc $750 \div 950^0$K (đối với động cơ diesel) vào cuối quá trình nén. Thành xylanh sau khi động cơ làm việc có nhiệt độ trung bình khoảng $400 \div 450^0$K, đỉnh piston và nấm xupáp có nhiệt độ cao hơn.

Trong giai đoạn đầu quá trình nén, môi chất công tác hấp thụ nhiệt từ các chi tiết nóng hơn, vì vậy chỉ số nén n'_1 ở giai đoạn này có trị số cao hơn chỉ số đoạn nhiệt k, đường nén thực tế dốc hơn



Hình 5-1. Đường cong biểu diễn trạng thái của môi chất công tác trong quá trình nén.

đường nén đoạn nhiệt (hình 5-1). Cường độ trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác với vách xylanh giảm dần và ngừng hẳn khi nhiệt độ của môi chất công tác bằng với nhiệt độ trung bình của vách. Tại một vị trí nhất định của piston, chỉ số nén n'_1 có giá trị bằng chỉ số đoạn nhiệt k.

Piston tiếp tục đi về phía ĐCT, nhiệt độ và áp suất của môi chất công tác tiếp tục tăng làm cho cường độ lọt khí tăng, đồng thời quá trình trao đổi nhiệt giữa môi chất công tác và vách xylanh diễn ra theo chiều ngược lại, tức là môi chất công tác được làm mát. Kết quả là ở giai đoạn sau của quá trình nén, chỉ số nén đa biến n'_1 có trị số nhỏ hơn k, đường nén thực tế ít dốc hơn đường nén đoạn nhiệt.

Khi piston tới gần ĐCT (điểm c' hình 5-1b), nhiên liệu được phun vào buồng cháy (đối với động cơ diesel) hoặc bugi bật tia lửa điện (đối với động cơ đốt cháy cưỡng bức) bắt đầu quá trình cháy.

Qua phân tích ở trên có thể rút ra một số nhận xét sau:

- Quá trình nén thực tế không hoàn toàn trùng với hành trình nén của động cơ (nó bắt đầu sau khi piston đã rời ĐCD và kết thúc trước khi piston tới ĐCT).
- Quá trình nén trong động cơ thực tế không phải là quá trình đoạn nhiệt mà là quá trình đa biến với chỉ số nén đa biến n_1' có trị số thay đổi trong suốt quá trình nén.

Nếu dùng chỉ số nén thực tế có trị số luôn thay đổi n_1' thì việc tính toán chu kỳ công tác sẽ rất phức tạp và cũng không cần thiết vì nó chỉ biến động trong một phạm vi hẹp. Để đơn giản việc tính toán, người ta coi quá trình nén là một quá trình đa biến với chỉ số nén đa biến trung bình n_1 có trị số không đổi với điều kiện nhiệt độ, áp suất đầu và cuối quá trình nén là không đổi. Quá trình đó được biểu diễn bằng phương trình: $pV^{n1} = const$.

Các thông số đặc trưng cho quá trình nén gồm có:

1. Chỉ số nén đa biến trung bình n_1 là chỉ số nén giả định có trị số không đổi được sử dụng thay thế cho chỉ số nén đa biến thay đổi n_1' . Khi thiết kế động cơ, chỉ số nén đa biến trung bình n_1 được xác định theo phương pháp gần đúng dựa vào phương trình công và trao đổi nhiệt trong quá trình nén hoặc là lựa chọn căn cứ vào đặc điểm của động cơ thiết kế và ảnh hưởng của những yếu tố khác nhau tới quá trình nén. Trị số n_1 thường nằm trong khoảng (1,32÷1,37). Trong một số trường hợp đặc biệt n_1 có thể đạt trị số của chỉ số nén đoạn nhiệt k.

2. Nhiệt độ cuối hành trình nén:

$$T_c = T_a.\left(\frac{Va}{Vc}\right)^{n_1-1} = T_a.\varepsilon^{n_1-1}; \qquad (5\text{-}1)$$

3. Áp suất cuối hành trình nén p_c:

$$p_c = p_a.\left(\frac{Va}{Vc}\right)^{n_1} = p_a.\varepsilon^{n_1}; \qquad (5\text{-}2)$$

4. Công tiêu hao cho quá trình nén L_{ac}:

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1}.(p_a.Va - p_c Vc) \qquad (5\text{-}3)$$

Trong các công thức trên:

ε - Tỷ số nén của động cơ.

p_a, T_a - Áp suất và nhiệt độ của môi chất công tác ở đầu quá trình nén.

V_a, V_c - Thể tích công tác của xylanh tại các thời điểm đầu và cuối hành trình nén.

Ở động cơ xăng p_c = (7÷15) kG/cm^2, còn ở động cơ diesel p_c= (30÷45) kG/cm^2.

Đối với động cơ diesel, để tạo điều kiện tốt cho quá trình bốc cháy nhiên liệu, nhiệt độ cuối quá trình nén phải cao hơn nhiệt độ tự bốc cháy của nhiên liệu khoảng 250÷300^{0}C.

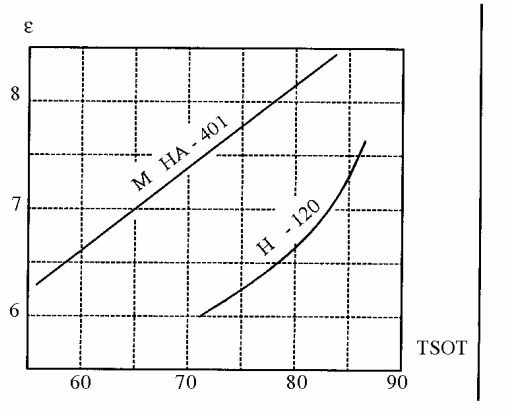
5.2. VẤN ĐỀ CHỌN TỶ SỐ NÉN

Tỷ số nén là một thông số kỹ thuật quan trọng nó ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ số kinh tế kỹ thuật của động cơ.

Qua phân tích chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong, ta thấy rằng: khi tăng tỷ số nén thì hiệu quả kinh tế và hiệu quả kỹ thuật của chu trình đều tăng. Tuy nhiên, tăng tỷ số nén sẽ làm cho áp suất cuối hành trình nén ($p_c = p_a.\varepsilon^{n1}$) và áp suất cực đại ($p_{zmax} = \lambda.p_c$) tăng. Ở động cơ thực tế, nếu p_c và p_z quá lớn thì các chi tiết chịu lực của động cơ phải có kích thước lớn, đồng thời tổn thất cơ học trong động cơ tăng. Trị số tối ưu của tỷ số nén nằm trong khoảng ε = 11÷22.

Khi thiết kế động cơ mới cũng như khi cải tiến động cơ, việc chọn tỷ số nén phải căn cứ vào những yếu tố sau:

- Chủng loại động cơ.
- Loại nhiên liệu được sử dụng.
- Phương pháp hình thành hỗn hợp cháy.
- Chế độ làm việc của động cơ.
- Vật liệu chế tạo piston, nắp xylanh.
- Áp suất và nhiệt độ của khí nạp,…

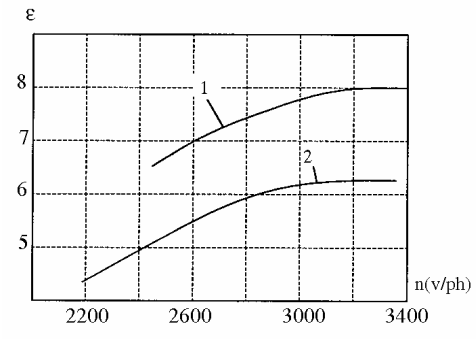


Hình 5-2. Quan hệ giữa tỷ số nén với trị số ốc tan của nhiên liệu.

Đối với động cơ diesel, phải dùng tỷ số nén có trị số lớn hơn trị số nén tối ưu (xem bảng 5-1). Phải làm như vậy để có thể tạo ra áp suất và nhiệt độ của không khí trong buồng nén đủ cao, đảm bảo cho nhiên liệu khi được phun vào tự bốc cháy ở mọi chế độ làm việc của động cơ (kể cả khi khởi động lạnh). Động cơ với buồng cháy ngăn cách có tỷ số nén cao hơn động cơ với buồng cháy thống nhất vì tổn thất nhiệt ở buồng cháy ngăn cách lớn hơn. Ở động cơ cao tốc, thời gian dành cho quá trình chuẩn bị hỗn hợp cháy và đốt cháy nhiên liệu rất ngắn, vì vậy

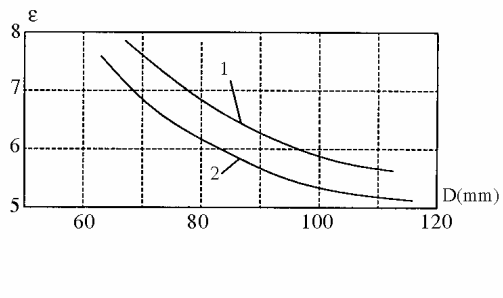
phải dùng nhiều biện pháp đảm bảo cho nhiên liệu cháy nhanh, cháy hoàn toàn. Tăng tỷ số nén là một trong các biện pháp ấy. Ngoài ra, khi chọn tỷ số nén cho động cơ diesel cũng cần phải xét đến kích thước xylanh, vật liệu chế tạo piston và nắp xylanh, phương pháp khởi động động cơ,…

Ngược lại với động cơ diesel, ta thường chọn tỷ số nén thấp hơn trị số nén tối ưu cho động cơ xăng và động cơ gas. Lý do là sự tồn tại hiện tượng cháy kích nổ - hiện tượng đặc trưng ở loại động cơ đốt cháy cưỡng bức. Sự xuất hiện hiện tượng cháy kích nổ phụ thuộc trước hết vào tính chống kích nổ của nhiên liệu (tính chống kích nổ thường được đánh giá bằng trị số ôctan TSOT). Nếu nhiên liệu có trị số ốctan càng cao thì có thể chọn cho động cơ tỷ số nén cao (hình 5-2). Ngoài nhiên liệu, khi chọn tỷ số nén cho động cơ xăng và động cơ gas còn phải căn cứ vào kết cấu buồng cháy, số lượng và vị trí đặt bugi, vật liệu chế tạo piston, chế độ làm việc của động cơ,..



1. Động cơ có nắp xylanh bằng gang, pistonbằng hợp kim nhôm.
2. Nắp xylanh và pistonđều bằng hợp kim nhôm

Hình 5-3: Quan hệ giữa tỷ số nén với tốc độ quay của động cơ.



1. O = 75; .2. O = 70.

Hình 5-4: Quan hệ giữa tỷ số nén với đường kính xylanh.

Bảng 5-1. Tỷ số nén của các loại động cơ

Loại động cơ	Tỷ số nén
Động cơ chạy bằng dầu hoả	4,5 ÷5,2
Động cơ xăng và động cơ ga	6 ÷12
Động cơ diesel có buồng cháy ngăn cách	17 ÷21
Động cơ diesel cao tốc, buồng cháy thống nhất	14 ÷18
Động cơ diesel thấp tốc	13 ÷14
Động cơ tăng áp (diesel)	12÷13
Động cơ đa nhiên liệu	17 ÷19

Câu hỏi chương 5: Quá trình nén

1. Diễn biến quá trình nén và quá trình trao đổi nhiệt trong quá trình nén?
2. Chọn tỷ số nén cho động cơ đốt trong?

CHƯƠNG 6
QUÁ TRÌNH CHÁY VÀ GIÃN NỞ

Năng lượng cần thiết để biến đổi thành cơ năng được đưa vào động cơ đốt trong dưới dạng nhiên liệu. Quá trình cháy có nhiệm vụ chuyển hoá năng lượng của nhiên liệu dưới dạng hoá năng sang nhiệt năng để cung cấp cho môi chất công tác.

Tốc độ, thời điểm và mức độ hoàn hảo của quá trình cháy có ảnh hưởng quyết định đến công suất, hiệu suất, tuổi thọ và hàng loạt chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật khác của động cơ.

Nghiên cứu quá trình cháy trong động cơ đốt trong là một công việc hết sức khó khăn, phức tạp, đòi hỏi phải có kiến thức sâu, rộng về nhiệt động học, hoá học,.. và phải được trang bị những thiết bị nghiên cứu chuyên dùng. Các biện pháp thí nghiệm thực hiện tại các nhà máy hoặc phòng thí nghiệm thông thường chỉ cho phép đánh giá chất lượng quá trình cháy một cách gián tiếp thông qua các thông số chung của chu trình công tác như: áp suất chỉ thị trung bình, áp suất có ích trung bình, suất tiêu hao nhiên liệu riêng, mầu sắc và thành phần hoá học của khí thải,.. Những thông số này không chỉ phụ thuộc vào chất lượng quá trình cháy mà còn phụ thuộc vào mức độ tổn thất nhiệt, tổn thất cơ học trong động cơ và chất lượng các quá trình khác của chu trình.

Trong chương này sẽ đề cập đến những vấn đề tổng quát nhất có liên quan đến quá trình cháy nhiên liệu nhằm làm cơ sở cho việc tiếp thu những kiến thức về cấu tạo và sử dụng động cơ sau này.

6.1. QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ XĂNG

6.1.1. Diễn biến và những thông số đặc trưng của quá trình cháy trong động cơ xăng

p - áp suất trong xylanh.

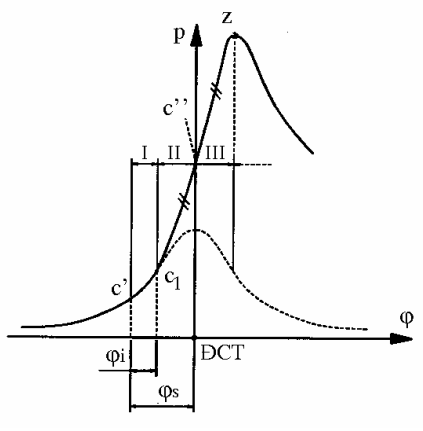
φ - Góc quay trục khuỷu.

φ_i - Góc cháy trễ.

φ_s - Góc đánh lửa sớm.

C' - Thời điểm đánh lửa.

C_1 - Thời điểm nhiên liệu bốc cháy.



Hình 6-1. quá trình cháy trong động cơ xăng, thể hiện trên đồ thị công khai triển p-φ.

Quá trình chuẩn bị hỗn hợp cháy (còn gọi là hoà khí) trong động cơ xăng diễn ra trong suốt quá trình nạp và quá trình nén. Vì vậy trên thực tế, hỗn hợp này là đồng nhất về mặt trạng thái tại thời điểm bốc cháy, hoà khí được đốt cháy bằng tia lửa điện xuất hiện trước khi piston tới ĐCT, góc quay trục khuỷu tính từ thời điểm xuất hiện tia lửa điện đến ĐCT được gọi là góc đánh lửa sớm φ_s. Động cơ xăng hiện đại có góc đánh lửa sớm xê dịch trong khoảng $\varphi_s = (30 \div 35)^0$ tính theo góc quay trục khuỷu.

Quá trình cháy trong động cơ xăng có thể chia ra làm 3 giai đoạn (hình 6-1).

Giai đoạn I - Giai đoạn cháy trễ

Trên đồ thị công khai triển (hình 6-1) giai đoạn cháy trễ bắt đầu từ lúc bugi đánh lửa (điểm c') và kết thúc khi áp suất trong xylanh cao hơn áp suất nén (điểm c_1).

Giai đoạn cháy trễ trong động cơ xăng bao hàm thời kỳ hình thành những trung tâm cháy đầu tiên và bốc cháy một phần nhiên liệu tập trung gần bugi. Thông số đặc trưng cho giai đoạn này là thời gian cháy trễ tính bằng giây t_i(s) hoặc tính bằng góc quay trục khuỷu ($\varphi_I = 6.n.t_i$, góc quay trục khuỷu), trong đó n- tốc độ quay của trục khuỷu động cơ (vg/ph), góc cháy trễ vào khoảng $(4\text{-}6)^0$ góc quay trục khuỷu.

Giai đoạn II - Giai đoạn cháy chính

Kéo dài từ thời điểm nhiên liệu bốc cháy (điểm c_1) đến khi áp suất trong xylanh đạt giá trị cực đại (điểm z).

Do đã được hoà trộn đều theo một tỷ lệ nhất định từ trước nên sau khi xuất hiện nguồn lửa, hỗn hợp nhiên liệu và không khí bốc cháy mãnh liệt, màng lửa từ bugi lan tràn từ tâm cháy ra khắp buồng cháy, nhiệt độ và áp suất của môi chất công tác tăng lên rất nhanh. Nhiệt lượng cung cấp cho chu trình được toả ra chủ yếu ở giai đoạn này của chu trình. Quá trình cấp nhiệt ở đây gần giống với cấp nhiệt đẳng tích do quá trình cháy diễn ra nhanh và thể tích ít thay đổi (V=const).

Một trong các thông số đặc trưng cho giai đoạn cháy chính là tốc độ tăng áp suất trung bình:

$$w_{tb} = \frac{p_z - p_{c1}}{\Delta\varphi} \qquad (6\text{-}1)$$

Trong đó: p_z , p_{c1} - Áp suất của môi chất công tác tại các điểm z và c_1 trên đồ thị công, (kG/cm^2).

$\Delta\varphi$ - Góc quay trục khuỷu giữa hai điểm c_1 và z.

Tốc độ tăng áp suất trung bình w_{tb} là thông số quyết định sự làm việc êm dịu của động cơ và có ảnh hưởng lớn tới sự hao mòn các chi tiết thuộc cơ cấu truyền lực. Động cơ xăng với tỷ số nén $\varepsilon = (6 \div 11)$ thường có tốc độ tăng áp suất trung bình khoảng $(1{,}1 \div 2{,}6)$ kG/cm^2.độ góc quay trục khuỷu).

Giai đoạn III - Giai đoạn cháy rớt

Nếu thực hiện tốt các biện pháp đốt cháy nhiên liệu (điều chỉnh thành phần hoà khí và góc đánh lửa sớm thích hợp, tạo chuyển động rối trong buồng cháy,…) thì có thể kết thúc quá trình cháy ở đầu hành trình giãn nở. Ngược lại, quá trình cháy có thể tiếp

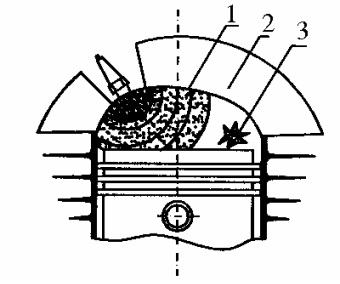
tục diễn ra trên đường giãn nở, thậm chí kéo dài cho đến khi piston thực hiện hành trình thải.

Giai đoạn cháy rớt kéo dài sẽ làm cho động cơ quá nóng, hiệu quả sinh công giảm và làm giảm công suất động cơ.

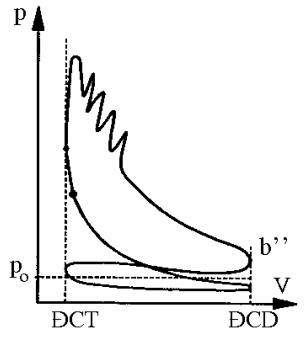
6.1.2. Đặc điểm quá trình cháy trong động cơ xăng

Để mở đầu quá trình cháy trong động cơ đốt trong chỉ cần đốt nóng cục bộ hỗn hợp nhiên liệu và không khí tới nhiệt độ cao hơn nhiệt độ tự bốc cháy của nó. Trong trường hợp động cơ xăng nguồn nhiệt để đốt nóng là tia lửa điện có nhiệt độ đạt tới 10.000K (nhiệt độ bốc cháy của hỗn hợp xăng và không khí khoảng (773÷823) ^{0}K). Nhiệt độ cao như vậy của tia lửa điện đủ sức phá vỡ liên kết bên trong các phân tử nhiên liệu để hình thành các phần tử hoạt tính (các gốc tự do). Các phần tử hoạt tính này đóng vai trò các trung tâm cháy đầu tiên và làm phát triển phản ứng dây chuyền có toả nhiệt.

Quá trình cháy trong động cơ xăng bắt đầu từ một thể tích hỗn hợp rất nhỏ tập trung gần bugi. Nhiệt toả ra sẽ đốt nóng và làm bốc cháy những hỗn hợp cháy tiếp theo. Bằng cách đó ngọn lửa lan ra khắp buồng cháy theo mọi hướng. Có thể coi quá trình bốc cháy nhiên liệu trong động cơ xăng là "cháy bề mặt" của một hỗn hợp đồng nhất.



Hình 6-2. Sơ đồ lan tràn màng lửa trong động cơ xăng



Hình 6-3. Đồ thị công cháy kích nổ

Động cơ xăng, tốc độ lan tràn màng lửa trong buồng cháy (u) là yếu tố quyết định thời gian quá trình cháy ngắn hay dài. Tốc độ (u) phụ thuộc vào tốc độ các phản ứng hoá học (u_h) và tốc độ chuyển động rối trong buồng cháy (u_r).

Tốc độ các phản ứng hoá học (u_h) phụ thuộc trước tiên vào thành phần, áp suất và nhiệt độ của hỗn hợp cháy. Hỗn hợp xăng – không khí quá loãng ($\alpha > 1,4$) hoặc qúa đậm ($\alpha < 0,4$) không thể bốc cháy dưới tác động của tia lửa điện, khi đó ($u_h = 0$). Thí nghiệm chứng tỏ rằng: hỗn hợp hơi đậm ($\alpha = 0,8 \div 0,9$) sẽ có tốc độ cháy lớn nhất. Tuy nhiên áp suất và nhiệt độ cao cùng với chuyển động rối của môi chất công tác trong xylanh mới có ý nghĩa quyết định đối với tốc độ cháy trong động cơ. Bởi vì điều kiện áp suất và nhiệt độ khí quyển, hỗn hợp hơi xăng – không khí có tốc độ lan tràn ngọn lửa ($u = 2 \div 3$ m/s) trong khi cũng với hỗn hợp đó ngọn lửa trong buồng cháy động cơ có tốc độ lan tràn ngọn lửa là $u = (30 \div 60)$ m/s. Từ góc độ lợi dụng nhiệt, tốc độ cháy càng lớn càng có lợi vì khi đó chu trình công tác sẽ gần với chu trình lý tưởng (chu trình cấp nhiệt đẳng tích).

Quá trình cháy diễn ra theo sơ đồ trình bày ở trên được gọi là cháy bình thường. Ở động cơ xăng thường xảy ra các hiện tượng cháy không bình thường khác như: cháy kích nổ, cháy sớm, nổ trong đường ống thải,….

a) Cháy kích nổ

Là hiện tượng cháy đột ngột một phần hỗn hợp cháy trước khi ngọn lửa lan tới nó. Cơ chế hiện tượng cháy kích nổ vẫn chưa được giải thích một cách hoàn chỉnh. Nhiều tác giả cho rằng: cháy kích nổ là kết quả của quá trình hoá học xảy ra đối với các phần tử nhiên liệu khi bị nén quá mạnh. Dưới tác dụng của áp suất và nhiệt độ cao, các phân tử hydrocacbon bị phá huỷ, các sản phẩm phân huỷ kết hợp với ôxy hình thành các perôxyt có tính chất của các hợp chất nổ. Cháy kích nổ là quá trình phân rã các hợp chất nổ đó.

Khi xảy ra cháy kích nổ, trong xylanh hình thành những sóng xung kích di chuyển với tốc độ rất lớn (khoảng 1200÷2300m/s). Những sóng xung kích này bị phản xạ nhiều lần khi gặp vách buồng cháy tạo nên tiếng gõ kim loại giống như tiếng va đập của động cơ đã hao mòn. Những biểu hiện đặc trưng của cháy kích nổ là đường giãn nở trên đồ thị công có hình răng cưa (hình 6-3) động cơ nhả khói đen, công suất động cơ giảm.

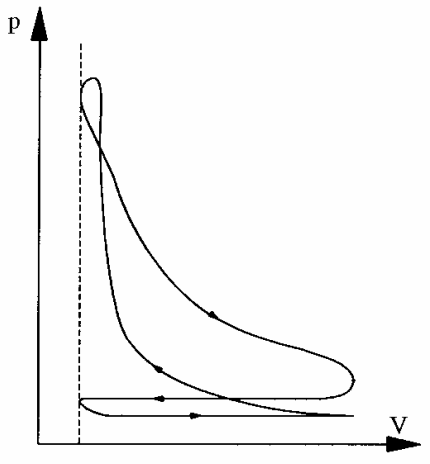
Cháy kích nổ là hiện tượng có hại, vì các sóng xung kích tác dụng lên piston có giá trị thay đổi làm mau hỏng các chi tiết thuộc cơ cấu truyền lực. Khi có cháy kích nổ, công suất và hiệu suất động cơ giảm do tăng tổn thất nhiệt cho vách xylanh, hiện tượng phân giải sản phẩm cháy và quá trình hình thành muội than diễn ra mạnh hơn.

Cháy kích nổ chỉ xảy ra sau khi đã xuất hiện tia lửa điện đối với phần hoà khí bốc cháy sau đó bị ép mạnh bởi áp suất của phần hoà khí đã cháy. Tất cả những yếu tố góp phần làm tăng áp suất và nhiệt độ của phần hoà khí cháy sau đều làm tăng khả năng cháy kích nổ trong động cơ.

Các yếu tố kết cấu có ảnh hưởng đến khả năng cháy kích nổ bao gồm: tỷ số nén, kết cấu buồng cháy, số lượng và vị trí đặt bugi, kích thước xylanh, vật liệu chế tạo piston và nắp xylanh, phương pháp làm mát,… Còn Loại nhiên liệu, thành phần hoà khí và góc đánh lửa sớm là những yếu tố sử dụng có liên quan chặt chẽ tới sự xuất hiện cháy kích nổ.

b. Cháy sớm

Là hiện tượng bốc cháy hỗn hợp công tác không phải do tia lửa điện từ bugi mà do tiếp xúc với các vật thể quá nóng như: các cực của bugi, cạnh sắc của phần joăng quy lát hư hỏng nhô ra trong buồng cháy, bề mặt cháy đỏ của muội than,… Hiện tượng cháy sớm xảy ra không theo một quy luật nhất định. Có thể phát hiện cháy sớm bằng cách ngắt điện đến bugi mà động cơ vẫn tiếp tục hoạt động.



Hình 6-4. *Đồ thị công của động cơ khi cháy sớm*

Cần phân biệt cháy sớm với hiện tượng làm việc không bình thường xảy ra đối với động cơ xăng có tỷ số nén cao, đó là hiện tượng khó tắt máy mặc dù đã giảm ga, ngắt điện, động cơ vẫn tiếp tục hoạt động một thời gian ở chế độ không

tải với tiếng gõ đanh và không ổn định. Biện pháp duy nhất để khắc phục triệt để hiện tượng này là ngừng hoàn toàn việc cung cấp nhiên liệu qua hệ thống không tải bằng một thiết bị đặc biệt.

Quá trình lan tràn ngọn lửa trong trường hợp cháy sớm cũng giống như khi cháy bình thường. Nếu hiện tượng cháy sớm xuất hiện đúng thời điểm đánh lửa sớm thì nó không gây tác hại gì đáng kể. Ngược lại, nếu hoà khí bốc cháy sớm hơn nhiều so với thời điểm đánh lửa sẽ dẫn đến hàng loạt hậu quả như:

- Tổn thất nhiệt cho vách xylanh vì nhiệt độ của sản phẩm cháy cao hơn do được piston nén thêm và do thời gian lưu lại của môi chất công tác có nhiệt độ cao ở trong xylanh dài hơn.
- Tổn thất nhiệt và công tiêu hao cho quá trình nén tăng.
- Động cơ làm việc lâu trong tình trạng cháy sớm có thể bị cháy piston, gãy trục khuỷu và nhiều sự cố khác. Ở động cơ nhiều xylanh, cháy sớm thường phát triển không giống nhau trong các xylanh. Nếu cháy sớm chỉ xuất hiện ở một hoặc vài xylanh thì rất khó phát hiện.

Hiện tượng cháy sớm có thể ngăn ngừa bằng cách chọn các bugi phù hợp với đặc tính của động cơ, khắc phục hiện tượng kết muội trong buồng cháy,..

c. Nổ trong ống thải và ống nạp

Nếu giai đoạn cháy rớt kéo dài sang hành trình thải thì lượng hoà khí chưa cháy tập trung trong bình tiêu âm có thể bốc cháy gây nên những tiếng nổ trong ống thải hoặc khí mới đi vào xylanh có thể bốc cháy gây hiện tượng phát lửa trong ống nạp. Những hiện tượng này thường xuất hiện khi hoà khí quá đậm và có thể khắc phục bằng cách điều chỉnh đúng bộ chế hoà khí (tỷ lệ thành phần xăng và không khí).

6.1.3. Những yếu tố ảnh hưởng tới quá trình cháy trong động cơ xăng

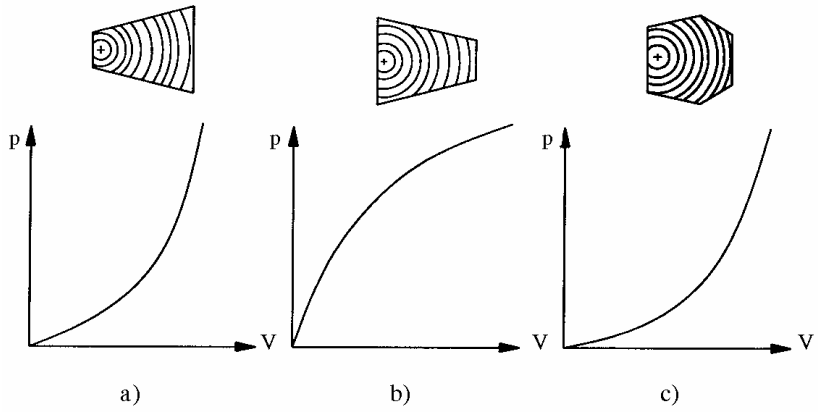
Diễn biến quá trình cháy trong động cơ xăng chịu ảnh hưởng của hàng loạt các yếu tố kết cấu và sử dụng như: tỷ số nén, kết cấu buồng cháy, vật liệu chế tạo piston và nắp xylanh, góc đánh lửa sớm, loại nhiên liệu, thành phần hỗn hợp cháy, tốc độ quay của trục khuỷu,….

a. Tỷ số nén

Khi tăng tỷ số nén thì hiệu suất của động cơ tăng. Tuy nhiên tỷ số nén càng cao thì khả năng xảy ra cháy kích nổ càng lớn. Ngoài ra động cơ có tỷ số nén cao hơn sẽ làm việc "cứng hơn" vì áp suất và nhiệt độ quá trình nén cao hơn làm cho tốc độ cháy và tốc độ tăng áp suất lớn hơn.

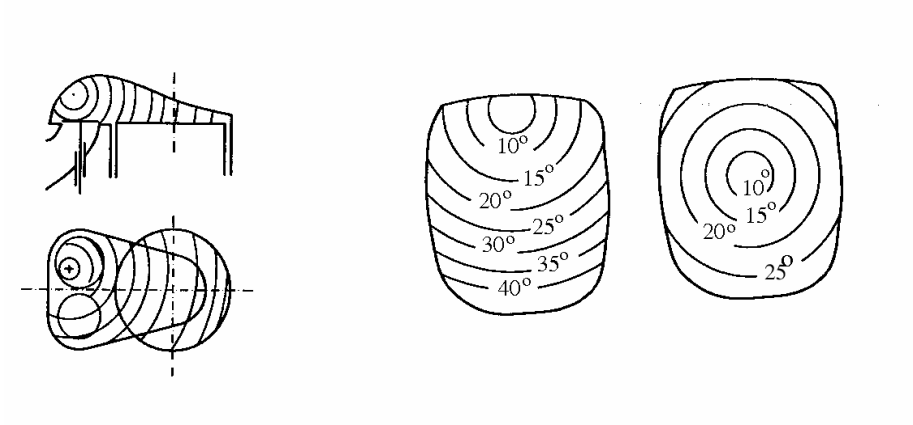
b. Kết cấu buồng cháy và vị trí đặt bugi

Với tốc độ lan truyền của ngọn lửa là như nhau, tốc độ cháy và tốc độ tăng áp suất trong xylanh sẽ tỷ lệ thuận với bề mặt màng lửa. Nếu đặt bugi ở phần hẹp của buồng cháy (hình 6-5a) số lượng hoà khí được đốt cháy ở giai đoạn đầu của quá trình cháy sẽ nhỏ đi do bề mặt của ngọn lửa nhỏ. Vì vậy, tốc độ tăng áp suất ở đầu quá trình cháy thấp hơn so với giai đoạn cuối quá trình. Trong trường hợp ngược lại, khi bugi được đặt ở phần rộng của buồng cháy (hình 6-5b), áp suất tăng mạnh ở giai đoạn đầu của quá trình, sau đó giảm dần.



Hình 6-5. Ảnh hưởng của hình dạng buồng cháy và vị trí đặt bugi đến tốc độ tăng áp suất trong xylanh

Buồng cháy có dạng như hình 6-5c là sự kết hợp hai dạng buồng cháy trình bày ở trên. Ở loại buồng cháy này, tốc độ tăng áp suất gần như không đổi trong suốt quá trình cháy. Đặc điểm đó được lợi dụng trong buồng cháy kiểu Ricardo (hình 6-6). Nhờ hình dáng và vị trí đặt bugi thích hợp nên áp suất trong xylanh tăng lên đều đặn trong thời kỳ bốc cháy, động cơ làm việc "mềm" , độ ồn thấp.



Hình 6-6. Sơ đồ lan tràn ngọn lửa trong buồng cháy Ricardo

Hình 6-7. Sơ đồ lan tràn ngọn lửa trong buồng cháy phụ và vị trí đặt bugi.

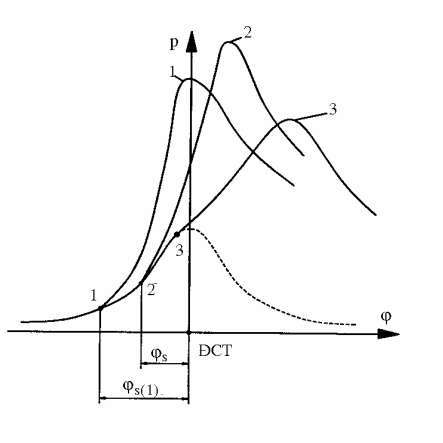
Trên hình 6-7 giới thiệu sơ đồ lan tràn ngọn lửa trong buồng cháy với bugi được đặt ở giữa và bên cạnh. Trong trường hợp thứ nhất (hình 6-7a), ngọn lửa lan ra khắp thể tích buồng cháy sau khi trục khuỷu quay được 40^0 trong trường hợp thứ 2 (hình 6-7b) sau 30^0.

Ngoài sự ảnh hưởng đến tốc độ tăng áp suất, kết cấu buồng cháy và vị trí đặt bugi còn ảnh hưởng đến hiện tượng cháy kích nổ trong động cơ, khả năng xuất hiện cháy kích nổ càng lớn nếu thời gian lan tràn ngọn lửa ra khắp buồng cháy càng dài.

c. Góc đánh lửa sớm

Hình 6-8 trình bày 3 đồ thị công của một động cơ ứng với ba vị trí góc đánh lửa khác nhau.

Nếu bugi đánh lửa quá muộn thì quá trình cháy sẽ kéo dài trên hành trình giãn nở vì nhiên liệu bốc cháy trong điều kiện không gian công tác của xylanh tăng và tác dụng của vận động rối yếu dần (đường 3). Tốc độ tăng áp suất trung bình w_{tb} và áp suất cháy cực đại p_z có trị số nhỏ. Bugi đánh lửa quá sớm (đường 1) làm cho quá trình cháy diễn ra khi piston đang đi lên ĐCT làm tốn công nén, đồng thời áp suất lớn nhất cũng nhỏ. Đường 2 là quá trình cháy khi góc đánh lửa sớm hợp lí.



Hình 6-8. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm đến sự thay đổi áp suất trong xylanh động cơ

Để thu được công chu trình lớn nhất cần phải đánh lửa đốt cháy hoà khí trước khi piston tới ĐCT. Làm như vậy để quá trình cháy diễn ra nhanh hơn và kết thúc sớm hơn, áp suất cháy cực đại xuất hiện ở gần ĐCT, diện tích đồ thị công sẽ lớn hơn. Tuy nhiên nếu góc đánh lửa quá lớn thì hậu quả của nó sẽ giống như trường hợp có cháy sớm và sẽ làm tăng khả năng cháy kích nổ do áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng.

Góc đánh lửa sớm có trị số tối ưu khi ở đó một số chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật quan trọng của động cơ đạt giá trị cao nhất đồng thời đảm bảo không có cháy kích nổ ngay cả khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải. Góc đánh lửa sớm tối ưu phụ thuộc vào các thông số như: tỷ số nén, thành phần hỗn hợp cháy, nhiệt độ khí nạp... Nó được xác định bằng thực nghiệm.

d. Thành phần của hỗn hợp cháy

Thành phần của hỗn hợp cháy (được đánh giá bằng hệ số dư lượng không khí α) có ảnh hưởng lớn đến tốc độ quá trình cháy, công suất, hiệu suất của động cơ. Thí nghiệm chứng tỏ rằng: trong trường hợp đốt cháy bằng tia lửa điện, hỗn hợp nhiên liệu - không khí hơi đậm $\alpha = 0,85 \div 0,95$ có tốc độ cháy lớn nhất, và với hỗn hợp đó động cơ sẽ phát ra công suất lớn nhất. Khi nó làm việc với hỗn hợp hơi loãng ($\alpha = 1,05 \div 1,15$) thì nhiên liệu cháy kiệt nhất và ta thu được hiệu suất cao nhất.

e. Tốc độ quay của động cơ

Tốc độ lan truyền ngọn lửa tăng gần như tỷ lệ thuận với tốc độ quay của động cơ (n). Điều này có thể giải thích bằng sự tăng cường vận động rối trong buồng cháy. Tăng tốc độ quay sẽ làm cho thời gian diễn ra một chu trình công tác ngắn hơn, hỗn hợp trong buồng cháy chuyển động rối mạnh hơn. Những yếu tố kể trên đều có tác dụng giảm khả năng cháy kích nổ trong động cơ.

Các thí nghiệm chính xác chỉ ra rằng: thời gian cháy trễ tính bằng giây(s) rất ít phụ thuộc vào tốc độ quay (n) của động cơ xăng. Như vậy góc cháy trễ tính bằng góc quay trục khuỷu tăng gần như tỷ lệ thuận với tốc độ quay động cơ. Muốn đạt được quá trình cháy tốt phải tăng góc đánh lửa sớm khi tăng tốc độ quay của động cơ. Từ trước đến nay người ta thường sử dụng một bộ điều tiết cơ khí để điều chỉnh góc đánh lửa

sớm khi tốc độ quay của động cơ thay đổi. Hiện nay, nhiều động cơ xăng hiện đại được trang bị máy vi tính kết hợp với các hệ thống tự động cho phép chỉnh đồng thời nhiều thông số (góc đánh lửa sớm, thành phần hỗn hợp cháy, cường độ sấy nóng khí nạp,…) luôn phù hợp với chế độ và điều kiện làm việc của động cơ, trong một phạm vi rộng của tốc độ quay và phụ tải.

6.2. QUÁ TRÌNH CHÁY TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL

6.2.1. Diễn biến và những thông số đặc trưng của quá trình cháy trong động cơ diesel

Ở động cơ diesel, nhiên liệu được phun trực tiếp vào buồng cháy tại cuối hành trình nén. Gặp không khí nén có áp suất và nhiệt độ cao, nhiên liệu tự bốc cháy không cần nguồn lửa từ bên ngoài.

Cơ chế tự bốc cháy của nhiên liệu và đặc tính lan tràn ngọn lửa trong buồng cháy động cơ diesel đến nay chưa được giải thích một cách hoàn chỉnh như đối với động cơ đốt cháy cưỡng bức. Việc phân chia quá trình cháy thành các giai đoạn và đặt tên cho các giai đoạn ấy còn mang tính chất quy ước và chưa thống nhất trong nhiều sách giáo khoa về động cơ.

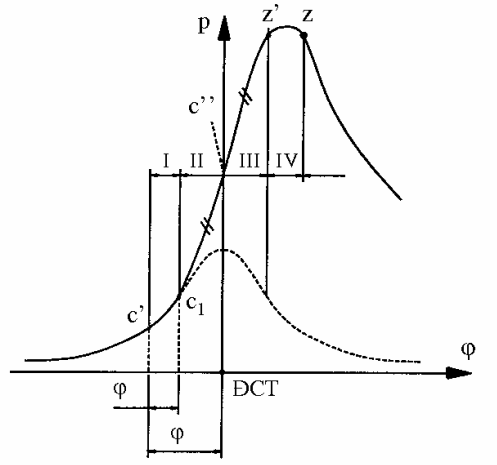
Trên cơ sở đồ thị công chỉ thị khai triển và một số điểm đặc trưng, có thể chia quá trình cháy nhiên liệu trong động cơ diesel thành 4 giai đoạn sau: giai đoạn cháy trễ; giai đoạn cháy nhanh; giai đoạn cháy chính (cháy từ từ); giai đoạn cháy rớt.

C'- Thời điểm phun nhiên liệu;

C_1- Thời điểm nhiên liệu cháy;

φ_s - Góc phun sớm;

φ_i – Góc cháy trễ.



Hình 6-9. Quá trình cháy trong động cơ diesel biểu diễn trên đồ thị công mở rộng p-φ

a) Giai đoạn I - Cháy trễ

Bắt đầu từ lúc nhiên liệu thực tế được phun vào buồng cháy (điểm c') và kết thúc khi xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên, việc xác định thời điểm xuất hiện những trung tâm cháy đầu tiên trong buồng cháy rất khó nên người ta quy ước thời điểm cuối giai đoạn cháy trễ là lúc đường cong áp suất trong xylanh tách khỏi đường nén lí thuyết (điểm c_1).

Các thông số đặc trưng cho giai đoạn cháy trê của quá trình gồm:

- Thời gian cháy trễ tính bằng giây (t_i) hoặc góc cháy trễ tính theo góc quay trục khuỷu (φ_i).
- Lượng nhiên liệu được phun vào buồng cháy trong giai đoạn cháy trễ (g_i).

Thời gian cháy trễ ở động cơ diesel kéo dài khoảng vài phần nghìn giây, trong thời gian đó có khoảng 30÷40% lượng nhiên liệu chu trình được đưa vào buồng cháy, đặc biệt ở một số động cơ diesel cao tốc, lượng nhiên liệu phun trong giai đoạn này có thể tới 100%.

b) Giai đoạn II – Cháy nhanh (không điều khiển)

Bắt đầu từ lúc đường áp suất cháy tách khỏi đường nén (điểm c_1) và kéo dài cho đến lúc áp suất cháy đạt giá trị cực đại (điểm z').

Từ những trung tâm cháy hình thành trong giai đoạn I, ngọn lửa phát triển và bao trùm khắp không gian buồng cháy. Tốc độ toả nhiệt rất lớn trong điều kiện thể tích không gian công tác nhỏ làm cho nhiệt độ và áp suất của môi chất công tác tăng lên đột ngột. Giai đoạn II của quá trình cháy có thể coi như tương ứng với quá trình cấp nhiệt đẳng tích và được đánh giá bằng các thông số sau:

Tốc độ tăng áp trung bình:

$$w_{tb} = \frac{p_{z'} - p_{c1}}{\Delta\varphi} \; ; \qquad (6\text{-}2)$$

Áp suất cháy cực đại:

$$p_{z'} = p_z = p_{max} \; ;$$

Tỷ số tăng áp suất:

$$\lambda = \frac{p_{z'}}{p_c} \; ; \qquad (6\text{-}3)$$

Các thông số trên có ảnh hưởng rất lớn đến sự làm việc của động cơ và sự hao mòn các chi tiết thuộc cơ cấu truyền lực. Áp suất cháy cực đại càng cao thì các chi tiết chịu lực phải có kích thước càng lớn. Tốc độ tăng áp suất trung bình là thông số quyết định độ "cứng" và độ ồn của động cơ khi làm việc. Ở động cơ diesel, trị số của w_{tb} thường nằm trong khoảng (2,0÷6,0 kG/cm^2/độ góc quay trục khuỷu).

Sự thay đổi áp suất môi chất công tác trong giai đoạn II của quá trình cháy phụ thuộc trước hết vào quy luật cung cấp nhiên liệu và thời gian cháy trễ.

Hai yếu tố quyết định lượng nhiên liệu tập trung trong buồng cháy tại thời điểm cuối giai đoạn cháy trễ (g_i) là lượng nhiên liệu g_i đã được chuẩn bị cùng với lượng nhiên liệu tiếp tục được phun vào sẽ bốc cháy mãnh liệt trong điều kiện nồng độ ôxy lớn, thể tích công tác của xylanh nhỏ nên tốc độ toả nhiệt và tốc độ tăng áp suất rất cao.

c) Giai đoạn III – Cháy từ từ (cháy có điều khiển)

Bắt đầu từ lúc áp suất cháy đạt giá trị cực đại (điểm z') và kết thúc khi áp suất trong xylanh bắt đầu giảm (điểm z).

Giai đoạn III có thể coi như tương ứng với quá trình cấp nhiệt đẳng áp của chu trình cấp nhiệt hỗn hợp. Động cơ cao tốc thường kết thúc quá trình phun nhiên liệu ở

giai đoạn II của quá trình cháy, nên giai đoạn III chỉ diễn ra trong một thời gian rất ngắn.

Vào giai đoạn III, mặc dù quá trình cháy vẫn diễn ra mạnh mẽ nhưng áp suất môi chất công tác hầu như không tăng do thể tích công tác tăng nhanh. Nhiệt độ của môi chất công tác đạt giá trị cực đại vào cuối giai đoạn III. Ở chế độ định mức, nhiệt độ cực đại nằm trong khoảng (1800÷ 2300) ^{0}K đối với động cơ hai kỳ thấp tốc và (2000÷2400) ^{0}K đối với động cơ bốn kỳ cao tốc.

Cũng vào cuối giai đoạn III, phần lớn nhiên liệu cung cấp cho chu trình đã đốt cháy, sản vật cháy trong xylanh tăng nhanh, nồng độ ôxy giảm đáng kể. Nếu chất lượng phun và hoà trộn nhiên liệu không tốt, sẽ có những khu vực buồng cháy tập trung nhiều nhiên liệu hoặc có các hạt nhiên liệu có kích thước lớn chưa kịp bay hơi. Lượng ôxy còn lại khó tiếp xúc với các phần tử nhiên liệu và ôxy hoá nó một cách hoàn toàn. Dưới tác dụng của nhiệt độ cao, các phần tử nhiên liệu bị phân huỷ, các bon trong nhiên liệu được giải phóng dưới dạng bồ hóng. Dạng các bon này khó bị ôxy hoá, không được đốt cháy ở giai đoạn sau và sẽ bị thải ra ngoài theo khí thải (khí thải có mầu đen).

d) Giai đoạn IV – Giai đoạn cháy rớt

Cháy rớt là hiện tượng cháy kéo dài trên đường giãn nở. Ở động cơ diesel, hiện tượng cháy rớt thường nghiêm trọng hơn ở động cơ xăng vì rất khó tạo ra một hỗn hợp cháy đồng nhất trong một thời gian ngắn. Vì vậy, mặc dù sử dụng nhiều biện pháp hoà trộn nhiên liệu với không khí trong buồng cháy, đối với động cơ diesel vẫn phải sử dụng hệ số dư lượng không khí khá lớn (α=1,2÷2,0).

Hiện tượng cháy rớt có hại về mọi phương diện vì:

Tăng tổn thất cho nước làm mát do bề mặt tiếp xúc giữa môi chất công tác với vách xylanh lớn khi piston đã rời xa ĐCT.

- Tăng tổn thất nhiệt theo khí thải do một phần nhiên liệu không kịp cháy thải ra ngoài và do môi chất công tác có nhiệt độ cao vào cuối hành trình giãn nở.

Nhiệt độ cao của môi chất công tác trong xylanh được duy trì lâu có thể làm xupáp, đỉnh piston quá nóng, làm kẹt các xéc măng,…

6.2.2. Đặc điểm của quá trình cháy trong động cơ diesel

Quá trình cháy trong động cơ diesel là được tính từ thời điểm nhiên liệu thực tế được phun vào buồng cháy. Để có thời gian cần thiết cho quá trình hình thành hỗn hợp nhiên liệu- không khí và chuẩn bị cho hỗn hợp bốc cháy, nhiên liệu được phun vào buồng cháy trước khi piston tới ĐCT. Góc quay của trục khuỷu tính từ thời điểm phun nhiên liệu đến ĐCT được gọi là góc phun sớm. Trị số của góc phun sớm thường xê dịch trong khoảng (φ_s = 10÷40^0) và phụ thuộc vào đặc điểm cấu tạo và tốc độ quay của động cơ. Toàn bộ quá trình phun nhiên liệu kéo dài khoảng 25÷30^0 góc quay trục khuỷu.

Hiện tượng tự bốc cháy nhiên liệu trong động cơ diesel rất phức tạp. Ở đây nhiệt độ của không khí trong buồng cháy không đủ cao để có thể phá huỷ cấu trúc bên trong các phân tử hyđrocacbon như trong trường hợp đốt cháy bằng tia lửa điện. Một số học thuyết về sự bốc cháy nhiên liệu còn cho rằng hiện tượng tự bốc cháy nhiên liệu trong động cơ diesel là kết quả của hàng loạt quá trình hoá học với sự hình thành những hợp chất trung gian để dẫn đến hình thành những phần tử hoạt tính. Với một nồng độ nhất

định, những phần tử hoạt tính này đóng vai trò những trung tâm cháy đầu tiên, mở đầu các phản ứng oxy hoá dây chuyền có toả nhiệt. Như vậy, trong giai đoạn cháy trễ ở động cơ diesel đã diễn ra hàng loạt các quá trình trung gian trong việc hình thành và chuẩn bị cho hỗn hợp cháy tự bốc cháy. Những quá trình đó là: phá huỷ các tia nhiên liệu thành những hạt nhỏ và phân bố chúng trong thể tích buồng cháy, sấy nóng và hoá hơi các hạt nhiên liệu, hình thành những hợp chất trung gian và những trung tâm cháy đầu tiên. Thời gian diễn ra tất cả các quá trình trên được gọi là thời gian cháy trễ τ_i. Thời gian cháy trễ dài hay ngắn có ảnh hưởng rất lớn đến toàn bộ quá trình cháy và sự làm việc của động cơ.

Nếu thời gian cháy trễ τ_i (hoặc góc cháy trễ $\varphi_i = 6.n\ \tau_i$) dài, lượng nhiên liệu tập trung trong buồng cháy tại thời điểm cuối giai đoạn I sẽ lớn. Kết quả là tốc độ tăng áp suất trong xylanh ở giai đoạn II càng lớn, động cơ làm việc "cứng" và "ồn", tải trọng động tác động lên cơ cấu truyền lực sẽ lớn.

Tốc độ quay của động cơ càng cao thì hậu quả của hiện tượng cháy trễ và cháy rớt càng nghiêm trọng. Chính vì vậy, với những giải pháp kỹ thuật hiện có, tốc độ quay của động cơ diesel chưa vượt quá 5000vg/ph (trong khi tốc độ quay của động cơ xăng đã đạt 20.000vg/ph).

Giảm thời gian cháy trễ là một trong các biện pháp cơ bản nhằm hoàn thiện quá trình cháy trong động cơ diesel, đặc biệt đối với động cơ diesel cao tốc. Có thể rút ngắn thời gian cháy trễ ở động cơ diesel bằng các biện pháp sau:

- Sử dụng nhiên liệu có trị số Xe cao.
- Tăng chất lượng phun nhiên liệu.
- Tăng cường vận động rối trong buồng cháy.
- Tăng tỷ số nén để nâng cao áp suất và nhiệt độ của không khí trong buồng cháy...

Ở động cơ diesel rất khó tạo ra một hỗn hợp cháy đồng nhất. Tại các khu vực của buồng cháy ở xa các tia nhiên liệu, hỗn hợp nhiên liệu –không khí quá loãng, không đủ để bốc cháy ($\alpha > \alpha_{max}$). Còn ở khu vực trung tâm các tia nhiên liệu có mật độ các hạt nhiên liệu rất lớn, hỗn hợp nhiên liệu- không khí ở đây quá đậm, vượt quá giới hạn bốc cháy ($\alpha < \alpha_{min}$). Khu vực có lợi nhất cho quá trình cháy khởi phát là vỏ ngoài của chùm tia nhiên liệu, ở đó các hạt nhiên liệu có kích thước nhỏ chuyển động cùng với không khí. Quá trình cháy nhiên liệu ở động cơ diesel không bắt đầu từ một điểm như ở động cơ đốt cháy bằng tia lửa điện. Trong thể tích buồng cháy có thể xuất hiện nhiều trung tâm cháy tại những khu vực có điều kiện thích hợp. Để phân biệt với mô hình "cháy bề mặt" ở động cơ xăng, có thể gọi mô hình bốc cháy nhiên liệu trong động cơ diesel là "cháy thể tích" của một hỗn hợp không đồng nhất.

Quá trình đốt cháy nhiên liệu trong động cơ đốt trong thực chất là quá trình ôxy hoá những thành phần cháy được của nhiên liệu (các bon, hyđrô và một lượng rất nhỏ các tạp chất như lưu huỳnh, phốt pho, vannađi,..) theo các phương trình hoá học dưới đây.

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2 \qquad (6\text{-}4)$$

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O \qquad (6\text{-}5)$$

$$S + O_2 \longrightarrow SO_2 \qquad (6\text{-}6)$$

Trong một số trường hợp, ví dụ khi động cơ làm việc với hỗn hợp cháy đậm (α <1) hoặc khi nhiên liệu không được hoà trộn đều với không khí, sản phẩm quá trình cháy của các bon (C) không phải là cacbonic (CO_2) mà là ôxit cacbon (CO).

$$2C + O_2 \longrightarrow 2CO \qquad (6\text{-}7)$$

Trong các phương trình trên:

C, H_2, S – Những chất cháy được có trong thành phần của nhiên liệu.

O_2 – oxy được nạp vào xylanh cùng với không khí và oxy có trong thành phần của nhiên liệu

CO_2, H_2O, SO_2,CO – các sản phẩm cháy.

Nếu toàn bộ lượng các bon (C) và hydrô (H_2) có trong nhiên liệu được đốt cháy thành cácbonic (CO_2) và nước (H_2O) ta có quá trình cháy hoàn toàn. Ngược lại, nếu trong khí thải có chứa cácbon (C), oxyt cácbon(CO) và hydrocacbon (C_nH_m) thì quá trình đốt cháy nhiên liệu trong động cơ là không hoàn toàn. Sự tồn tại C, CO và C_nH_m trong khí thải có thể do hai nguyên nhân chủ yếu:

Lượng ôxy trong xylanh không đủ để ôxy hoá nhiên liệu đến sản phẩm cuối cùng là CO_2 và H_2O (do sử dụng hỗn hợp cháy đậm hoặc nhiên liệu không được hoà trộn đều với lượng không khí có trong buồng cháy).

Nhiên liệu và sản phẩm cháy bị phân giải dưới tác dụng của áp suất và nhiệt độ cao theo phương trình.

$$CO_2 \xrightarrow{t^o} CO + \frac{1}{2}O_2 \qquad (6\text{-}8)$$

$$H_2O \xrightarrow{t^o} H_2 + \frac{1}{2}O_2 \qquad (6\text{-}9)$$

$$C_nH_m \xrightarrow{t^o} nC + \frac{m}{2}H_2 \qquad (6\text{-}10)$$

Một phần hoặc toàn bộ sản phẩm của quá trình phân giải (CO, C, H_2) sẽ được đốt cháy vào giai đoạn cuối của quá trình cháy hoặc trong thời gian quá trình giãn nở (gọi là quá trình hoàn nguyên sản phẩm cháy). Phần còn lại không kịp cháy sẽ thoát ra ngoài cùng với khí thải.

Cháy không hoàn toàn là điều không mong muốn vì khi đó tổng nhiệt lượng cấp cho môi chất công tác sẽ nhỏ hơn so với trường hợp cháy hoàn toàn. Ngoài ra, một số sản phẩm cháy không hoàn toàn như ôxit cácbon, alđêhít, một số hydrocacbon,… là những hợp chất độc hại đối với sức khoẻ con người và môi trường xung quanh.

Đối với động cơ diesel, hiện tượng cháy không hoàn toàn gia tăng trong quá trình sử dụng chủ yếu do tình trạng kỹ thuật của động cơ, đặc biệt là tình trạng kỹ thuật của hệ thống phun nhiên liệu bị giảm sút. Vì vậy, phải không ngừng nâng cao chất lượng sử dụng động cơ, kiểm tra một cách có hệ thống và khoa học tình trạng kỹ thuật của chúng.

Qua những điều phân tích ở trên chúng ta thấy rằng một quá trình cháy có chất lượng cao phải đạt hai yêu cầu cơ bản sau đây:

+ Nhiên liệu cháy hoàn toàn (sản phẩm cháy cuối cùng là CO_2 và H_2O) và cháy kịp thời (cháy gần ĐCT). Khi đó ta có được hiệu quả sử dụng nhiệt cao nhất.

+ Tốc độ tăng áp suất trung bình (w_{tb}) và áp suất cháy cực đại (p_z) có trị số vừa phải, đảm bảo cho động cơ làm việc "mềm" , độ ồn thấp và hạn chế tải trọng cơ học tác dụng lên cơ cấu truyền lực.

6.2.3. Những yếu tố ảnh hưởng đến quá trình cháy trong động cơ diesel

a) Tính chất lý hoá của nhiên liệu

Hai tính chất quan trọng của nhiên liệu có ảnh hưởng trực tiếp đến diễn biến quá trình cháy là tính tự bốc cháy và độ nhớt.

Như chúng ta đã biết, nhiên liệu khi được phun vào buồng cháy của động cơ diesel sẽ tự bốc cháy mà không cần tới nguồn lửa từ bên ngoài như đối với các loại động cơ đốt cháy cưỡng bức. Từ đặc điểm này mà nhiên liệu dùng cho động cơ diesel phải có tính tự bốc cháy cao.

Chỉ tiêu đánh giá tính tự bốc cháy của nhiên liệu được sử dụng phổ biến nhất hiện nay là trị số xetan. Để xác định trị số xetan của nhiên liệu người ta dùng một động cơ thí nghiệm đã được tiêu chuẩn hoá và nhiên liệu mẫu.

Nhiên liệu mẫu là hỗn hợp của xetan ($C_{16}H_{34}$ mạch thẳng) với số xetan được quy ước bằng 100 và alfa-mêtyl-naptalin ($C_{10}H_7CH_3$) có số xetan quy ước là 0. Nếu thời gian cháy trễ (hoặc tỷ số nén tới hạn) khi động cơ chạy bằng nhiên liệu thí nghiệm và chạy bằng nhiên liệu mẫu là như nhau thì trị số xetan của nhiên liệu thí nghiệm chính là số phần trăm thể tích của xetan có trong nhiên liệu mẫu.

Động cơ có trị số xetan càng cao thì thời gian cháy trễ càng ngắn. Như vậy từ góc độ quá trình cháy, nhiên liệu có trị số xetan càng cao càng tốt. Động cơ diesel có tốc độ quay lớn yêu cầu nhiên liệu phải có trị số xetan cao hơn.

Độ nhớt của nhiên liệu có liên quan đến quá trình cháy thông qua ảnh hưởng tới chất lượng phun nhiên liệu và tốc độ hoá hơi của các hạt nhiên liệu trong buồng cháy. Độ nhớt quá thấp (ví dụ như dầu diesel bị lẫn nhiều xăng, cồn,...) sẽ không đảm bảo độ kín và điều kiện bôi trơn cho các chi tiết thuộc hệ thống phun nhiên liệu. Tia phun nhiên liệu ngắn, hạt nhiên liệu phun tơi và cháy gần vòi phun. Ngược lại, độ nhớt quá lớn thì chất lượng phun và khả năng hoá hơi của nhiên liệu bị giảm sút làm tăng cường hiện tượng cháy không hoàn toàn trong động cơ.

Động cơ cao tốc	Động cơ trung tốc	Động cơ thấp tốc
Xe ≥ 45	Xe ≥ 35	Xe ≥ 25

Nhiên liệu nặng có độ nhớt cao thường phải được sấy nóng trước khi dẫn đến bơm cao áp. Trong một số trường hợp người ta sử dụng các phụ gia như: PEROLIN *Fuel Oil Treatment* 667-ND, VECOMEOT Oil Treatment,… để cải thiện chất lượng phun nhiên liệu và chất lượng hoá hơi. Một trong những chức năng của các chất phụ gia đó là giảm sức căng bề mặt các hạt nhiên liệu.

b. Tốc độ quay của động cơ

Tốc độ quay có ảnh hưởng lớn đến quá trình cháy từ hai phía đối lập nhau. Ở tốc độ quay lớn, chất lượng phun nhiên liệu cao và vận động rối mạnh của môi chất công

tác trong xylanh sẽ có ảnh hưởng tốt đến quá trình cháy, tốc độ quay càng cao thì nhiên liệu được đưa vào buồng cháy trong thời gian cháy trễ càng nhiều. Kết quả là tốc độ tăng áp suất ở giai đoạn tiếp theo của quá trình cháy sẽ lớn, động cơ làm việc "cứng", "ồn", tải trọng tác dụng lên các chi tiết tăng. Ngoài ra, khi tăng tốc độ quay, thời gian dành cho mỗi chu trình công tác bị rút ngắn, quá trình cháy phải kéo dài trên đường giãn nở - Điều này thể hiện qua hiện tượng tăng nhiệt độ khí thải và nhiệt độ nước làm mát khi tăng tốc độ quay của động cơ.

c. Áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén (p_c, T_c)

Áp suất và nhiệt độ của môi chất công tác ở cuối quá trình nén càng cao thì quá trình chuẩn bị cho nhiên liệu bốc cháy diễn ra càng nhanh, tức là thời gian cháy trễ càng ngắn. Trị số của p_c và T_c phụ thuộc vào hàng loạt các yếu tố:

- Tỷ số nén của động cơ.
- Vật liệu chế tạo pistonvà nắp xylanh.
- Áp suất và nhiệt độ của không khí nạp.
- Phụ tải của động cơ.
- Tình trạng kỹ thuật của nhóm piston, xécmăng, xylanh , xupáp,..

Tăng tỷ số nén làm tăng áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén qua đó gia tăng tốc độ quá trình cháy. Vì lẽ đó mà các động cơ diesel cao tốc thường phải có tỷ số nén cao hơn so với động cơ thấp tốc. Những động cơ diesel đa nhiên liệu có tỷ số nén rất cao để tạo ra áp suất p_c và nhiệt độ T_c đủ lớn có thể làm bốc cháy những loại nhiên liệu có trị số xetan thấp như xăng, dầu hoả,…

Gang dẫn nhiệt kém hơn nhôm nên nếu piston và nắp xylanh bằng gang thì nhiệt độ của môi chất công tác cuối quá trình nén sẽ cao hơn so với trường hợp chúng được chế tạo bằng hợp kim nhôm.

Sự thay đổi phụ tải của động cơ sẽ kéo theo sự thay đổi nhiệt độ của vách buồng cháy và nhiệt độ của không khí nén. Phụ tải càng lớn thì nhiệt độ của không khí cuối quá trình nén càng cao.

Những động cơ tăng áp được nạp không khí (hoặc hoà khí) dưới áp suất và nhiệt độ cao hơn áp suất và nhiệt độ khí quyển. Do vậy, nếu tỷ số nén như nhau thì áp suất và nhiệt độ của quá trình nén ở động cơ tăng áp cao hơn ở động cơ không tăng áp. Đây là một trong các nguyên nhân làm cho động cơ tăng áp làm việc "êm" hơn hoặc có thể chạy bằng nhiên liệu xấu hơn so với trường hợp động cơ không tăng áp.

Sức cản khí động trong hệ thống nạp tăng (bình lọc không khí bẩn) không gian công tác của xylanh không kín (piston, xylanh, xécmăng và các xupáp bị mòn rỗ,…) là những yếu tố làm giảm áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén và có ảnh hưởng không tốt tới quá trình cháy. Trong trường hợp này, không những công suất và hiệu suất giảm mà còn có thể dẫn đến tình trạng khó hoặc không khởi động động cơ được do nhiên liệu không bốc cháy trong điều kiện áp suất và nhiệt độ quá thấp.

Ngoài những điều trình bày ở trên, diễn biến và chất lượng quá trình cháy trong động cơ diesel còn bị chi phối bởi các yếu tố khác nữa như: kết cấu buồng cháy, thời điểm, quy luật và chất lượng phun nhiên liệu. Những vấn đề này sẽ được giới thiệu một cách có hệ thống hơn ở phần tiếp theo.

6.2.4. Xác định nhiệt độ và áp suất lớn nhất của quá trình cháy T_z và p_z

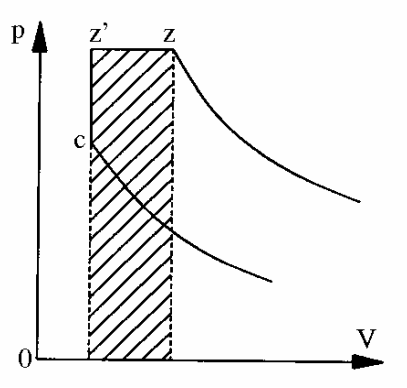
1. Tính nhiệt độ lớn nhất Tz

Muốn tính Tz ta phải lập được phương trình cân bằng nhiệt trong xylanh trước và sau khi cháy đến lúc đạt được nhiệt độ lớn nhất Tz.

Theo định luật I nhiệt động học. Nhiệt độ nhiên liệu cháy sinh ra dùng để tăng nội năng của môi chất công tác và thực hiện công cơ học, một phần truyền ra môi trường làm mát.

Theo phương trình của định luật I nhiệt động học:

$$\xi_z.Q_H = U_z - U_c + L_{z'z} \qquad (6\text{-}11)$$



Hình 6-10. Đồ thị công của chu trình hỗn hợp để xác định T_z.

Ở đây: ξ_z - Hệ số sử dụng nhiệt tại điểm z ($\xi_z = 0,75 \div 0,95$), (là phần nhiệt dùng tăng nội năng của môi chất công tác ở phần CZ và sinh công cơ học).

Q_H – Nhiệt trị thấp của nhiên liệu, kJ/kgnl.

U_z – Nội năng của sản phẩm cháy và khí sót cuối quá trình cháy (kJ/kg).

U_c – Nội năng của hỗn hợp nhiên liệu và khí sót đầu quá trình cháy (kJ/kg).

$L_{Z'Z}$ – Công của chất khí ở phần z'z, (kJ/kg).

$$U_z = m''_{cv}.(m_2 + m_r).T_z \qquad (6\text{-}12)$$

$$U_c = m'_{cv}.(m_1 + m_r).T_c \qquad (6\text{-}13)$$

m – Là số mol sản phẩm cháy.

m''_{cv} và m'_{cv} – Nhiệt dung mol đẳng tích trung bình của sản phẩm cháy và hỗn hợp công tác (kcal/kmol.K).

Vì m_r rất nhỏ so với hỗn hợp cháy m_1 nên coi $m'_{cv} = m_{cv}$ (m_{cv} là nhiệt dung riêng mol đẳng tích của không khí, kJ/kmol.K).

Công giãn nở của môi chất trên đoạn z'z:

$$L_{z'z} = p_z.V_z - p_{z'}.V_{z'} \qquad (6\text{-}14)$$

Vì: $p_{z'} = p_z = \lambda.p_c$ và $V_{z'} = V_c$

Nên: $L_{z'z} = p_z.V_z - \lambda.p_c.V_c$

Viết phương trình đặc trưng cho sản phẩm cháy tại điểm z và c:

$$p_z.V_z = 8314.(m_2 + m_r).T_z \qquad (6\text{-}15)$$

$$p_c.V_c = 8314.(m_1 + m_r).T_c \qquad (6\text{-}16)$$

Thay công ở điểm z và c ta có:

$$L_{z'z} = 8314.(m_2 + m_r).T_z - 8314.\lambda.(m_1 + m_r).T_c \qquad (6\text{-}17)$$

Thay giá trị vào phương trình (6-11) ta có:

$$\xi_z.Q_H = m''_{cv}(m_2 + m_r).T_z - m'_{cv}(m_1 + m_r).T_c + 8314.(m_2 + m_r).T_z - 8314.\lambda(m_1 + m_r).T_c$$

Chuyển vế và chia hai vế cho (m_1+m_r) ta có:

$$\frac{\xi_z.Q_H}{m_1 + m_r} + (m'_{cv} + 8314\lambda).\frac{m_1 + m_r}{m_1 + m_r}.T_c = (m''_{cv} + 8314).\frac{m_2 + m_r}{m_1 + m_r}.T_z$$

Thay: $m_1 + m_r = m_1(1+\gamma_r)$ và $\frac{m_2 + m_r}{m_1 + m_r} = \mu$ (hệ số biến đổi phân tử),

$m''_{cp} = m'_{cv} + 8314$

Ta có:
$$\frac{\xi_z.Q_H}{m_1(1+\gamma_r)} + (m'_{cv} + 8314\lambda).T_c = \mu.m''_{cp}.T_z \qquad (6\text{-}18)$$

(6-18) là phương trình để xác định T_z cho động cơ diesel, đối với động cơ cácbuaratơ $L_{z'z} = 0$. Khi $\alpha \geq 1$ ta có:

$$\frac{\xi_z.Q_H}{m_1(1+\gamma_r)} + m'_{cv}.T_c = \mu.m''_{cv}.T_z; \qquad (6\text{-}19)$$

Nhưng thực tế động cơ cácbuaratơ phần lớn làm việc ở chế độ $\alpha<1$. Do đó có sự cháy không hoàn toàn nên có tổn thất nhiệt ΔQ_H. Phương trình (6-13) sẽ là:

$$\frac{\xi_z.(Q_H - \Delta Q_H)}{m_1(1+\gamma_r)} + m'_{cv'}.Tc = \mu.m''_{cv}.Tz \qquad (6\text{-}20)$$

Theo nhiệt động học thì các giá trị của nhiệt dung riêng theo nhiệt độ sẽ là:

$m'_{cv} = a + b.T$

$m''_{cv} = a_{v''} + (b_{v''}).T$

$m'_{cp} = a_{p'} + (b_{p''}).T$

Thay vào phương trình (6-18) ta có:

$$\frac{\xi_z.Q_H}{m_1(1+\gamma_r)} + (a + b.Tc + 8314.\lambda).T_c = \mu.(a_{p'} + b_{p''}T_z).T_z \qquad (6\text{-}21)$$

Rút gọn lại ta được phương trình bậc 2 theo T_z:

$$A.T_z^2 + B.T_z + C = 0$$

Giải phương trình bậc 2 trên ta có (lấy nghiệm dương):

$$T_Z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4.A.C}}{2A}; \quad K \qquad (6\text{-}22)$$

Với động cơ cácbuaratơ ta có:

$$\frac{\xi_z.(Q_H - \Delta Q_H)}{m_1(1+\gamma_r)} + (a + b.T_c).T_c = \mu.(a_{v''} + b_{v''}T_z).T_z; \qquad (6\text{-}23)$$

Rút gọn lại ta cũng được phương trình bậc 2 theo T_z như trên và giải phương trình ta tìm được giá trị T_z.

Theo kinh nghiệm nhiệt độ lớn nhất (ở chế độ toàn tải) nằm trong phạm vi sau:

Động cơ xăng: $T_z = 2200 \div 2800\ ^0K;$

Động cơ diesel: $T_z = 1800 \div 2300\ ^0K;$

Nhiệt độ lớn nhất trong động cơ diesel thấp hơn ở động cơ xăng vì ở động cơ diesel chỉ còn 70% nhiệt lượng do nhiên liệu cung cấp dùng tăng nội năng (tức là nhiệt độ sinh công thực sự có ích theo đường cz). Còn lại 30% nhiệt dùng vào công giãn nở ban đầu theo đường z'-z.

Nếu ở động cơ diesel tất cả nhiên liệu cho cháy ở gần ĐCT như ở động cơ xăng thì nhiệt độ Tz cũng xấp xỉ 25000K nhưng như vậy động cơ làm việc rất "cứng" với độ tăng áp suất trung bình ($\Delta p/\Delta \varphi$) rất lớn.

Nhiệt độ Tz còn phụ thuộc vào loại nhiên liệu (Hu), hệ số dư lượng không khí α và tỷ số nén ε.

Nhiệt trị thấp Hu càng lớn thì Tz càng lớn, và với α = (0,85÷0,95) cho Tz cao nhất đối với động cơ xăng.

2. Tính áp suất tối đa pz

Ở chu trình hỗn hợp (động cơ diesel) muốn tính pz ta dùng hai phương trình trạng thái tại hai điểm C và Z:

$$pz.Vz = 8314.(m2 + mr).Tz \quad (6\text{-}24)$$

$$pc.Vc = 8314.(m1 + mr).Tc \quad (6\text{-}25)$$

Chia phương trình (6-24) cho phương trình (6-25) và thay các giá trị:

$$\frac{m_2 + m_r}{m_1 + m_r} = \mu \ ; \quad \frac{p_z}{p_c} = \lambda \ \text{ và } \ \frac{V_z}{V_c} = \rho ; \quad \lambda = \frac{\mu}{\rho}.\frac{T_z}{T_c};$$

Vậy chu trình hỗn hợp có:

$$p_z = \lambda . p_c = \frac{\mu}{\rho}.\frac{T_z}{T_c}.p_c \ ; \quad (6\text{-}26)$$

Đối với chu trình cháy đẳng tích (v = const) ta có:

$$p_z = \lambda . p_c = \mu . \frac{T_z}{T_c}.p_c \ ; \quad (6\text{-}27)$$

Động cơ diesel: pz = 50 ÷ 100 kG/cm2,
thậm chí đến 190 kG/cm2

Động cơ xăng: pz = 30 ÷ 80 kG/cm2

pz phụ thuộc vào tỷ số nén ε, độ mở bướm ga (tải), tốc độ động cơ và thành phần hỗn hợp (α). Tỷ số nén càng cao, thì Vc càng nhỏ, diện tích tiếp xúc với nước làm mát giảm, nên pz tăng. Độ mở bướm ga càng bé, hệ số khí sót γr tăng, chất lượng nạp kém và cháy kém nên pz giảm.

Khi mở 100% bướm ga, pz đạt được giá trị lớn ở tốc độ trung bình và hạ thấp ở tốc độ thấp (vì chất lượng nạp kém và nhiệt toả ra thành buồng cháy nhiều do cháy chậm) cũng như ở tốc độ cao (vì tăng hệ số khí sót γr nên lượng khí sót tuyệt đối cũng tăng, thời gian của mỗi chu trình giảm, nhiên liệu không cháy hết được ở gần ĐCT và còn tiếp tục cháy sau ĐCT trên đường giãn nở), pz lớn nhất trong động cơ cácbuarato

khi $\alpha = 0,85 \div 0,95$ vì khi đó tốc độ cháy nhanh, ít phân ly và hệ số biến đổi phân tử (μ) tăng nhiều hơn.

ở động cơ diesel pz cao hơn nhiều (tuỳ theo phương pháp tạo hỗn hợp) nhất là ở buồng cháy thống nhất và phụ thuộc vào góc phun nhiên liệu sớm, tức là giai đoạn cháy trễ và sau đó sang giai đoạn 2 phụ thuộc vào sự toả nhiệt lúc cháy đẳng tích và đẳng áp. Khi giảm góc phun nhiên liệu thì pz giảm (điều chỉnh chất).

Bảng 6-1. Các thông số của quá trình cháy

Loại động cơ	ξ_z	λ	ρ	p_z, MN/m^2	T_z, K
Động cơ Gas	0,8 ÷ 0,85	3 ÷ 4	1	2,5 ÷ 4,5	2300 ÷ 2500
Động cơ xăng	0,85 ÷ 0,95	3 ÷ 4	1	3 ÷ 5	2300 ÷ 2800
Động cơ diesel	0,70 ÷ 0,90	1,2 ÷ 1,4	1,2÷1,7	5 ÷ 11	1800 ÷ 2300

6.3. QUÁ TRÌNH GIÃN NỞ

Diễn biến quá trình giãn nở trong động cơ đốt trong khá phức tạp vì trong thời gian môi chất công tác giãn nở còn diễn ra đồng thời nhiều quá trình hoá học nhiệt động và khí động khác như:

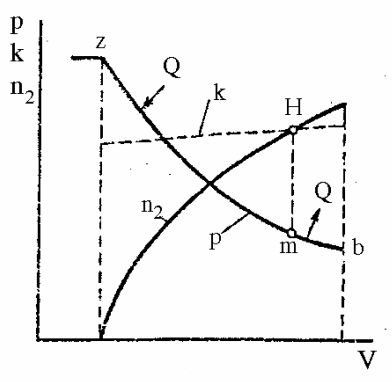
- Phân giải và hoàn nguyên sản phẩm cháy.
- Cháy rớt.
- Truyền nhiệt từ môi chất công tác cho vách xylanh.
- Lọt khí qua khe hở giữa piston và xylanh,….

Các hiện tượng phân giải sản phẩm cháy, truyền nhiệt cho vách xylanh và lọt khí gây tổn thất nhiệt mà môi chất công tác nhận được trong quá trình cháy. Hiện tượng cháy rớt và hoàn nguyên sản phẩm cháy có tác dụng cung cấp cho môi chất công tác một lượng nhiệt nhất định. Tuy nhiên hiệu quả sử dụng lượng nhiệt này rất thấp, không những thế việc duy trì nhiệt độ cao của môi chất công tác trong một thời gian dài có thể làm hư hại các chi tiết tiếp xúc trực tiếp với khí nóng như: đỉnh piston, xupáp thải,…

Thực tế, quá trình giãn nở trong động cơ đốt trong không phải là quá trình đoạn nhiệt như đã giả định đối với chu trình lý tưởng mà là một quá trình đa biến với chỉ số giãn nở đa biến n_2 có trị số thay đổi trong suốt thời gian diễn ra quá trình. Tương tự như đối với quá trình nén, để đơn giản trong tính toán, người ta quy ước rằng quá trình giãn nở trong động cơ đốt trong là một quá trình đa biến với chỉ số đa biến trung bình n_2 có trị số không thay đổi . Trị số của n_2 có thể xác định bằng phương pháp gần đúng dựa trên cơ sở phương trình cân bằng nhiệt lượng trong quá trình giãn nở hoặc là chọn dựa vào các số liệu thực nghiệm của động cơ mẫu và đặc điểm về cấu tạo và sử dụng của động cơ thiết kế.

Áp suất và nhiệt độ của môi chất công tác tại thời điểm cuối hành trình giãn nở được tính bằng công thức sau:

Đối với động cơ diesel:



$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n2} = p_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n2}$$

(6-28)

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n2-1} = T_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n2-1}$$

(6-29)

Đối với động cơ xăng:

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n2} = \frac{p_z}{\varepsilon^{n2}}$$

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n2-1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n2-1}}$$

Hình 6.11. Đồ thị biểu diễn mối quan hệ đường cong giãn nở z- b chỉ số giãn nở đoạn nhiệt k và đa biến n_2

Trong đó: ε - Tỷ số nén của động cơ.

ρ - Tỷ số giãn nở ban đầu. ($\rho = V_z/V_c$)

n_2 - Chỉ số giãn nở đa biến trung bình.

p_z, T_z, V_z, V_b - áp suất, nhiệt độ và thể tích không gian công tác của xylanh tại những điểm đặc trưng của chu trình công tác.

Trị số n_2, p_b, T_b của các loại động cơ khác nhau nằm trong phạm vi sau:

Loại động cơ	n_2	p_b, MN/m^2	T_b (K)
Động cơ Gas	1,25 ÷1,35	0,4 ÷0,6	1300 ÷1700
Động cơ xăng	1,23 ÷1,27	0,4 ÷0,6	1500 ÷1700
Động cơ diesel ôtô, máy kéo	1, 14 ÷1,23	0,3 ÷0,5	1000 ÷1400
Động cơ đầu máy diesel	1,15 ÷1,25	0,4 ÷0,6	1000 ÷1200

Câu hỏi chương 6: Quá trình cháy và giãn nở

1. Diễn biến quá trình cháy trong động cơ xăng và các nhân tố ảnh hưởng?
2. Diễn biến quá trình cháy trong động cơ diezen, các nhân tố ảnh hưởng?
3. Diễn biến quá trình giãn nở, quá trình trao đổi nhiệt trong quá trình giãn nở?

CHƯƠNG 7
CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ KỸ THUẬT CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

7.1. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ KỸ THUẬT

Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ là những thông số dùng để đánh giá và so sánh các động cơ khác nhau về phương diện kết cấu và sử dụng.

Có thể chia các chỉ tiêu kinh tế- kỹ thuật của động cơ đốt trong thành ba nhóm:

Nhóm I: Các chỉ tiêu năng lượng

Nhóm II: Các chỉ tiêu so sánh.

Nhóm III: Các chỉ tiêu sử dụng.

Các chỉ tiêu năng lượng đặc trưng cho tính kỹ thuật của động cơ. Nhóm chỉ tiêu này bao gồm:

- Tốc độ quay của động cơ.
- Áp suất chỉ thị và áp suất có ích trung bình.
- Công suất.
- Mô men quay.

Các chỉ tiêu so sánh dùng để so sánh các động cơ khác nhau từ góc độ kết cấu, sử dụng và hiệu quả sử dụng năng lượng. Các thông số dưới đây có thể xếp vào nhóm chỉ tiêu so sánh:

- Tốc độ quay của động cơ.
- Vận tốc trung bình của piston.
- Áp suất chỉ thị và áp suất có ích trung bình.
- Hiệu suất.
- Suất tiêu hao nhiên liệu.

Các chỉ tiêu so sánh đánh giá cường độ làm việc của động cơ như: ứng suất nhiệt, ứng suất cơ,.v.v..

Các chỉ tiêu sử dụng có liên quan đến độ tin cậy, độ ồn, mức độ tự động hoá, tuổi thọ của động cơ,v.v...

Dưới đây sẽ đề cập đến một số chỉ tiêu cơ bản và phổ biến nhất.

7.1.1. Tốc độ quay của động cơ

Tốc độ quay của động cơ được xác định bằng số vòng quay của trục khuỷu trong một đơn vị thời gian (thường tính bằng phút).

Người ta ký hiệu tốc độ quay của động cơ bằng chữ n. Đơn vị của nó là vòng/phút (vg/ph) hoặc vòng/ giây (vg/s).

a. Tốc độ quay định mức (n_n)

Tốc độ quay định mức là tốc độ quay do nhà chế tạo định ra. Nó ứng với trường hợp động cơ phát ra công suất định mức trong điều kiện chịu tải bằng mômen định mức.

b. Tốc độ quay sử dụng (n_d)

Trong điều kiện khai thác bình thường, động cơ thường làm việc với tốc độ quay sử dụng có trị số nhỏ hơn tốc độ quay định mức.

Trị số tốc độ quay sử dụng của động cơ như sau:

$$n_d = 3.n_n.\sqrt[3]{e} \ ; \qquad (7\text{-}1)$$

Trong đó: e – mức độ sử dụng công suất động cơ, $e = \frac{N_d}{N_n}$;

N_d – Công suất sử dụng.

N_n – Công suất định mức của động cơ.

c. Tốc độ quay cực đại (n_{max}) là tốc độ quay lớn nhất mà ở đó nhà chế tạo cho phép động cơ làm việc trong một thời gian nhất định (khoảng 1giờ). Thông thường $n_{max} = 1,1.n_n$, (=110% n_n).

d. Tốc độ quay cực tiểu (n_{min}) là tốc độ quay nhỏ nhất mà ở đó động cơ còn có thể làm việc ổn định.

Tốc độ quay cực tiểu được quyết định bởi điều kiện bốc cháy của nhiên liệu hoặc bởi hiện tượng "bơm" đối với động cơ tăng áp bằng tuabin khí thải. Trong trường hợp thứ nhất tốc độ quay cực tiểu bằng khoảng 30%n_n còn trong trường hợp thứ hai $n_{min} = (50\text{-}60)\%n_n$.

e. Tốc độ quay khởi động (n_{kd}) là tốc độ quay nhỏ nhất mà ở đó có thể khởi động được động cơ.

7.1.2. Vận tốc trung bình của piston (Cm)

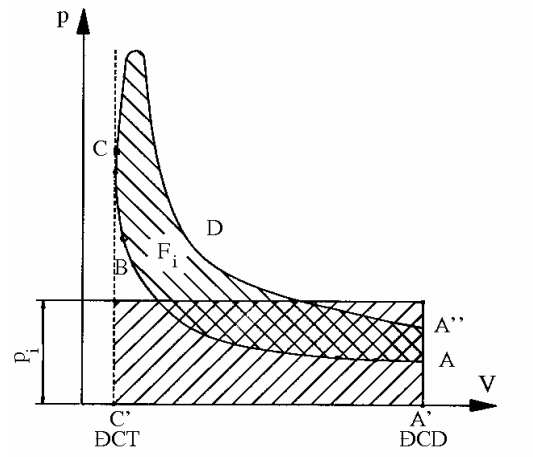
Vận tốc trung bình của piston được tính bằng công thức:

$$C_m = \frac{S.n}{30} \ ; (m/s)$$

Trong đó: S- Hành trình của piston (m).

n- Tốc độ quay của động cơ (vg/ph).

Cường độ hao mòn của một số chi tiết của động cơ như xécmăng, piston, xylanh,… và vận tốc trung bình của piston(Cm) có liên quan mật thiết với nhau. Vì vậy, Cm được coi là một trong các chỉ tiêu đánh giá cường độ làm việc và tuổi thọ của động cơ.



Hình 7-1. Giải thích ý nghĩa vật lý và phương pháp xác định áp suất chỉ thị trung bình trên cơ sở đồ thị công chỉ thị.

Căn cứ vào vận tốc trung bình của piston, người ta chia động cơ thành ba nhóm sau:

- Động cơ có vận tốc piston thấp: Cm ≤ 6 m/s

- Động cơ có vận tốc piston trung bình: $C_m \leq 9$ m/s
- Động cơ có vận tốc piston cao: $C_m \geq 9$ m/s

7.1.3. Áp suất chỉ thị trung bình

Áp suất chỉ thị trung bình (ký hiệu p_i) có trị số bằng công chỉ thị (L_i) ứng với một đơn vị thể tích công tác của xylanh (Vh).

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \tag{7-3}$$

Đường cong ABC biểu diễn sự thay đổi áp suất của môi chất công tác trong thời gian hành trình nén, đường cong CDA" biểu diễn sự thay đổi áp suất trong hành trình giãn nở. Diện tích F(n) = ABCC'A'A tương ứng với công tiêu hao để nén môi chất công tác trong xylanh động cơ. Diện tích F(g) = A"DCC'A'A" tương ứng với công do môi chất công tác sinh ra. Diện tích giới hạn bởi đồ thị công chỉ thị là $F_i = F(g) - F(n)$ sẽ tương ứng với công chỉ thị L_i là công do môi chất sinh ra trong xylanh trong thời gian một chu trình công tác mà ta có thể sử dụng được.

Nếu ta thay diện tích F_i bằng diện tích hình chữ nhật có đáy bằng chiều dài đoạn A'C' và chiều cao bằng p_i thì trị số của p_i được gọi là áp suất chỉ thị trung bình. *Như vậy áp suất chỉ thị trung bình là áp suất quy ước có trị số không đổi, tác dụng lên piston trong thời gian một chu trình, sinh ra một công bằng công chỉ thị của chu trình.*

7.1.4. Áp suất có ích trung bình

Công chỉ thị là công do môi chất công tác sinh ra trong xylanh. Một phần công chỉ thị được truyền ra ngoài động cơ cho bộ tiêu thụ công suất (máy phát điện, chân vịt tàu thuỷ, các bánh xe của ôtô,..) phần còn lại dùng để dẫn động các bộ phận chuyển động của động cơ và tiêu hao cho ma sát bên trong động cơ. Phần công chỉ thị truyền cho bộ tiêu thụ công suất được gọi là công có ích (L_e), phần còn lại được gọi chung là công tổn thất cơ học (L_m). Ta có:

$$L_e = L_i - L_m \tag{7-4}.$$

Tổn thất cơ học trong động cơ bao gồm:

- Tổn thất do ma sát trong các ổ đỡ, ma sát giữa piston và xécmăng với xylanh, giữa chi tiết chuyển động trong không khí.
- Công tiêu hao cho việc dẫn động các cơ cấu và thiết bị phục vụ động cơ: cơ cấu trao đổi khí, bơm nước làm mát, bơm dầu bôi trơn, bơm cao áp, quạt gió,…

Tương tự như trường hợp áp suất chỉ thị trung bình, người ta đưa ra các khái niệm "áp suất có ích trung bình" và "áp suất tổn thất cơ học trung bình" được tính theo các công thức sau:

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}\ ; \tag{7-5}$$

$$p_m = \frac{L_m}{V_h}; \tag{7-6}$$

7.1.5. Công suất của động cơ

Công suất của động cơ là công do môi chất công tác giãn nở sinh ra trong một đơn vị thời gian. Ở động cơ đốt trong, người ta phân biệt các khái niệm công suất như sau:

a. Công suất chỉ thị Ni

Công suất chỉ thị Ni là công suất ứng với công chỉ thị. Theo định nghĩa ta có:

$$Ni = \frac{L_i.i}{t} \; ; \qquad (7\text{-}7)$$

với $$t = \frac{z}{n} \qquad (7\text{-}8)$$

Trong các công thức trên:

N_i - Công suất chỉ thị của động cơ (W).

L_i - Công chỉ thị của chu trình (J).

i - Số xylanh của động cơ.

t - Thời gian thực hiện một chu trình công tác (s).

n - Tốc độ quay của động cơ, vg/ph.

Hệ số phụ thuộc vào số kỳ của động cơ, (động cơ 4 kỳ z = 2, động cơ 2 kỳ z = 1).

Thay các giá trị vào công thức tính Ni ta có:

$$Ni = \frac{p_i.V_h.i.n}{z}; \qquad (7\text{-}9)$$

b. Công suất có ích Ne

Công suất có ích Ne là công suất mà động cơ truyền cho bộ tiêu thụ công suất, nó được đo ở đầu ra của trục khuỷu.

Nếu biết áp suất có ích trung bình p_e có thể tính được công suất có ích của động cơ theo công thức sau:

$$N_e = \frac{p_e.V_h.i.n}{z} \qquad (7\text{-}10)$$

c. Công suất định mức N_n

Công suất định mức N_n là công suất có ích của động cơ phát ra trong các điều kiện quy ước.

Các điều kiện quy ước khi xác định công suất định mức của động cơ bao gồm:

Mô men quay định mức.

Tốc độ quay định mức.

Điều kiện khí quyển và điều kiện trang bị cho động cơ khi đo công suất do tiêu chuẩn của mỗi nước quy định.

Vấn đề trang bị cho động cơ khi đo công suất cũng không giống nhau. Tiêu chuẩn của Đức (DIN), của Ba Lan (PN) và nhiều nước châu Âu khác quy định: Khi đo công suất động cơ phải được trang bị đầy đủ các bộ phận và các thiết bị như bầu lọc không khí, bình tiêu âm, quạt gió,... Giống như khi nó làm việc trong điều kiện thực tế. Trái

lại, tiêu chuẩn của Liên Xô cũ (GOCT) và của Mỹ (SAE) cho phép đo công suất của động cơ không có các bộ phận và các thiết bị kể trên.

Bảng 7-1. Tiêu chuẩn của một số nước quy định điều kiện khí hậu tiêu chuẩn khi xác định công suất định mức của ĐC đốt trong

Tiêu chuẩn	Điều kiện khí quyển		
	p_0, mmHg	T_o, K	φ,%
TCVN 1684 –75 (Việt nam)	760	293	70
GOCT 22246 – 76 (Liên Xô)	760	318	75
PN 78/S – 02005 (Ba Lan)	750	298	50
JIS (Nhật Bản)	750	303	60

d. Công suất sử dụng N_d

Công suất sử dụng N_d là công suất có ích lớn nhất mà động cơ phát ra trong điều kiện làm việc có tải trọng không đổi và không giới hạn về thời gian. Thông thường $N_d = (0,85 \div 0,9)N_n$.

e. Công suất cực đại N_{max}

Công suất cực đại N_{max} là công suất có ích lớn nhất mà động cơ có thể phát ra trong một khoảng thời gian nhất định trong điều kiện làm việc có tải không đổi.

TCVN 1684-75 quy định công suất cực đại của động cơ phải đạt $110\%N_n$ trong khoảng thời gian 1 giờ. Tổng số thời gian làm việc ở chế độ công suất cực đại không quá 10% thời gian làm việc chung của động cơ. Thời gian lặp lại chế độ công suất cực đại không được nhỏ hơn 6 giờ.

f. Công suất quy đổi N_{er}

Công suất quy đổi N_{er} là công suất cũng như một số chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật khác của động cơ đốt trong có ảnh hưởng đáng kể của điều kiện môi trường xung quanh, đặc biệt là áp suất và nhiệt độ. Để có thể so sánh kết quả thí nghiệm được tiến hành trong điều kiện môi trường khác nhau, cần phải quy đổi kết quả thu được theo điều kiện khí quyển tiêu chuẩn.

TCVN 1685-75 quy định cách quy đổi công suất của động cơ diesel không tăng áp như sau:

$$N_{er} = N_e . \frac{746}{B - p_n} . \frac{273 - t}{293} \; ; \qquad (7\text{-}11)$$

Trong đó: N_{er} - Công suất quy đổi, kW.

N_e - Công suất thu được khi thí nghiệm, kW.

B - Áp suất khí quyển trong khi thí nghiệm, mm Hg.

p_n - Áp suất cục bộ của hơi nước trong không khí ẩm khi nhiệt độ và độ ẩm tương đối của không khí đo được trong phòng thí nghiệm, mm Hg.

t - Nhiệt độ không khí trong phòng thí nghiệm đo ở khoảng cách 1,5 m từ chỗ không khí được hút vào động cơ, (^{0}C).

Tiêu chuẩn PN-78/S-02005 hướng dẫn cách quy đổi các kết quả thí nghiệm như sau:

$$N_{er} = K_0 . N_e \quad (7\text{-}12)$$

$$M_{er} = K_0 . M_e \quad (7\text{-}13)$$

$$g_{er} = K_0 . g_e \quad (7\text{-}14)$$

$$G_{er} = K_0 . G_e \quad (7\text{-}15)$$

Đối với động cơ diesel không tăng áp:

$$K_0 = \left(\frac{100}{B}\right)^{0,65} . \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5} \quad (7\text{-}16)$$

Đối với động cơ xăng:

$$K_0 = \frac{100}{B} . \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5} \quad (7\text{-}17)$$

Trong đó: T - Nhiệt độ không khí trong phòng thí nghiệm ở khu vực gần bầu lọc không khí, (K).

K_0 - Hệ số quy đổi.

g_e, g_{er} - suất tiêu hao nhiên liệu trong điều kiện thí nghiệm và suất tiêu hao nhiên liệu quy đổi, (g/ml.h).

G_e, G_{er} - Lượng nhiên liệu tiêu thụ khi thí nghiệm và lượng nhiên liệu tiêu thụ quy đổi, (kg).

7.1.6. Mô men quay của động cơ

Trong điều kiện tải trọng bên ngoài thay đổi, mô men do các động cơ kiểu piston sinh ra luôn biến đổi và dao động xung quanh trị số trung bình Me. Mô men có trị số trung bình đó được gọi là mô men quay của động cơ. Nếu biết công suất và tốc độ quay của động cơ, có thể tính được mô men đó có giá trị theo công thức sau:

$$M_e = \frac{N_e}{2.\pi.n} \quad (7\text{-}18)$$

Trong đó: M_e - Mô men quay của động cơ, (kN.m).

N_e - Công suất có ích của động cơ, (kW).

n - Tốc độ quay của động cơ, (vg/ph).

Thay N_e từ công thức (7-10) vào công thức (7-18) đồng thời lưu ý rằng: V_h = const và z = const đối với một động cơ cụ thể, sau khi rút gọn ta được:

$$M_e = C.p_e \quad (7\text{-}18a)$$

Với C là một hằng số.

Như vậy ở động cơ đốt trong, mômen quay có quy luật biến đổi hoàn toàn giống quy luật biến đổi của áp suất có ích trung bình.

7.1.7. Hiệu suất

Chúng ta biết rằng, chỉ một phần năng lượng đưa vào trong động cơ được biến đổi thành cơ năng, phần còn lại bị tổn thất ở những giai đoạn khác nhau trong tiến trình thực hiện chu trình công tác. Mức độ tận dụng năng lượng trong động cơ được đánh giá bằng các chỉ tiêu gọi là hiệu suất. Người ta phân biệt các loại hiệu suất như sau:

- Hiệu suất lý thuyết (hiệu suất nhiệt).
- Hiệu suất chỉ thị.
- Hiệu suất cơ học.
- Hiệu suất có ích.

a. Hiệu suất nhiệt η_t

Hiệu suất nhiệt η_t là tỷ số giữa phần nhiệt lượng được biến thành công lý thuyết (Lt) chia cho tổng nhiệt lượng đưa vào động cơ (Q1).

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} \tag{7-19}$$

b. Hệ số đầy đồ thị công η_d

Hệ số đầy đồ thị công η_d là tỷ số giữa diện tích đồ thị công chỉ thị (F_i) chia cho diện tích đồ thị công của chu trình lý tưởng.

$$\eta_d = \frac{F_i}{F_t}; \tag{7-20}$$

c. Hiệu suất chỉ thị η_i

Hiệu suất chỉ thị η_i là tỷ số giữa phần nhiệt lượng được biến thành công chỉ thị (L_i) chia cho tổng số nhiệt lượng đưa vào động cơ (Q_1).

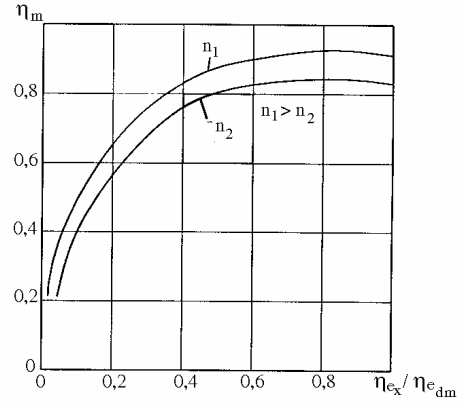
$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} \tag{7-21}$$

Có thể viết như sau:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{L_i}{Lt} \cdot \frac{L_t}{Q_1} = \eta_t . \eta_d \tag{7-21a}$$

Hệ số đầy của đồ thị công đánh giá mức độ hoàn thiện của chu trình thực so với chu trình lý tưởng. Ngoài phần nhiệt tổn thất truyền cho nguồn lạnh giống như ở chu trình lý tưởng, khi thực hiện chu trình công tác ở động cơ thực tế sẽ xuất hiện hàng loạt các tổn thất năng lượng khác như:

- Nhiên liệu cháy không hoàn toàn.
- Truyền nhiệt vào vách xylanh.
- Lọt khí do không gian công tác của xylanh không kín.
- Tổn thất khí động học do ma sát giữa các phần tử chất khí và giữa khí với vách xylanh.



Trong hiệu suất chỉ thị người ta tính đến tất cả các loại tổn thất năng lượng khi thực hiện chu trình công tác ở động cơ thực tế. Trị số của hiệu suất chỉ thị nằm trong các phạm vi sau:

Động cơ ga: $\eta_i = 0,28 \div 0,35$

Động cơ xăng: $\eta_i = 0,25 \div 0,40$

Động cơ diesel: $\eta_i = 0,40 \div 0,55$

Hình 7-2: Ảnh hưởng của phụ tải và tốc độ quay đến hiệu suất cơ học

d. Hiệu suất cơ học η_m

Hiệu suất cơ học η_m là tỷ số giữa công có ích (L_e) chia cho công chỉ thị (L_i)

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} \qquad (7\text{-}22)$$

Hiệu suất cơ học là là chỉ tiêu đánh giá mức độ tổn thất cơ học trong động cơ. Nó phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ quay và phụ tải của động cơ.

Ở chế độ chạy không tải, toàn bộ công chỉ thị được sử dụng để cân bằng các loại tổn thất cơ học trong động cơ, khi đó ($L_e = 0$) và ($\eta_m = 0$). Hiệu suất cơ học tăng dần cùng với việc tăng tải và đạt khoảng ($\eta_m = 0,75 \div 0,92$) ở chế độ định mức.

e. Hiệu suất có ích η_e

Hiệu suất có ích η_e là tỷ số giữa phần nhiệt lượng được biến thành công có ích (L_e) chia cho tổng số nhiệt lượng đưa vào động cơ (Q_1).

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} \qquad (7\text{-}23)$$

Từ các mối liên hệ trên ta có thể biểu diễn hiệu suất có ích dưới dạng như sau:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_e}{L_i}.\frac{L_i}{Q_1} = \eta_m.\eta_i = \eta_t.\eta_d.\eta_m \qquad (7\text{-}23a)$$

Hiệu suất có ích (còn gọi là hiệu suất chung) là một chỉ tiêu quan trọng, nó đánh giá động cơ về phương diện hiệu quả sử dụng năng lượng. Nhìn vào biểu thức (7-23a) dễ dàng nhận ra rằng có ba cách để tăng hiệu suất có ích của động cơ đó là:

- Tăng hiệu suất nhiệt (η_t) bằng cách tăng tỷ số nén và tổ chức tốt quá trình cháy.
- Tổ chức thực hiện chu trình công tác sao cho nó tiến gần đến chu trình lý tưởng (tăng η_d).
- Chọn vật liệu thích hợp, sử dụng kết cấu hợp lý nhằm giảm tổn thất cơ học trong động cơ (tăng η_m).

Hiệu suất có ích thay đổi theo tốc độ quay, phụ tải và tình trạng kỹ thuật của động cơ. Ở chế độ làm việc định mức, hiệu suất có ích có trị số nằm trong khoảng (0,25 ÷ 0,35) đối với động cơ xăng và (0,30 ÷ 0,40) đối với động cơ diesel. Nhờ ứng dụng những tiến bộ khoa học kỹ thuật trong lĩnh vực tính toán, thiết kế và vật liệu mới, một số hãng đã cho ra đời những động cơ diesel có hiệu suất có ích vượt quá 50%.

f. Suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e

Suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e là lượng nhiên liệu do động cơ tiêu thụ để phát ra một đơn vị công suất trong một đơn vị thời gian. Đơn vị thường dùng của suất tiêu hao nhiên liệu là (g/kW.h) hoặc là (g/ml.h).

Nếu biết lượng nhiên liệu do động cơ tiêu thụ trong một đơn vị thời gian (G_e) và công suất động cơ sinh ra (N_e) có thể tính được suất tiêu hao nhiên liệu (g_e) bằng công thức sau:

$$g_e = \frac{G_e}{N_e} \qquad (7\text{-}24)$$

Đơn vị thường dùng của G_e là kg/h được gọi là lượng tiêu hao nhiên liệu giờ.

Cũng như hiệu suất có ích, suất tiêu hao nhiên liệu cơ bản đánh giá động cơ về phương diện hiệu quả sử dụng năng lượng (nhiên liệu cung cấp). Suất tiêu hao nhiên liệu và hiệu suất có ích của động cơ có liên quan với nhau bằng biểu thức sau:

$$\eta_e = 10^6 . \frac{3{,}6}{g_e . Q_H} \qquad (7\text{-}25)$$

Trong đó: η_e - Hiệu suất có ích.

g_e - Suất tiêu hao nhiên liệu (g/kW.h).

Q_H - Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (kJ/kgnl)

7.1.8. Các chỉ tiêu về cường độ làm việc của động cơ

Từ công thức (7-10) chúng ta thấy rằng công suất của động cơ phụ thuộc vào kích thước của xylanh (V_h), số xylanh (i), áp suất có ích trung bình (p_e), tốc độ động cơ n (hoặc tốc độ trung bình của piston C_m) và số kỳ z. Với kích thước và số xylanh đã xác định, có thể tăng công suất của động cơ bằng cách tăng cường độ làm việc của nó thông qua việc tăng số lần sinh công trong một đơn vị thời gian (tăng tốc độ quay, giảm số kỳ) hoặc tăng công sinh ra trong một chu trình (tăng p_e) hoặc áp dụng đồng thời các biện pháp trên.

Dưới đây sẽ giới thiệu hai chỉ tiêu đặc trưng cho cường độ làm việc của động cơ.

a. Công suất lít N_l

Công suất lít N_l là công suất ứng với một đơn vị thể tích công tác của động cơ.

$$N_l = \frac{N_e}{i.V_h} = C_1 . \frac{c_m . p_e}{z} \text{ ; kW/l} \qquad (7\text{-}27)$$

b. Công suất piston N_F

Công suất piston N_F là công suất ứng với một đơn vị diện tích đỉnh piston.

$$N_F = \frac{N_e}{F_p . i} = C_2 . \frac{c_m . p_e}{z} \text{ ; kW/ dm}^2 \qquad (7\text{-}28)$$

Trong đó: N_e - Công suất có ích của động cơ, kW.

V_h - Thể tích công tác của một xylanh, lít.

F_p - Diện tích đỉnh piston, dm^2.

p_e - Áp suất có ích trung bình.

N - Tốc độ quay của động cơ, vg/ph.

C_m- Vận tốc trung bình của piston.

i - Số xylanh.

z - Hệ số phụ thuộc vào số kỳ của động cơ.

C_1, C_2 - Hệ số phụ thuộc vào đơn vị của các đại lượng kể trên.

Trong hai chỉ tiêu giới thiệu ở trên, công suất piston (N_F) là chỉ tiêu có khả năng đánh giá một cách chính xác hơn cường độ làm việc của động cơ vì nó chứa C_m và p_e là hai thông số có liên quan chặt chẽ với phụ tải cơ, phụ tải nhiệt và tuổi thọ của động cơ.

Căn cứ vào trị số của công suất piston, có thể phân loại động cơ từ góc độ cường độ làm việc như sau:

N_F, kW/dm^2	Kiểu làm việc
<15	Động cơ có cường độ làm việc thấp (động cơ cường hoá thấp)
15÷45	Động cơ cường hoá trung bình.
≥45	Động cơ cường hoá cao

Một số nhà sản xuất động cơ thay vì N_F thường có trị số N_{FK} tính bằng công thức:

$$N_{FK} = \frac{N_e}{F_p . i . \sqrt{S/D}} = \frac{N_F}{\sqrt{S/D}} \qquad (7\text{-}29)$$

N_{FK} được gọi là công suất piston hiệu chỉnh, nó có tính đến ảnh hưởng của mối quan hệ giữa các kích thước cơ bản của xylanh (đường kính xylanh D và hành trình của pistonS).

Các động cơ hiện nay có N_{FK} nằm trong phạm vi sau;

Động cơ hai kỳ thấp tốc: $N_{FK} = (18 \div 36)$ kW/dm^2

Động cơ bốn kỳ trung tốc: $N_{FK} = (18 \div 36)$ kW/dm^2

7.1.9. Các chỉ tiêu về phụ tải nhiệt

Một trong những hướng cơ bản phát triển động cơ đốt trong là tăng công suất trên cơ sở tăng cường độ làm việc của động cơ. Tuy nhiên cường độ làm việc càng cao thì phụ tải cơ và phụ tải nhiệt càng lớn. Vấn đề đặt ra là phải xây dựng được các chỉ tiêu đánh giá một cách chính xác cường độ phụ tải cơ và phụ tải nhiệt, từ đó có biện pháp đảm bảo cho động cơ có cường độ làm việc cao mà vẫn có độ tin cậy và tuổi bền cần thiết.

Phụ tải cơ gắn liền với các lực và mô men tác dụng lên chi tiết của động cơ. Vấn đề này được trình bày cụ thể trong giáo trình "Kết cấu động cơ đốt trong".

Phụ tải nhiệt có liên quan đến lượng nhiệt toả ra trong không gian xylanh, nhiệt độ, ứng suất nhiệt và sự biến dạng vì nhiệt trong các chi tiết tiếp xúc trực tiếp với môi chất công tác có nhiệt độ cao. Khái niệm "phụ tải nhiệt" và các chỉ tiêu đánh giá cường độ phụ tải nhiệt vẫn còn là vấn đề chưa được trình bày một cách thống nhất trong các sách về động cơ đốt trong.

a. Nhiệt lượng toả ra trong một chu trình công tác

Nếu chu trình công tác được cung cấp một lượng nhiên liệu g_{ct}(kg/ct) với nhiệt trị thấp Q_H (kJ/kg) thì nhiệt lượng toả ra trong buồng cháy Q_1 được xác định bằng phương trình:

$$Q_1(\varphi) = x.g_{ct}.Q_H \qquad (7\text{-}30)$$

Trong đó: x = f(φ)- Là hệ số toả nhiệt, nó biểu diễn số phần trăm nhiệt lượng toả ra tính từ thời điểm nhiên liệu bốc cháy.

Hệ số toả nhiệt có trị số biến đổi từ (x = 0) tại thời điểm nhiên liệu bốc cháy đến (x = 0,98 ÷0,99) tại thời điểm cuối quá trình cháy.

Lấy vi phân của $Q_1(\varphi)$ theo góc quay trục khuỷu φ:

$$\frac{dQ_1}{d\varphi} = g_{ct}.H_u.\frac{dx}{d\varphi} = f_1(\varphi) \qquad (7\text{-}31)$$

được gọi là tốc độ toả nhiệt trong buồng cháy.

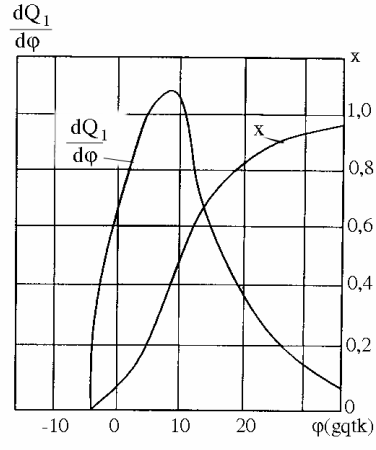
Hai đại lượng $Q_1(\varphi)$ và $dQ_1/d\varphi$ có thể coi là những chỉ tiêu đánh giá cường độ phụ tải nhiệt của buồng cháy.

b) Nhiệt lượng truyền qua vách buồng cháy

Trong quá trình động cơ làm việc, một phần nhiệt lượng toả ra do đốt cháy nhiên liệu được truyền cho môi chất làm mát và là nguyên nhân sinh ra ứng suất nhiệt trong vách buồng cháy. Do vậy nhiệt lượng truyền qua vách buồng cháy trong một đơn vị thời gian Q_m hoặc cường độ dòng nhiệt truyền qua vách buồng cháy Q_m/F_m (kJ/m^2.s) (với F_m là diện tích bề mặt nhận nhiệt) có thể sử dụng là những chỉ tiêu đánh giá phụ tải nhiệt của các chi tiết bao quanh buồng cháy.

c. Ứng suất nhiệt trong vách buồng cháy

Ứng suất nhiệt là một trong những chỉ tiêu đánh giá cường độ phụ tải nhiệt một cách chính xác nhất. Tuy nhiên tính toán ứng suất nhiệt trọng các chi tiết của động cơ là vấn đề rất khó khăn, phức tạp. Ứng suất nhiệt trong một chi tiết là một hàm số của trường nhiệt độ trong chi tiết, hệ số dẫn nhiệt, hệ số giãn nở nhiệt và các hằng số của vật liệu như môđun Young, chỉ số Poisson.



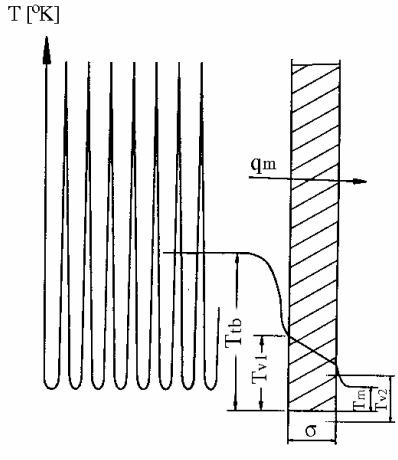
Trong một số tài liệu người ta hướng dẫn cách tính nhiệt trong vách buồng cháy bằng công thức gần đúng sau:

$$\delta_t = \frac{E.\Delta T}{2.(1-\nu)} \qquad (7\text{-}32)$$

Trong đó: E - Môđun Young

ν - Chỉ số Poisson.

ΔT - Độ chênh lệch nhiệt độ trong vách.



Ttb. Nhiệt độ trung bình của môi chất công tác.

Tv1. Nhiệt độ trên bề mặt vách tiếp xúc khí nóng.

Tv2. Nhiệt độ trên mặt vách tiếp xúc với môi chất làm mát.

Tm. Nhiệt độ trung bình của môi chất làm mát.

Qm. Cường độ dòng nhiệt qua vách ở chiều day của vách

δ. Chiều dầy của vách.

Hình 7-4. Sơ đồ truyền nhiệt qua vách.

Nếu coi vách được chế tạo bằng vật liệu đồng nhất và có hệ số dẫn nhiệt (λ) không đổi có thể xác định được độ chênh lệch nhiệt độ giữa hai bề mặt của vách từ công thức sau:

$$\Delta T = T_{v1} - T_{v2} = \frac{q_m . \delta}{\lambda} \qquad (7\text{-}33)$$

Như vậy, ứng suất nhiệt sẽ tăng tỷ lệ thuận với cường độ dòng nhiệt truyền qua vách. Chi tiết được chế tạo bằng vật liệu có tính dẫn nhiệt càng tốt thì ứng suất nhiệt trong nó càng nhỏ.

d. Nhiệt độ của các chi tiết động cơ

Trường nhiệt độ là một yếu tố cần thiết để tính toán ứng suất nhiệt trong các chi tiết của động cơ. Có thể xác định bằng cách đo nhiệt độ của chi tiết ở hàng loạt các vị trí khác nhau hoặc bằng phương pháp mô hình hoá.

Trong thực tế sử dụng, người ta thường chỉ thực hiện đo nhiệt độ cho một số chi tiết như piston, xylanh, ổ đỡ chính,… của những động ơ cỡ lớn có cường độ làm việc cao.

Nhiệt độ cục bộ cũng như nhiệt độ trung bình của các chi tiết là một trong các chỉ tiêu quyết định sự làm việc tin cậy của động cơ. Giới hạn nhiệt độ cho phép được nhà chế tạo quy định cho từng chi tiết chịu nhiệt chủ yếu. Ví dụ:

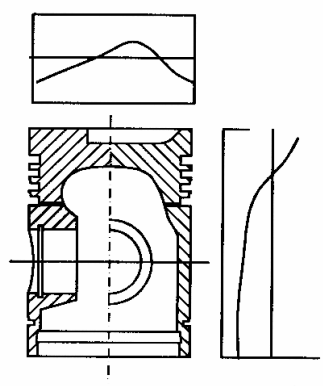
Nhiệt độ đỉnh piston lớn nhất cho phép:

$t_{max} < 350^0$C , đối với piston làm bằng hợp kim nhôm.

$t_{max} < 450^0$C , đối với piston làm bằng gang.

Trong trường hợp đỉnh piston được làm mát bằng dầu thì nhiệt độ bề mặt phía trong của nó phải nhỏ hơn (200 ÷ 220)^{0}C để tránh hiện tượng đóng cặn do dầu bị cốc hoá.

- Nhiệt độ đầu vòi phun phải thấp hơn 180^{0}C để ngăn ngừa hiện tượng kẹt kim phun.
- Nhiệt độ trên mặt gương xylanh không quá cao để có thể phát huy điều kiện bôi trơn nhưng cũng không được thấp hơn điểm sương của khí thải vì



Hình 7-5. Sự phân bố nhiệt trên đỉnh và trên thân piston làm bằng hợp kim

khi đó sẽ hình thành axít, tăng cường sự ăn mòn xylanh,...

e. Một số chỉ tiêu tương đối về phụ tải nhiệt

Ứng suất nhiệt và nhiệt độ của các chi tiết là những chỉ tiêu có khả năng đánh giá một cách tương đối có hiệu quả cường độ phụ tải nhiệt của động cơ. Tuy nhiên để có được những chỉ tiêu ấy phải tiến hành những việc đo lường hoặc tính toán trên cơ sở mô hình hoá rất phức tạp. Thực tế sử dụng đòi hỏi phải có những chỉ tiêu được xác định một cách đơn giản và nhanh chóng hơn. Những chỉ tiêu như vậy thường được xây dựng trên cơ sở những chỉ tiêu và những thông số làm việc khác của động cơ. Chúng được gọi là những chỉ tiêu tương đối.

Phụ tải nhiệt động cơ vẫn là vấn đề đang được quan tâm nghiên cứu nhằm mục đích tìm ra các giải pháp khắc phục hậu quả của việc cường hoá động cơ đồng thời nâng cao tính tin cậy của chúng.

Phụ tải nhiệt quá lớn sẽ làm giảm tuổi thọ của động cơ do sức bền của vật liệu bị giảm sút, do tăng cường hiện tượng ôxy hóa bề mặt và ăn mòn dưới tác dụng của nhiệt độ cao, tăng cường độ mài mòn trong các cặp lắp ghép, đặc biệt là cặp piston-xécmăng-xylanh.

Cường độ phụ tải nhiệt vượt quá giới hạn cho phép trong thời gian dài có thể dẫn đến những sự cố do cấu trúc bên trong của vật liệu thay đổi, nứt, vỡ..v.v.

7.1.10. Tuổi thọ động cơ

Tuổi thọ động cơ là thời gian sử dụng tính từ lúc động cơ bắt đầu được đưa vào khai thác đến khi nó bị loại bỏ. Đây là một chỉ tiêu quan trọng, nó đánh giá chất lượng thiết kế, chế tạo và sử dụng động cơ.

Ở một số nước, người ta phân biệt ba thời gian sử dụng động cơ như sau:

a. Thời gian sử dụng tính đến lần tiểu tu đầu tiên t_1

Nội dung tiểu tu (lần sửa chữa nhỏ) thường bao gồm các công việc: kiểm tra nhóm piston, xylanh, kiểm tra các xécmăng và thay thế chúng nếu cần thiết, kiểm tra các mối ghép bulông, kiểm tra thiết bị cung cấp nhiên liệu, kiểm tra các bầu lọc nhiên liệu và không khí,...

b. Thời hạn sử dụng cho đến lần trung tu đầu tiên t_2

Thời hạn sử dụng cho đến lần trung tu đầu tiên t_2 là thời hạn sử dụng cho đến lúc phải doa lại xylanh hoặc thay thế một số chi tiết chủ yếu như ống lót xylanh.

c. Thời gian sử dụng cho đến lần đại tu đầu tiên (tuổi thọ của động cơ)

Công việc đại tu thường bao gồm sửa chữa trục khuỷu, khôi phục lại các khe hở lắp ghép, khử độ lệch tâm của mối ghép trong các bộ phận chuyển động, khôi phục hoặc thay thế các chi tiết đã bị hao mòn quá giới hạn cho phép, và cuối cùng là khôi phục lại toàn bộ các chỉ tiêu làm việc ban đầu của động cơ.

Tuổi bền của động cơ đốt trong phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kiểu, loại, kích thước xylanh, vận tốc trung bình của piston, tốc độ quay của trục khuỷu, cường độ làm việc, chất lượng chế tạo và sử dụng, chất lượng nhiên liệu và dầu bôi trơn,...

Động cơ thường có tuổi bền nằm trong các phạm vi sau:

Động cơ có vận tốc piston thấp: $t_3 = (30.000 \div 80.000)$ h

Động cơ có vận tốc piston trung bình: t_3 = (20.000 ÷ 40.000) h

Động cơ có vận tốc piston cao: t_3 = (8000 ÷ 15.000) h

Các thời hạn sử dụng và nội dung công việc tiểu tu, trung tu và đại tu thường do nhà chế tạo quy định. Ngày nay, người ta đang tiến hành bãi bỏ việc quy định một cách cứng nhắc thời gian sử dụng cho động cơ đốt trong nói riêng và thiết bị kỹ thuật nói chung. Thay vào đó, các biện pháp kiểm tra và chẩn đoán tình trạng kỹ thuật hoạt động liên tục hoặc định kỳ được sử dụng cho phép phát hiện sớm những hư hỏng và sự cố có thể xẩy ra.

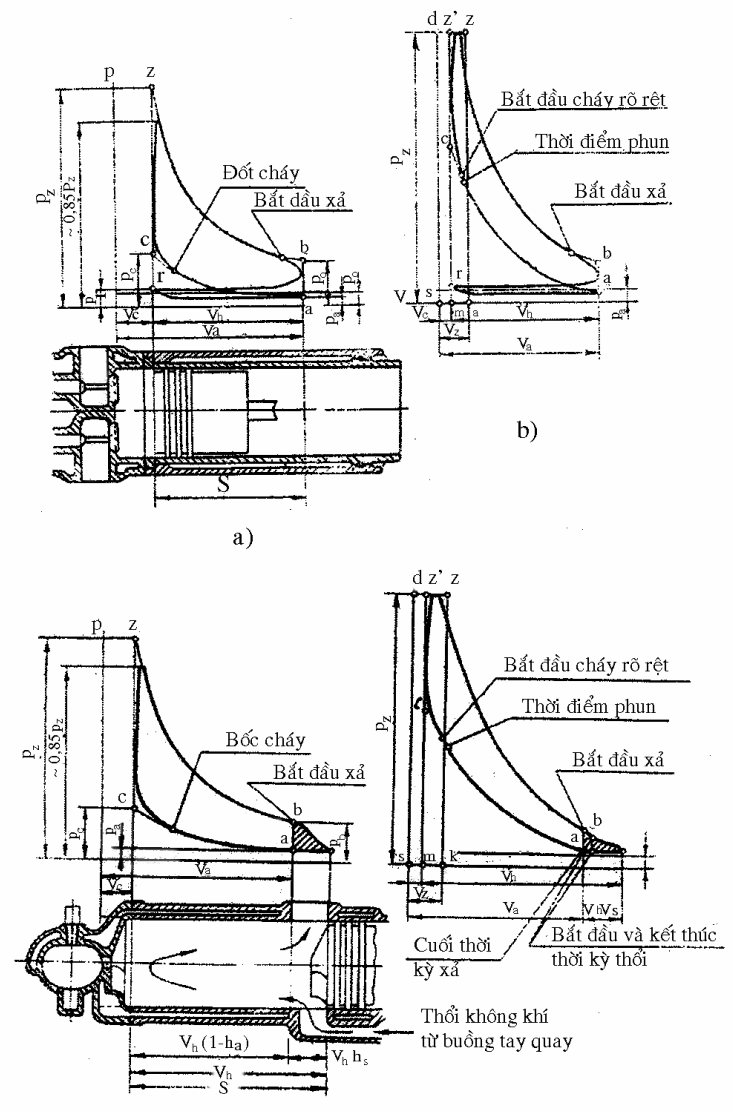
7.2. TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ CHỈ THỊ VÀ THÔNG SỐ HIỆU DỤNG CỦA CHU TRÌNH CÔNG TÁC

7.2.1. Áp suất chỉ thị trung bình p_i' và p_i

Khi xác định các thông số của tất cả các điểm ta có thể xây dựng được đồ thị chỉ thị lý thuyết một cách dễ dàng (đồ thị chỉ thị chưa xét tới các tổn thất cơ khí).

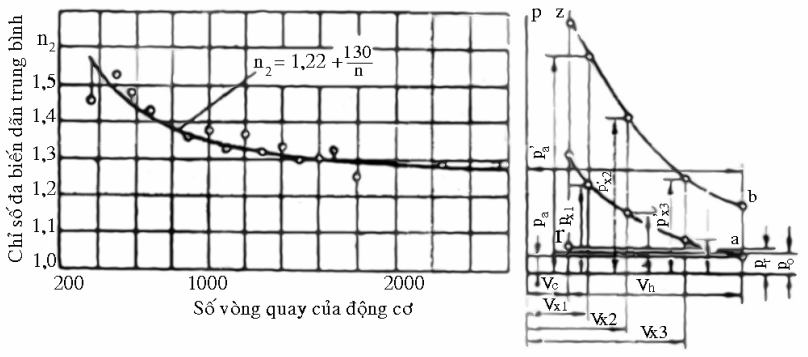
Trong hệ toạ độ p-V (Hình 7-7) ta đặt trên trục hoành một đại lượng quy ước: V_c=1 và V_a= ε.V_c=ε.1, trường hợp động cơ diesel còn có V_z= 1.ρ.

Trên trục tung theo một tỷ lệ xích ađ lựa chọn ta đặt ra các điểm $p_a, p_c, p_{z'}, p_b, p_b, p_r$ và p_0... Qua các điểm p_z'= p_z , p_r và p_0. Vẽ các đường nén đa biến và giãn nở đa biến ta cần phải xác định áp suất ở một vài điểm trung gian giữa a và c, b và z áp suất ở các điểm V_{x_1}, V_{x_2} V_{x_3} ... Có thể xác định được như sau:



(a) Động cơ diesel 4 kỳ;
(b) Động cơ 2 kỳ thổi bằng hộp trục khuỷu (c) và động diesel hai kỳ có bơm thổi khí (d).

Hình 7-6. Các đồ thị chỉ thị của động cơ có bộ chế hoà khí 4 kỳ



a) b)

Hình 7-7. Đồ thị p-V để xây dựng đồ thị chỉ thị.

Đường nén:

$$p_{x_1}.V_{x1}^{n1} = p_a V_a^{n1} \quad (7\text{-}34)$$

$$p_{x_1} = p_a\left(\frac{V_a}{V_{x_1}}\right)^{n_1}; p_{x_2} = p_a\left(\frac{V_a}{V_{x_z}}\right)^{n_1} \quad (7\text{-}35)$$

Đường giãn nở:

$$p'_{x_1}.V_{x1}^{n2} = p_b V_b^{n2} \quad (7\text{-}36)$$

$$p'_{x_1} = P_b\left(\frac{V_b}{V_{x_1}}\right)^{n_2}; p'_{x_2} = P_b\left(\frac{V_b}{V_{x_2}}\right)^{n_2} \quad (7\text{-}37)$$

Ở đây: $p_{x_1}, p_{x_2}, p'_{x_1}, p'_{x_2}$: Các áp suất đang phải xác định trên các đường đa biến nén và giãn. $\frac{V_a}{V_{x_1}}; \frac{V_a}{V_{x_2}}; \frac{V_b}{V_{x_1}}$ và $\frac{V_b}{V_{x_2}}$ tỷ lệ các thể tích tính theo đơn vị chiều dài (theo bản vẽ).

n_1; n_2: Các chỉ số đa biến nén và giãn nở.

Khi đã xác định p_{x_1}, p_{x_2} ở các điểm trung gian và đặt các đại lượng ấy lên đồ thị theo tỷ lệ xích, qua các điểm ấy ta có thể vẽ được đường đa biến nén và giãn nở.

Đồ thị chỉ thị thực (đường nét đậm hình 7-6) khác với đồ thị xây dựng được hình 7-7 ở chỗ nó có những tổn thất (đỉnh cong) ở các điểm c, z', z và b.

Sở dĩ đồ thị có những tổn thất trên vì ở điểm c do kết quả của góc đánh lửa sớm hoặc góc phun nhiên liệu sớm từ lúc bắt đầu cháy cho đến khi piston tới điểm chết trên. Ở điểm z và z' do có sự bốc cháy không tức thời và do có hiện tượng cháy tiếp, ở điểm b do xupáp thải mở sớm hoặc cửa thải mở sớm.

Tất cả các tổn thất ấy làm giảm diện tích đồ thị công chỉ thị đã xây dựng được, làm giảm áp suất chỉ thị trung bình.

Để tính đến sự ảnh hưởng của các tổn thất trên ta có thể đưa hệ số hiệu chỉnh φ vào giá trị áp suất chỉ thị lý thuyết p_i' (φ: gọi là hệ số nắn tròn đồ thị tính được từ ở đồ thị đã xây dựng).

- Xác định áp suất chỉ thị p_i' và p_i : áp suất p_i' xác định bằng cách đo diện tích đồ thị lý thuyết bằng diện tích kế (hoặc đếm trên bản vẽ kẻ ô li) và đưa trị số ấy vào công thức:

$$p_i' = \frac{F}{l}\mu \quad (kG/cm^2) \tag{7-38}$$

F - Diện tích đồ thị chỉ thị (xây dựng được trên cơ sở tính toán) diện tích đo được bằng diện tích kế, mm^2.

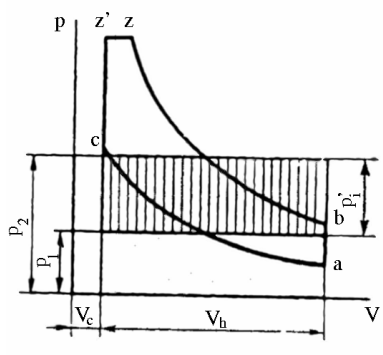
l - Chiều dài đồ thị chỉ thị, mm.

μ - tỷ lệ xích xây dựng đồ thị chỉ thị.

Phương pháp thứ hai xác định p_i' là phương pháp giải tích (xem hình 7-8). Đồ thị chỉ thị lý thuyết (lý tưởng) và áp suất chỉ thị trung bình).

$$p_i' = \frac{F'}{V_h} \tag{7-38}$$

Ở đây F'- diện tích đồ thị chỉ thị lý thuyết tính bằng đơn vị công hay là công của khí cháy truyền cho piston (tính bằng kilôgam mét). Đối với động cơ diesel công chỉ thị được biểu thị bởi diện tích F'. Xác định như sau:



Hình 7- 8. *Đồ thị chỉ thị lý tưởng để tính toán áp suất chỉ thị* p_i'

$$L_i' = F' = p_i'.V_h \tag{7-39}$$

$$L_i' = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac} \tag{7-40}$$

$$L_{z'z} = p_z\left(V_z - V_{z'}\right) = p_z.V_{z'}\left(\frac{V_z}{V_{z'}} - 1\right) \tag{7-41}$$

$$V_{z'} = V_c;\ p_z = \lambda.p_c;\quad \frac{V_z}{V_c} = \rho.$$

$$L_{z'z} = \lambda(\rho - 1)p_c.V_c \tag{7-42}$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}$$

$$L_{ac} = \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right).p_c.V_c \tag{7-43}$$

Thay vào ta có: $L_{i'} = F' = p_i'.V_h = L_{z'z} + L_{zb} - L_{ac}$

$$p_i'.V_h = p_c V_c\left[\lambda(\rho-1)+\frac{\lambda\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \quad (7\text{-}44)$$

Thay $V_h = V_c(\varepsilon-1)$ ta có:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\frac{\lambda}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right)-\frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \quad (7\text{-}45)$$

Áp suất chỉ thị thực của động cơ 4 kỳ là: $p_i = \varphi_n.p_i' - \Delta p_i$

φ_n: là hệ số nắn tròn đồ thị . Trị số của hệ số này đối với trường hợp động cơ có tải trọng toàn phần được chọn bằng (0,92 ÷ 0,97).

Δp_i: áp suất chỉ thị bị hao tổn cho các quá trình phụ (nạp và thải) có thể tính bằng:

$$\Delta p_i = p_t - p_a = (0{,}25 \div 0{,}40)\ \text{kG/cm}^2 \quad (7\text{-}46)$$

Đại lượng p_i có giá trị sau (kG/cm^2)

Động cơ xăng:	(8÷12) kG/cm^2
Động cơ diesel không tăng áp:	(7÷ 10) kG/cm^2
Động cơ diesel tăng áp:	(8÷20) kG/cm^2
Động cơ khí gas:	(6÷9) kG/cm^2

7.2.2. Hiệu suất của động cơ, áp suất có ích trung bình p_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e (chi phí nhiên liệu riêng)

Như ta đã biết ở các phần trên các thông số chỉ thị đánh giá mức độ hoàn thiện của chu trình về mặt lợi dụng nhiệt và có liên quan tới chất lượng tổ chức xắp xếp các quá trình công tác (p_i, N_i, η_i, g_i).

- Các thông số có ích (hiệu quả- p_e, N_e, η_e, g_e) là các thông số đặc trưng cho sự làm việc của động cơ khảo sát thêm về mức độ hoàn thiện về mặt cơ khí của động cơ.

1. Công suất chỉ thị của động cơ, N_i

Công suất chỉ thị của động cơ là công do môi chất thực hiện trong xylanh trong một đơn vị thời gian.

$$L_i = p_i.V_h. \quad (7\text{-}47)$$

Số chu trình công tác xảy ra trong xylanh trong một giây bằng $\frac{2n}{60.\tau}$

n: số vòng quay trục khuỷu tính vòng/phút.

τ : số kỳ 4 kỳ $\tau = 4$, 2 kỳ $\tau = 2$.

Công suất chỉ thị của động cơ:

$$N_i = \frac{p_i.V_h.n_e.i}{3.\tau.75}\ (\text{ml}) \quad (7\text{-}48)$$

Ở đây ta có: 1 ml = 75 kGm/giây = 0,736 kW.

i: số xylanh của động cơ.

Động cơ 4 kỳ: $N_i = \frac{p_i.V_h.i.n_e}{900}$, ml (7-49)

Động cơ 2 kỳ: $N_i = \frac{p_i.V_h.n_e.i}{450}$, ml (7-50)

2. Hiệu suất chỉ thị η_i

Hiệu suất chỉ thị η_i của động cơ là tỷ số của nhiệt lượng tương đương với công của chất khí tính theo đồ thị chỉ thị với nhiệt được đưa vào quá trình làm việc.

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_H} \quad (7\text{-}51)$$

Ở đây L_i công của chất khí truyền cho piston khi cháy 1kg nhiên liệu lỏng, tính bằng kgm.

Q_H: Nhiệt trị thấp của 1kg nhiên liệu lỏng.

$$\eta_i = \frac{V_h.p_i}{427.Q_H} = \frac{V_c(\varepsilon-1).p_i}{427.Q_H} \quad (7\text{-}52)$$

Sau khi biến đổi ta có:

$$\eta_i = \frac{848{,}5.M_c.T_c(\varepsilon-1)}{p_c.427.Q_H} = \frac{1{,}985.M_c.T_c(\varepsilon-1).p_i}{p_c.Q_H} \quad (7\text{-}53)$$

Hoặc cũng có thể viết dưới dạng:

$$\eta_i = 8314.\frac{p_i.M_1.T_0}{\eta_v.p_0.Q_H} = \frac{3600.N_i}{G_T.Q_H} = \frac{3600}{g_i.Q_H} \quad (7\text{-}54)$$

Ở đây dựa vào phương trình trạng thái ta có:

$$V_h = \frac{8314 M_1 T_0}{\eta_v.T_0}$$

3600 kJ/kN: đương lượng nhiệt của công bằng 1kW/h.

G_T: mức tiêu hao nhiên liệu giờ kg/h.

$g_i = \frac{G_T}{N_i}$: suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị (chi phí nhiên liệu riêng chỉ thị) kg/kW.h.

M_1: số kmol môi chất mới trong xylanh; M_c số kmol môi chất tại điểm c trên đồ thị công, $M_1 = M_c$.

Trị số của η_i cho các loại động cơ như sau:

- Động cơ cácburatơ: 0,25÷0,35
- Động cơ khí ga: 0,28÷0,35
- Động cơ diesel: 0,38÷0,50

Trị số của suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị g_i(g/kW.h)

- Động cơ cácburatơ: 250÷340
- Động cơ diesel: 180÷230

3. Hiệu suất tương đối η_g

Hiệu suất tương đối là tỷ số của hiệu suất chỉ thị η_i chia cho hiệu suất nhiệt η_t, hiệu suất này đặc trưng cho mức độ sử dụng nhiệt để biến thành công của chất khí trong chu trình thực so với chu trình lý thuyết.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} \qquad (7\text{-}55)$$

4. Các tổn thất cơ khí của động cơ

Công suất chỉ thị N_i phát ra trong động cơ không thể sử dụng hoàn toàn, một phần công suất tiêu tốn để khắc phục lực ma sát giữa các chi tiết vận động của động cơ (như ma sát giữa piston- xylanh, cổ trục- bạc lót...) cũng như tổn thất cho các cơ cấu phụ (bơm nước, bơm dầu, quạt gió, máy phát).

Nghiên cứu thực nghiệm trên bệ thử động cơ đã cho thấy công suất bị tổn hao do ma sát và các cơ cấu phụ sẽ bằng:

- Chuyển động cho quạt gió: 13,15%
- Chuyển động cho bơm nước: 2,37%
- Cơ cấu truyền lực tới quạt: 2,26%
- Chuyển động cho bơm dầu nhờn: 2,47%
- Chuyển động cho máy phát điện (kể cả cơ cấu truyền lực): 2,23%
- Chuyển động cho bơm nhiên liệu: 1,13%
- Chuyển động cho cơ cấu phân phối khí: 2,37%
- Ma sát ở cơ cấu biên tay quay: 74,12%

Trong tổn thất ma sát ở cơ cấu biên tay quay ta lại phân ra:

- Tổn thất ma sát qua piston-xylanh: 24,1%
- Tổn thất ma sát qua xécmăng- xylanh: 25,6%
- Tổn thất qua cổ trục- ổ trục: 5,6%
- Tổn thất qua cổ biên- ổ trục: 9,4%

Qua các số liệu trên ta thấy tổn hao nhiều nhất là ở cơ cấu biên tay quay (74%). Hao tổn do động cơ hoạt động phụ thuộc ở các yếu tố cấu tạo (như vật liệu chế tạo piston và các gối đỡ, số xécmăng, số lượng kích thước các cổ chính và cổ biên), chất lượng gia công các bề mặt làm việc, áp suất trong xylanh, các khe hở giữa bề mặt các chi tiết máy, chất lượng bôi trơn, tốc độ trung bình của piston (phụ thuộc ở số vòng quay và hành trình piston), tải trọng, trạng thái nhiệt của động cơ, loại dầu nhờn và các nguyên nhân khác.

Đối với những động cơ khác nhau các yếu tố nói trên gây ảnh hưởng ở mức độ khác nhau, vì vậy lượng tổn hao do ma sát và các cơ cấu phụ xê dịch trong phạm vi khá rộng: (p_m áp suất tổn hao cơ khí).

$p_m = 0,35 + 0,115.C_m$; kG/cm^2 (Động cơ xăng)

$p_m = 0,14 + 0,266.C_m$; kG/cm^2 (Động cơ diesel có buồng trước).

$p_m = 0,422 + 0,234.C_m$; kG/cm^2 (Động cơ diesel có buồng xoáy lốc).

Ở các biểu thức trên C_m (m/s) là tốc độ trung bình của piston ở số vòng quay đã cho.

Vì khi thiết kế động cơ tốc độ trung bình của piston chưa biết, cho nên để sơ bộ xác định được p_m ta có thể áp dụng các biểu thức dưới đây được trình bày theo dạng hàm số của số vòng quay n_e:

$p_m = 0,35 + 0,0005.n_e$ (Động cơ xăng)

$p_m = 0,14 + 0,0018.n_e$ (Động cơ diesel buồng cháy trước)

$p_m = 0,422 + 0,00101.\ n_e$ (Động cơ diesel buồng xoáy lốc)

Ngoài ra theo giáo sư Petrov có thể dựa vào công thức:

$$p_m = 0,1\sqrt{\gamma}\left(1+\frac{n}{1000}\right);\ kG/cm^2 \qquad (7\text{-}56)$$

Ở đây: γ độ nhớt động học của dầu nhờn động cơ lấy bằng 16 Cst.

n: số vòng quay động cơ tính bằng vòng/phút.

Sau khi có được p_m ta tính được tổn thất công suất cơ khí như sau:

$$N_m = \frac{p_m.V_h.n.i}{225.\tau}\ ;\ \text{ml} \qquad (7\text{-}57)$$

Từ các công thức khảo sát ở trên ta có thể xác định được áp suất hiệu quả (có ích) trung bình p_e:

$$p_e = p_i - p_m \qquad (7\text{-}58)$$

và
$$N_e = \frac{p_e.V_h.n.i}{225.\tau}\ ,ml \qquad (7\text{-}59)$$

N_e: là công suất hiệu quả của động cơ (Effective Brake Power).

Đối với động cơ hai kỳ quét bằng hộp trục khuỷu.

$$N_e \cong N_i - N_m - N_h \qquad (7\text{-}60)$$

hay
$$p_e \cong p_i - p_m - p_h \qquad (7\text{-}61)$$

Ở đây N_h, p_h: công suất, hay áp suất chi phí cho sự chuyển động của bơm quét.

Đối với động cơ tăng áp bằng "tua bin" khí thải thì công suất hữu ích được thừa nhận bằng:

$$N_e = N_i - N_m \qquad (7\text{-}62)$$

hay
$$p_e = p_i - p_m \qquad (7\text{-}63)$$

Phương pháp tăng áp bằng tua bin khí thải không những làm tăng công suất mà còn làm tăng tính tiết kiệm của động cơ.

5. Hiệu suất có ích (hiệu suất hiệu dụng của động cơ) η_e

Hiệu suất có ích hay còn gọi là hiệu suất hiệu dụng biểu thị mức độ sử dụng nhiệt biến thành công có ích của động cơ.

Hiệu suất này có thể trình bày dưới dạng tỷ số của nhiệt biến thành công trên trục khuỷu chia cho tất cả nhiệt đã chi phí (trong cùng một khoảng thời gian ví dụ trong 1giờ).

$$\eta_e = \frac{N_e.75.3600}{427.N_e.g_e.Q_H} = \frac{632}{g_e.Q_H} \quad (7\text{-}64)$$

Ở đây g_e: suất tiêu hao nhiên liệu có ích kg/ml.h.

Q_H: Nhiệt trị thấp của 1kg nhiên liệu .

Hiệu suất có ích còn có thể viết dưới dạng:

$$\eta_e = \eta_i.\eta_m \quad (7\text{-}65)$$

Ở đây η_m là hiệu suất cơ khí

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} \quad (7\text{-}66)$$

Khi động cơ làm việc ở chế độ không tải $\eta_m = 0$ vì công suất sinh ra lúc này chỉ đủ để vượt sức cản ma sát. Khi tăng số vòng quay n_e, ma sát tăng, hiệu suất cơ khí giảm. Khi động cơ bốn kỳ làm việc ở chế độ toàn tải có các giá trị sau:

	η_m	η_e
- Động cơ xăng	0,70÷0,85	0,24÷0,30
- Động cơ khí ga	0,75÷0,85	0,22÷0,28
- Động cơ diesel	0,7÷0,8	0,30÷0,38

6. Suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e (chi phí nhiên liệu riêng)

Từ các công thức tính hiệu suất có ích η_e ta có thể tính được suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e như sau:

$$g_e = \frac{632.1000}{\eta_e.Q_H} = \frac{g_i}{\eta_m};\ g/ml.h \quad (7\text{-}67)$$

Trị số của suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ ôtô, máy kéo xê dịch trong khoảng sau:

Động cơ xăng : 200÷ 290 g/ml.h

Động cơ diesel: 160÷ 230 g/ml.h

7.3. XÁC ĐỊNH CÁC KÍCH THƯỚC CƠ BẢN CỦA ĐỘNG CƠ ÔTÔ, MÁY KÉO

7.3.1. Các thông số so sánh của động cơ

Khi đánh giá động cơ theo quan điểm nhiệt và động lực học, về mặt sử dụng thể tích và trọng lượng làm việc, người ta xác định công suất riêng trên diện tích đỉnh piston (còn gọi là công suất piston) và công suất thể tích (gọi là công suất lit); trọng lượng thể tích và trọng lượng riêng đối với động cơ đã cho.

a. Công suất riêng trên đỉnh piston của động cơ (Power per piston)

Công suất riêng trên diện tích đỉnh piston của động cơ là công suất danh nghĩa (là công suất có ích do nhà máy chế tạo đảm bảo đối với điều kiện làm việc đã xác định và ghi trong lý lịch của động cơ) của động cơ chia cho tổng diện tích bề mặt của các piston.

$$N_{pt} = \frac{N_e}{i.\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e.\frac{\pi.D^2}{4}.S.i.n}{i.\frac{\pi D^2}{4}.450.\tau} = \frac{p_e.S.n}{450.\tau}\left(\frac{m.l}{dm^2}\right) \quad (7\text{-}68)$$

Trong đó: N_e- Công suất danh nghĩa của động cơ, ml.

p_e- Áp suất có ích trung bình kG/cm^2.

D, S - Đường kính và hành trình của piston (dm).

N - Số vòng quay trục khuỷu (vòng/phút)

τ - Hệ số kỳ, động cơ 4 kỳ $\tau = 2$; động cơ 2 kỳ $\tau = 1$

Vì tốc độ trung bình của piston bằng:

$$C_m = \frac{2.S.n}{60} = \frac{S.n}{30}\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{S.n}{300}\left(\frac{dm}{s}\right)$$

Do đó: $$N_{pt} = \frac{p_e.C_m}{1{,}5.\tau} \quad (7\text{-}69)$$

Từ công thức trên ta thấy rằng công suất piston phụ thuộc vào áp suất có ích trung bình, tốc độ trung bình của piston và số kỳ τ, nghĩa là phụ thuộc vào các yếu tố đặc trưng cho tải trọng nhiệt và tải trọng động lực học của động cơ.

Công suất của piston của các động cơ ôtô máy kéo hiện nay nằm trong giới hạn.

Động cơ xăng ôtô con: $\geq (24 \div 40)\frac{m.l}{dm^2}$

Động cơ xăng ôtô tải : $(15 \div 30)\frac{m.l}{dm^2}$

Động cơ diesel ôtô: $(18 \div 25)\frac{m.l}{dm^2}$

Động cơ diesel máy kéo: $(12 \div 17)\frac{m.l}{dm^2}$

b) Công suất thể tích (Power per litre)

Công suất thể tích (hay còn gọi là công suất lít) là công suất danh nghĩa của động cơ chia cho thể tích làm việc của các xylanh.

$$N_l = \frac{N_e}{i.V_h} = \frac{p_e.V_h.i.n}{i.V_h.450\tau} = \frac{p_e.n}{450\tau} \quad (7\text{-}70)$$

Công suất lít (công suất thể tích) của động cơ càng lớn nếu thể tích làm việc, kích thước và trọng lượng của động cơ có công suất đó càng nhỏ.

Ta thấy rõ rằng, chỉ số đó đối với động cơ ô tô có một ý nghĩa quan trọng đặc biệt. Từ công thức N_l ta thấy muốn tăng công suất thể tích ta có thể tăng áp suất có ích trung bình, tăng số vòng quay và thay đổi số kỳ (τ) làm việc của động cơ (thay bốn kỳ bằng hai kỳ). Áp suất có ích trung bình có thể tăng lên bằng cách tăng tỷ số nén (ε) và tăng áp suất nạp (bằng tăng áp tua bin khí thải).

Tăng tỷ số nén phải tăng trị số ốc tan tương ứng của nhiên liệu.Giảm suất tiêu hao nhiên liệu có ích và đồng thời gây ra sự tăng p_z đột ngột (nghĩa là tăng tải trọng trên các

chi tiết một cách đột ngột). Do nguyên nhân đó, nên phương pháp tăng tỷ số nén chỉ áp dụng trong giới hạn rất hạn chế.

Tăng áp bằng tua bin khí thải càng nâng cao được áp suất p_z. Phương pháp này cộng với sự tăng số vòng quay của động cơ đang được ứng dụng rộng rãi.

Ở động cơ xăng cùng với sự giảm thể tích của xylanh, công suất lít cũng tăng lên. Đó là vì với sự giảm thể tích xylanh thì đường kính xylanh của nó cũng giảm nên khối lượng của những phần chuyển động cũng giảm và cho phép tăng số vòng quay n. Khả năng tăng ε, nghĩa là thực hiện tăng cả p_e và cả số vòng quay động cơ n, kết quả là N_l tăng lên.

Cần chú ý rằng, ở động cơ diesel của ô tô máy kéo khi giảm V_h sự thay đổi công suất thể tích hầu như không thay đổi. Điều đó được giải thích rằng: một mặt số vòng quay của động cơ diesel ô tô, máy kéo thay đổi trong phạm vi rất nhỏ, mặt khác giảm đường kính xylanh ở động cơ diesel sẽ không đạt được những ưu điểm như đã khảo sát khi giảm đường kính xylanh của động cơ xăng. Ngược lại khi giảm đường kính xylanh của động cơ diesel có thể làm ảnh hưởng không tốt tới điều kiện để tạo hỗn hợp và cháy. Công suất thể tích của động cơ ô tô, máy kéo thay đổi trong giới hạn sau:

Động cơ xăng ô tô con:	20÷55 ml/lít
Động cơ xăng ô tô vận tải:	12,5÷25 ml/lít
Động cơ xăng ô tô thể thao:	70÷170 ml/lít
Động cơ diesel:	13÷25 ml/lít
Động cơ diesel máy kéo:	8÷12 ml/lít

Công suất thể tích và công suất piston liên hệ với nhau bởi biểu thức sau:

$$N_l = \frac{N_{pt}}{S} \qquad (7\text{-}71)$$

c) Trọng lượng khô của động cơ

Bảng 7-2

STT	Tên chi tiết, cụm hoặc thiết bị	Trọng lượng của chi tiết hoặc cụm tính theo % so với trọng lượng động cơ		
		Động cơ có bộ chế hoà khí		Động cơ diesel
		Phối khí xupáp đặt	Phối khí xupáp treo	

1	Pittong và biên lắp chung	5-5,5	4,5-5,0	4,5-6,0
2	Trục khuỷu	9-15	12-14	8,5-15,0
3	Bánh đà	6,5-9,5	6-8,0	5,5-15,0
4	Khối cácte toàn bộ	30-37	24-30	3,0-36
5	Nắp động cơ	6,5-9,0	10-15	8,0-15
6	Các chi tiết cơ cấu phối khí	3,5-4,5	6-7,5	5,2-9,0
7	Đáy cácte	2,0-3,0	2-2,5	1,2-3,0
8	Các thiết bị hệ thống nhiên liệu	0,5-0,7	0,45-0,6	2,5-5,4
9	Quạt gió và bơm nước	1,5-3,0	1,5-2,0	1,2-3,0
10	Bơm dầu nhờn	0,75-1,5	0,6-1,4	1,2-1,5
11	Máy phát điện, máy khởi động	8,0-11	7,0-10	4,0-7,5
12	Các bộ phận lọc	0,5-0,75	0,4-0,6	0,5-1,0
13	Các chi tiết khác	Còn lại	Còn lại	Còn lại

Trong tài liệu của nhà máy thường người ta tính trọng lượng động cơ chưa chuẩn bị dùng, nghĩa là trọng lượng của động cơ khi chưa đổ nhiên liệu, dầu nhờn và nước làm mát (trọng lượng khô ký hiệu G_c).Trọng lượng đó thông thường không có: két nước, két làm mát dầu, ống thải và bộ giảm thanh, các bộ đồ nghề sửa chữa.

Sự phân bố của trọng lượng động cơ theo cơ cấu cụm và hệ thống được chỉ ở bảng 7-2.

Từ bảng 7-2 ta thấy hơn 50% trọng lượng của động cơ là những chi tiết được chỉ ở năm hàng đầu bảng (nhất là khối các te).

d) Trọng lượng thể tích của động cơ

Trọng lượng thể tích là tỷ số giữa trọng lượng khô của động cơ với thể tích làm việc của xylanh.

$$g_{lit} = \frac{G_c}{i,V_h}; \qquad \text{kg/lít} \tag{7-72}$$

g_{lit} là chỉ số hoàn hảo của sự cấu tạo, quy trình chế tạo động cơ và ứng dụng vật liệu. Trọng lượng thể tích của động cơ ô tô, máy kéo thay đổi trong giới hạn sau:

Động cơ xăng của ô tô con: (45÷90) kg/lít
Động cơ xăng ô tô vận tải: (50÷100) kg/lít
Động cơ diesel ô tô: (65÷150) kg/lít
Động cơ diesel máy kéo: (100÷230) kg/lít

e) Trọng lượng riêng của động cơ (g_N)

Trọng lượng riêng của động cơ là tỷ số của trọng lượng khô của động cơ với công suất danh nghĩa của nó:

$$g_N = \frac{G_c}{N_e}; \quad \text{(kg/ml)} \tag{7-73}$$

Trọng lượng riêng và trọng lượng thể tích liên hệ với nhau theo tương quan sau đây:

$$g_N = \frac{g_{lit}}{N_l} \qquad (7\text{-}74)$$

Từ biểu thức trên ta thấy rằng: trọng lượng riêng phụ thuộc bởi sự hoàn hảo về cấu tạo ($g_{lít}$) và bởi mức độ tăng công suất của động cơ (p_e và n) nghĩa là phụ thuộc bởi giá trị của công suất thể tích.

Trọng lượng riêng của động cơ ô tô máy kéo hiện đại thay đổi theo giới hạn sau:

Động cơ xăng ô tô	(1,5÷5,0) kg/ ml
Động cơ diesel ô tô	(3,5÷10,0) kg/ml
Động cơ diesel máy kéo	(8÷25,0) kg/ ml

Từ các điều phân tích ở trên cho thấy rằng các động cơ xăng và động cơ diesel có nhiệm vụ như nhau và có các chỉ tiêu về trọng lượng khác hẳn nhau. Đó là do áp suất ở thời kỳ nén và đốt cháy ở động cơ diesel cao hơn nhiều so với động cơ xăng, do đó các chi tiết của động cơ diesel có kích thước lớn hơn, đảm bảo được độ vững chắc, độ cứng và chịu mòn cần thiết và trọng lượng của động cơ sẽ lớn.

7.3.2. Xác định các kích thước cơ bản của động cơ

Các kích thước cơ bản của động cơ để xác định giá trị V_h, đường kính của xylanh D và hành trình của piston S.

Việc xác định V_h xuất phát từ công suất tính toán thực hiện theo công thức sau:

$$V_h = \frac{450.\tau.N_e}{p_e.n.i} \qquad (7\text{-}75)$$

Giá trị p_e được xác định trên cơ sở các tài liệu thí nghiệm động cơ mẫu hoặc xác định bằng phương pháp tính toán nhiệt, các giá trị số kỳ τ; số xylanh i và số vòng quay n được lựa chọn theo các điều kiện sau đây:

Chọn kiểu động cơ: động cơ ô tô, máy kéo có thể dùng động cơ xăng hoặc động cơ diesel. Ưu điểm cơ bản của động cơ diesel so với động cơ xăng là tính tiết kiệm nhiên liệu cao (15÷25%).

Ngoài ra cấu tạo của động diesel rất phức tạp, đặc biệt là hệ thống cung cấp nhiên liệu. Thông thường động cơ diesel có từ (560÷600) tên chi tiết. Do cấu tạo phức tạp và tăng tải trọng trên các chi tiết của động cơ diesel nên làm tăng trọng lượng của nó (25÷30%), tăng giá thành chế tạo và sửa chữa (chừng 20÷25)% và tăng kích thước của động cơ.

Vì vậy động cơ diesel nên đặt trên ô tô có tải trọng trên 3 tấn và máy kéo 2 tấn trở lên là hợp lý.

1. Chọn số kỳ làm việc của động cơ (τ)

Động cơ xăng hai kỳ sử dụng hạn chế trên mô tô xe máy công suất nhỏ vì nó có tính tiết kiệm thấp, không được sử dụng trên động cơ ô tô con và ô tô vận tải.

Động cơ diesel 2 kỳ có bơm thổi đặc biệt (máy nén) được sử dụng trên những động cơ có công suất lớn (động cơ tàu thuỷ). Còn phần lớn động cơ xăng và động cơ

diesel 4 kỳ được sử dụng phổ biến trên ô tô và máy kéo, đầu máy xe lửa và các máy công trình.

2. Chọn số xylanh i

Khi chọn số xylanh cần phải dựa vào các căn cứ sau đây: với cùng một công suất của động cơ khi tăng số xylanh, đường kính của chúng sẽ giảm. Điều đó cho phép động cơ xăng tăng tỷ số nén ε và tăng tính tiết kiệm.

Khi tăng số xylanh thì độ cân bằng và ổn định của động cơ tăng lên. Khi số xylanh tăng lên thì trọng lượng của các chi tiết chuyển động giảm và độ cân bằng tốt hơn nên có thể đạt số vòng quay cao và do đó công suất thể tích lớn hơn, trọng lượng riêng giảm xuống. Nhưng khi tăng số xylanh thì việc sửa chữa động cơ sẽ phức tạp hơn và giá thành chế tạo và sửa chữa cao hơn một ít.

Động cơ ô tô có những yêu cầu cao đối với sự cân bằng và trọng lượng riêng, thường có từ 4-6-8 xylanh. Phổ biến nhất với động cơ ô tô con 6-8 xylanh và ô tô tải 6 xylanh. Số ô tô có số xylanh $i < 6$ và $i > 8$ không vượt quá 10-12% tổng số ô tô trên thế giới.

Đối với động cơ máy kéo, số xylanh i thường là 4. Giá trị như thế đảm bảo động cơ máy kéo cân bằng tốt. Khi thiết kế động cơ, chọn số xylanh cần phải liên hệ với các chi tiết thống nhất của động cơ đó nghĩa là làm thế nào để tạo nên một họ động cơ.

Những chi tiết cơ bản để tạo thành những động cơ cùng họ trước hết là: những chi tiết của nhóm piston, (piston, xéc măng, chốt piston, thanh truyền, bạc lót, xylanh). Các chi tiết của cơ cấu phân phối khí, các bộ phận của hệ thống cung cấp nhiên liêu, hệ thống bôi trơn, hệ thống làm mát và cơ cấu khởi động v.v..

Họ động cơ được tạo thành như thế sẽ có những chi tiết chung (thống nhất) trừ các chi tiết thay đổi về chiều dài. Các chi tiết đó là trục khuỷu, trục cam, khối các te, nắp xylanh và các chi tiết khác, được tính toán trong cả thời gian làm việc của động cơ và chỉ loại ra khi bị hư hỏng.

Công suất của động cơ cùng họ hoặc khác họ có thể khác là nhờ thay đổi số xylanh, hành trình piston và số vòng quay (D, S, n).

Sự thống nhất hoá động cơ như thế sẽ đem lại hiệu quả kinh tế to lớn mà ta có thể minh hoạ bằng những dẫn chứng sau:

Nếu một nhà máy nào đó sản xuất động cơ diesel 4 xylanh có 1100-1300 loại chi tiết thì khi dựa vào động cơ đó sản xuất một họ động cơ diesel, nhà máy chỉ cần sản xuất phụ thuộc 100-120 loại chi tiết mới đã có thể sản xuất được những động cơ diesel có bốn, năm cấp công suất. Sự thống nhất hoá các chi tiết cũng có những ưu điểm như thế đối với việc sản xuất động cơ.

Sự thống nhất như thế còn có những ưu điểm to lớn hơn nữa đối với việc sử dụng và sửa chữa động cơ. Đặc biệt về việc đào tạo cán bộ kỹ thuật và công nhân phục vụ dễ dàng, chất lượng đào tạo tốt hơn.

3. Số vòng quay n_e

Từ công thức $N_e = \dfrac{p_e.V_h.i.n}{450.\tau}$

Ở đây: p_e - áp suất có ích trung bình (kG/cm^2)

V_h - Thể tích làm việc của một xylanh (lít)

N - Số vòng quay trục khuỷu của động cơ (vòng/ phút)

i - Số xylanh của động cơ

τ - Số kỳ. Động cơ 4 kỳ τ = 2, động cơ 2 kỳ τ = 1

Theo biểu thức trên ta thấy rằng, công suất của động cơ thay đổi tỷ lệ với số vòng quay n. Do đó động cơ làm việc với số vòng quay lớn hơn sẽ sinh ra công suất cần thiết kế D và S nhỏ. Động cơ như thế sẽ có kích thước và trọng lượng riêng nhỏ. Sự giảm D khi tăng n cho phép tăng tỷ số nén ε và tăng tính tiết kiệm của động cơ (động cơ xăng).

Với việc tăng số vòng quay thì lực quán tính và ma sát tăng lên làm giảm độ chịu mòn của các chi tiết của động cơ. Điều đó có ý nghĩa đặc biệt đối với động cơ máy kéo vì so với động cơ ôtô thì động cơ máy kéo làm việc nặng nhọc hơn.

Số vòng quay của động cơ ôtô máy kéo hiện nay đạt giá trị sau:

Động cơ xăng ôtô thể thao	5000 ÷ 11.000 vòng/phút
Động cơ xăng ôtô con	3800 ÷ 5000 vòng/phút
Động cơ xăng ôtô vận tải	2500 ÷ 3800 vòng/phút
Động cơ diesel ôtô	2000 ÷ 3500 vòng/phút
Động cơ diesel máy kéo, đầu máy diesel	1000 ÷ 2000 vòng/phút

4. Chọn tỷ số $\frac{S}{D}$

Từ công thức: $V_h = \frac{\pi.D^2}{4}.S$

Thể tích này được tạo thành do các cặp giá trị S và D khác nhau. Có thể chế tạo một động cơ có thể tích đã cho với giá trị của D nhỏ và giá trị S lớn nghĩa là giá trị $\frac{S}{D}$ lớn, hoặc là giá trị D lớn và S nhỏ nghĩa là giá trị $\frac{S}{D}$ nhỏ.

Vì số vòng quay n đã cho, nếu tăng $\frac{S}{D}$ thì tốc độ trung bình của piston sẽ tăng. Khi tất cả các điều kiện khác nhau như nhau, tốc độ trung bình của piston tăng lên, lực quán tính của các chi tiết sẽ tăng, giảm hệ số nạp, công ma sát tăng và do đó chịu mòn của các chi tiết của động cơ giảm thấp.

Tốc độ trung bình của piston của các động cơ ôtô, máy kéo như sau:

Động cơ ôtô thể thao 18 ÷ 20 m/s

Động cơ ôtô con 8 ÷ 17 m/s

Động cơ ôtô vận tải 7,5÷12 m/s

Động cơ máy kéo 5 ÷ 9,0 m/s

Các giá trị trên cho ta thấy rằng, với sự tăng tải trọng sử dụng của động cơ thì tốc trung bình của piston sẽ giảm.

Tỉ số $\frac{S}{D}$ có khuynh hướng giảm xuống, khi tăng $\frac{S}{D}$ thì độ cứng của trục khuỷu giảm vì thế làm tăng cường độ dao động xoắn, chiều cao động cơ tăng lên và do đó làm

tăng trọng lượng động cơ. Khi tăng tỷ số $\frac{S}{D}$ thì đường kính xylanh giảm, cho phép với cùng một trị số ốc tan của xăng ta có thể tăng ε. Khi giảm tỷ số $\frac{S}{D}$ và không thay đổi tỉ số nén ε, buồng cháy của động cơ xăng có dạng dẹt, hẹp - ở loại buồng cháy như thế dễ xảy ra cháy kích nổ.

Áp lực của khí thể là hàm số của diện tích đỉnh piston, ở động cơ có tỷ số $\frac{S}{D}$ nhỏ thì áp lực sẽ lớn hơn và do đó kích thước, độ bền và trọng lượng của các phần chuyển động qua lại cũng lớn hơn.

Tăng đường kính D thì chiều dài động cơ xăng cũng tăng lên. Tỷ số $\frac{S}{D}$ đối với các động cơ hiện nay nằm trong giới hạn từ 0,8 - 1,35. Đối với các động cơ có số vòng quay lớn và động cơ làm việc có tải trọng sử dụng lớn thì động cơ có tỷ số $\frac{S}{D}$ gần giới hạn dưới. Chọn tỷ số $\frac{S}{D}$ thích hợp và thay giá trị của S biểu thị theo D vào công thức: $V_h = \frac{\pi D^2}{4}$. ta xác định được các kích thước cơ bản của động cơ ở đây: D, S tính bằng dm; V_h tính bằng: lít.

Ví dụ về xác định các kích thước cơ bản của động cơ ôtô vận tải:

Công suất tính toán N_e = 80 mã lực, áp suất có ích trung bình xác định bằng tính toán nhiệt : p_e = 5,76 kG/cm^2. Số vòng quay n = 2600 v/ph. Số xylanh i = 6; động cơ 4 kỳ τ = 2.

Thể tích làm việc của mỗi xylanh bằng:

$$V_h = \frac{450.\tau.N_e}{p_e.n\ .i} = \frac{450.2.86}{5,67.2600.6} = 0,875, lit$$

Chọn tỷ số $\frac{S}{D}$ = 1,06 và thay vào công thức:

$V_h = \frac{\pi.D^2}{4}$. giải ra ta có giá trị của D.

$D = \sqrt[3]{\frac{4.0,875}{3,14 \times 1,06}}$ 101,6

$S = 1,06$; $D = 1,06 \times 101,6$ = 108 mm

Công suất thể tích (công suất lít) và công suất piston (công suất riêng) sẽ bằng:

$$N_l = \frac{86}{6.0,875} = 16,4 \ ; \quad \text{ml/lít}$$

$$N_{pt} = N_l.S = 16,4.1,08 = 17,73 \quad \text{ml/dm}^2$$

Từ các giá trị tính được ta nhận thấy: trị số của công suất lít chứng tỏ động cơ ôtô tải được cường hoá vừa phải:

Công suất piston chỉ rằng cường độ phụ tải nhiệt và động lực học của động cơ tương đối thấp.

7.4. CÂN BẰNG NHIỆT ĐỘNG CƠ

Chúng ta đã biết rằng chỉ một phần tổng số nhiệt lượng đưa vào động cơ được biến đổi thành công có ích, phần còn lại bị tổn thất trong quá trình động cơ hoạt động như tổn thất do ma sát, do cháy không hoàn toàn, do môi chất làm mát và khí thải mang ra ngoài,...Cân bằng nhiệt là công việc xác định các thành phần khác nhau trong sự phân bố số nhiệt lượng cung cấp cho động cơ. Công việc đó được tiến hành khi thiết kế cũng như khi khảo nghiệm động cơ nhằm mục đích sau:

- Định lượng các loại tổn thất năng lượng trong động cơ, trên cơ sở đó có thể tìm ra các biện pháp giảm bớt chúng hoặc sử dụng chúng vào những việc có ích.
- Làm cơ sở tính toán, thiết kế những thiết bị và hệ thống gắn liền với động cơ như: hệ thống làm mát, hệ thống khí thải, tua bin khí thải,....
- Phân bố năng lượng trong động cơ đốt trong dưới dạng như sau gọi là phương trình cân bằng nhiệt.

$$Q_{nl} = Q_e + Q_m + Q_{th} + Q_{kh} + Q_{mt} \qquad (7\text{-}76)$$

Trong đó: Q_{nl} - Tổng số nhiệt lượng cung cấp cho động cơ trong một đơn vị thời gian.

Q_e - Phần nhiệt lượng được biến đổi thành công có ích.

Q_m - Phần nhiệt lượng theo môi chất làm mát ra ngoài (gọi tắt là tổn thất cho môi chất làm mát).

Q_{th} - Phần nhiệt lượng theo khí thải ra ngoài (tổn thất khí thải).

Q_{kh} - Tổn thất do cháy không hoàn toàn.

Q_{mt}- Phần nhiệt lượng truyền ra môi trường xung quanh do bức xạ, đối lưu và những tổn thất khác không phụ thuộc vào thành phần kể trên (gọi tắt là tổn thất môi trường).

Trong phương trình (7-76) không có thành phần tổn thất cơ học. Thực tế phần lớn tổn thất cơ học dưới dạng nhiệt phát sinh do ma sát đã bao gồm trong tổn thất làm mát, phần còn lại được tính vào tổn thất môi trường.

Đối với động cơ công suất lớn được tăng áp bằng tua bin khí thải, Q_m có thể bao gồm các tổn thất do làm mát:

- Xylanh và nắp xylanh.
- Piston.
- Vòi phun.
- Tổ hợp tua bin khí thải.
- Không khí tăng áp.
- Dầu bôi trơn và tổ hợp tua bin khí thải.
- Dầu bôi trơn động cơ.

Các thành phần trong phương trình cân bằng nhiệt được xác định như sau:

$$Q_{nl} = \frac{g_e . Q_H}{3600} \; ; \qquad \text{(kJ/s)} \qquad \text{(7-77)}$$

$$Q_e = N_e \qquad ; \qquad \text{(kJ/s)} \qquad \text{(7-78)}$$

$$Q_m = G_m . c_m . (t_{mr} - t_{mv}) \; ; \qquad \text{(kJ/s)} \qquad \text{(7-79)}$$

$$Q_{th} = M_{th} . c_{mth} . (t_{th} - t_0) \qquad \text{(kJ/s)} \qquad \text{(7-80)}$$

Trong các công thức trên:

g_e - Lượng tiêu hao nhiên liệu giờ (kg/h).

Q_H - Nhiệt trị thấp của nhiên liệu (kJ/kg).

N_e - Công suất có ích của động cơ (kW).

G_m - Lưu lượng của môi chất làm mát (kg/s).

M_{th} - Lưu lượng của khí thải ra khỏi động cơ, (kmol/s).

c_m - Tỷ nhiệt của môi chất làm mát (kJ/kg.độ).

c_{mth} - Tỷ nhiệt trung bình của khí thải trong khoảng nhiệt độ từ t_0 đến t_{th} (kJ/kmol.độ).

t_{mv} - Nhiệt độ trung bình của môi chất làm mát khi vào động cơ, ^{0}c.

t_{mr}- Nhiệt độ trung bình của môi chất làm mát khi ra khỏi động cơ, ^{0}c.

t_{th} - Nhiệt độ trung bình của khí thải khi ra khỏi động cơ, ^{0}c.

t_0 - Nhiệt độ môi trường xung quanh (^{0}c).

Tổn thất do cháy không hoàn toàn và tổn thất môi trường là hai thành phần rất khó xác định một cách chính xác. Trong thực tế người ta thường gộp cả hai thành phần này thành tổn thất còn lại (Q_{cl}) sau khi đã tính toán thành phần khác:

$$Q_{cl} = Q_{kh} + Q_{mt} = Q_{nl} - (Q_e + Q_m + Q_{th}) \qquad \text{(7-81)}$$

Phương trình cân bằng nhiệt được viết dưới dạng:

$$Q_{nl} = Q_e + Q_m + Q_{th} + Q_{cl} \qquad \text{(7-82)}$$

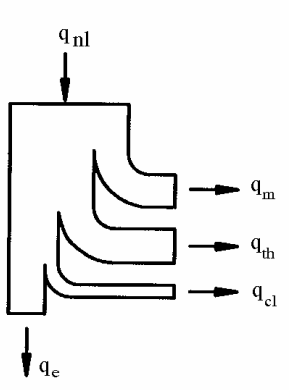
Thông thường các thành phần trong phương trình cân bằng nhiệt động cơ được cho dưới dạng phần trăm và được biểu diễn bằng đồ thị Sankey (hình 7- 6):

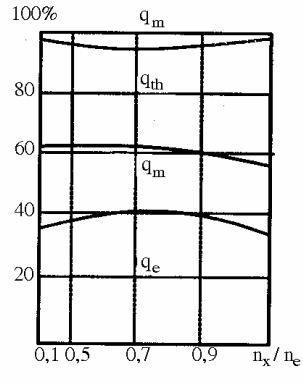
Chia biểu thức (7-76) cho Q_{nl} và biểu diễn các thành phần nhiệt ở dạng tương đối

$$q_{nl} = q_e + q_m + q_{th} + q_{cl} \qquad \text{(7-83)}$$

$$q_{nl} = 100\% \qquad ; \; q_e = \frac{Q_e}{Q_{nl}} .100\% \; ;$$

$$q_m = \frac{Q_m}{Q_{nl}} .100\% \; ; \; q_{th} = \frac{Q_{th}}{Q_{nl}} .100\% \; ; \; q_{cl} = \frac{Q_{cl}}{Q_{nl}} .100\%$$





Hình 7-9. Đồ thị Sankey.

Hình 7-10. Ảnh hưởng của phụ tải đến các thành phần của cân bằng nhiệt.

Trị số của các thành phần trong phương trình cân bằng nhiệt thay đổi theo phụ tải và tốc độ quay của động cơ. Những số liệu do nhà chế tạo cung cấp được xác định ở chế độ làm việc định mức.

Câu hỏi chương 7: Các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ đốt trong

1. Nêu các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật chính của động cơ đốt trong?
2. Tính toán áp suất, hiệu suất, suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị của động cơ?
3. Tính các chỉ tiêu có ích của động cơ?
4. Xác định kích thước cơ bản của động cơ ô tô máy kéo?
5. Cân bằng nhiệt động cơ và ý nghĩa của chúng?

CHƯƠNG 8
CÁC ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

8.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Khi khảo sát, nghiên cứu các thông số của động cơ hoặc đánh giá động cơ, điều chỉnh động cơ, nếu chỉ dùng tính toán thì không đủ và khó hình dung đầy đủ về quá trình làm việc của động cơ. Vì vậy, người ta phải xây dựng các đường đặc tính bằng tính toán và thí nghiệm để giải quyết các việc nêu trên đầy đủ hơn.

Động cơ đốt trong có các đường đặc tính chính sau đây:

- Đường đặc tính tốc độ
  - + Đường đặc tính tốc độ ngoài
  - + Đường đặc tính cục bộ.
- Đường đặc tính tải.
- Các đường đặc tính điều chỉnh.
  - + Đặc tính điều chỉnh theo thành phần hỗn hợp (α)
  - + Đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm.
  - + Đặc tính điều chỉnh theo lượng phun nhiên liệu (của động cơ diesel).

Muốn dựng các đường đặc tính cho chính xác phải tiến hành thí nghiệm. Tuy nhiên bằng tính toán nhiệt ta vẫn xây dựng được một số đường đặc tính.

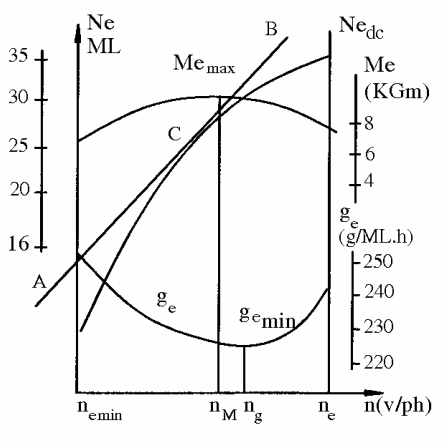
8.2. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ NGOÀI

8.2.1. Ý nghĩa, mục đích và cách xây dựng

Đường đặc tính ngoài của động cơ (có khi còn gọi là đặc tính tốc độ ngoài) là các đường cong công suất (N_e), mô men (M_e), suất tiêu hao nhiên liệu (g_e) diễn biến theo tốc độ quay n (vg/ph) của động cơ ở chế độ toàn tải (mở 100% bướm ga ở động cơ xăng hoặc phun nhiên liệu cực đại ở động cơ diesel).

Đây là đường đặc tính quan trọng nhất của một động cơ dùng để đánh giá các chỉ tiêu công suất (N_{emax}) và tiết kiệm nhiên liệu (g_{emin}) của động cơ.

Nhờ có đường đặc tính này người ta cũng đánh giá được sức kéo của động cơ qua đặc tính mô men (M_e), vùng làm việc ổn định của động cơ và hệ số thích ứng K của nó.



Hình 8-1. Đường đặc tính ngoài của động cơ

Dạng của các đường cong chủ yếu (N_e, M_e, g_e) của đường đặc tính ngoài nêu ở hình 8-1. Muốn xây dựng nó ta phải tiến hành tính toán nhiệt ở ít nhất 3 chế độ (3 tốc độ khác nhau) để xác định các thông số của động cơ.

+ n_{min} – Tốc độ tối thiểu mà động cơ làm việc ổn định khi phụ tải đạt 100% (n_{min} = (0,15 ÷0,20)n_e - đối với động cơ xăng và n_{min} = (0,50 ÷0,60)n_{he} đối với động cơ diesel).

+ n_M – Tốc độ khi đạt mô men lớn nhất M_{emax}.

+ n_e – Tốc độ khi đạt N_{emax} hoặc N_{hc} hoặc tốc độ khi đạt N_{ehc} ở động cơ có bộ hạn chế tốc độ.

Sau đó sử dụng công thức thực nghiệm của Lay-đec-man để tính N_e, M_e, g_e.

8.2.2. Xây dựng đường đăch tính theo Lay- déc- man

a. Đối với động cơ xăng (sử dụng bộ chế hoà khí-cácbuaratơ)

$$N_e = N_{e\max}.\left[\frac{n}{n_H}+\left(\frac{n}{n_H}\right)^2-\left(\frac{n}{n_H}\right)^3\right] \text{ ; kW} \qquad (8\text{-}1)$$

$$M_e = M_e^H.\left[0{,}5+\frac{n}{n_H}-\left(\frac{n}{n_H}\right)^2\right] \text{ ; Nm} \qquad (8\text{-}2)$$

$$g_e = g_e^H.\left[1{,}2-\frac{n}{n_H}+0{,}8.\left(\frac{n}{n_H}\right)^2\right] \text{ ; g/kW.h} \qquad (8\text{-}3)$$

$$G_{nl} = g_e\,.\,N_e \text{ ; kg/h.} \qquad (8\text{-}4)$$

Trong đó: Ne – Là công suất có ích lớn nhất thu được qua tính toán, (kW).

nH – Số vòng quay ứng với công suất lớn nhất Nemax (vg/ph).

MeH, geH – Là môMen quay có ích (Nm) và suất tiêu hao nhiên liệu có ích (g/kW.h) ứng với số vòng quay nH.

Kết quả tính toán được thống kê thành bảng. Dựa vào đó để dựng được đặc tính ngoài.

b. Đối với động cơ diesel

Động cơ diesel có buồng cháy thống nhất.

$$N_e = N_{edm}.\left[0{,}5.\frac{n}{n_{dm}}+1{,}5.\left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2-\left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^3\right] \text{ ; kW} \qquad (8\text{-}5)$$

$$M_e = M_{edm}.\left[0{,}5+1{,}5\frac{n}{n_{dm}}-\left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2\right] \text{ ; Nm} \qquad (8\text{-}6)$$

$$g_e = g_{edm}.\left[1{,}55-1{,}55.\frac{n}{n_{dm}}+\left(\frac{n}{n_{ddm}}\right)^2\right] \text{ ; g/kW.h} \qquad (8\text{-}7)$$

Trong đó: Nedm – Là công suất định mức thu được trong tính toán nhiệt, kW.

ndm – Tốc độ quay tương ứng với công suất định mức, vg/ph.

Medm, gedm – là mômen quay và suất tiêu hao nhiên liệu có ích ứng với tốc độ quay định mức.

n – Tốc độ tính toán, vg/ph.

Động cơ diesel có buồng cháy trước.

$$N_e = N_{edm}.\left[0{,}6.\frac{n}{n_{dm}} + 1{,}4.\left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2 - \left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^3\right];\ \text{kW} \qquad (8\text{-}8)$$

$$M_e = M_{edm}.\left[0{,}6 + 1{,}4.\frac{n}{n_{dm}} - \left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2\right];\ \text{Nm} \qquad (8\text{-}9)$$

$$g_e = g_{edm}.\left[1{,}2 - 1{,}2.\frac{n}{n_{dm}} + \left(\frac{n}{n_{ddm}}\right)^2\right];\ \text{g/kW.h} \qquad (8\text{-}10)$$

Động cơ diesel có buồng cháy xoáy lốc.

$$N_e = N_{edm}.\left[0{,}65.\frac{n}{n_{dm}} + 1{,}35.\left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2 - \left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^3\right];\ \text{kW} \qquad (8\text{-}11)$$

$$M_e = M_{edm}.\left[0{,}65 + 1{,}35.\frac{n}{n_{dm}} - \left(\frac{n}{n_{dm}}\right)^2\right];\ \text{Nm} \qquad (8\text{-}12)$$

$$g_e = g_{edm}.\left[1{,}35 - 1{,}35.\frac{n}{n_{dm}} + \left(\frac{n}{n_{ddm}}\right)^2\right];\ \text{g/kW.h} \qquad (8\text{-}13)$$

Mặt khác ta có thể dùng mối quan hệ sau để kiểm nghiệm lại:

$$M_e = \frac{N_e}{n_e}.10^3;\ \text{Nm} \qquad (8\text{-}14)$$

$$g_e = 1000.\frac{G_{nl}}{N_e};\ \text{g/kW.h} \qquad (8\text{-}15)$$

8.2.3. Khảo sát đường đặc tính ngoài

Khi thiết kế động cơ mới ta phải dùng đường đặc tính ngoài để so sánh với đường đặc tính của động cơ mẫu (M_{emax}, g_{emin}) và xem xét giá trị hệ số thích ứng K:

$$K = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} \qquad (8\text{-}16)$$

Khi cải tiến động cơ cũng phải so sánh với lúc chưa cải tiến để đánh giá chất lượng của động cơ.

1. Vùng làm việc ổn định của động cơ

Là vùng nằm giữa n_m và n_e, trong khoảng đó khi N_e giảm thì M_e tăng nên phương tiện vẫn đảm bảo tăng sức kéo và làm việc tốt, chỉ giảm phần nào tốc độ. Hay nếu N_e tăng, giảm bớt sức kéo nhưng tốc độ tăng. Ngoài vùng trên ra, N_e và M_e đều giảm nên

chỉ gặp chướng ngại nhỏ cũng có thể chết máy. Ở vùng làm việc ổn định nếu gặp chướng ngại sẽ giảm tốc độ, công suất giảm nhưng M_e lại tăng giúp động cơ vượt chướng ngại (không cần phải về số thấp).

2. Hệ số thích ứng K

Hệ số thích ứng K được tính theo (8-16). K Dùng để đánh giá khả năng vượt chướng ngại và khả năng tăng tốc của động cơ. K càng lớn thì khả năng này càng tốt.

Ở động cơ xăng (cacbuaratơ) có đường cong M_e dốc hơn ở động cơ diesel nên K lớn hơn.

K thấp dưới mức cho phép thì khi gặp chướng ngại nếu không về số thấp để tăng mômen bánh xe thì ôtô sẽ không vượt được.

Ở động cơ xăng: $K = 1,25 \div 1,35$

Ở động cơ diesel: $K = 1,10 \div 1,15$

3. Khảo sát đường cong công suất N_e

Khi tăng tốc độ từ n_{min} đến n_M, N_e tăng nhanh vì cả p_e và n cùng tăng. Từ n_M đến n_e mức tăng N_e giảm dần vì n tăng nhanh còn p_e đã giảm.

Nếu tăng tốc độ quá n_e, N_e sẽ giảm vì khi thiết kế ta chỉ tính tiết diện lưu thông của xupáp nạp để đạt N_{emax} tại n_e.Tại n_e đủ đảm bảo ''thời gian - tiết diện'' để nạp đủ lượng hỗn hợp (hoặc không khí) đạt N_{emax}. Tăng số vòng quay n lên nữa thời gian- tiết diện giảm nhiều, giảm hệ số nạp và giảm công suất.

Từ hình 8-1, nếu vẽ trục tung N_e và trục hoành n đều xuất phát từ O, từ gốc toạ độ O này kẻ các tia cho cắt hoặc tiếp tuyến với đường N_e các tia sẽ tạo với trục hoành một góc nào đó, góc ψ lớn nhất ứng với tia tiếp tuyến với N_e lớn nhất.

$$M_e = 716,2\ \frac{Ne}{n} = 716,2.tg\varphi. \qquad (8\text{-}17)$$

Vậy $M_{emax} = 716,2.tg\psi_{max}$. Do đó từ C kẻ 1 đường song song với trục tung cho cắt đường M_e và trục hoành ta sẽ có M_{emax} và n_M.

4. Khảo sát đường cong M_e

Từ tốc độ n_M giảm xuống n_{min}, M_e giảm và N_e giảm vì hệ số nạp giảm. Do sự hoà trộn nhiên liệu với không khí kém dần do giảm xoáy lốc (vận động dòng khí nạp giảm theo n) nên cháy kém và chậm, tổn thất nhiệt ra nước làm mát tăng.

Từ n_M đến n_e, N_e vẫn tăng nhưng M_e giảm vì hệ số nạp cũng giảm, mất mát do công bơm và công cơ học tăng do số chu kỳ tăng (số chu kỳ bằng n/τ) còn N_e vẫn tăng ($N_e = \frac{M_e.n}{716,2}$) vì độ giảm của M_e kém độ tăng của tốc độ n (n tăng hàng trăm lần mà M_e chỉ tăng theo hàng đơn vị). Nhưng nếu tăng quá n_e do thời gian tiết- diện quá bé, hệ số nạp giảm rất nhiều cả M_e, p_e, N_e đều giảm cho đến khi $n = n_{ph}$ (n_{ph} tốc độ phá huỷ động cơ, $n_{ph} = (1,5 \div 2)n_e$) lúc đó $M_e = 0$, $N_e = 0$ (N_i công suất chỉ thị dùng hết vào việc thắng ma sát.

$N_i = N_{eh}$ và lúc đó g_e tiến tới vô cùng.

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e} = \frac{G_{nl}}{0} = \infty \qquad (8\text{-}18)$$

5. Khảo sát đường cong ge

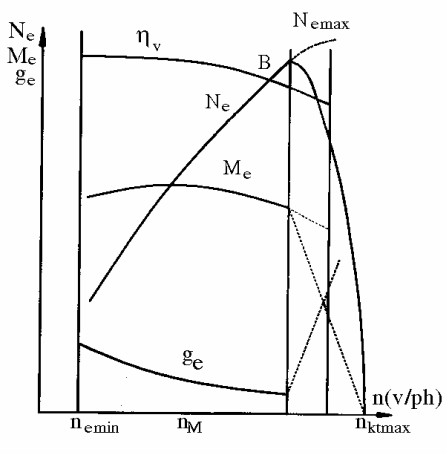
Đường cong thấp nhất đạt g_{emin} tại n_g, nếu tốc độ nhỏ hơn ng thì g_e tăng (giảm tiết kiệm nhiên liệu) vì lúc này mức độ xoáy lốc kém nên cháy kém. Tổn thất nhiệt ra nước làm mát tăng, động cơ bị nóng. Nếu tốc độ lớn hơn n_g càng làm tăng công bơm và công cơ học (số chu kỳ tăng).

Khi đã có đường cong g_e ta kẻ một đường song song với trục hoành tiếp tuyến với đường g_e ta sẽ xác định được điểm g_{emin}.

6. Đối với động cơ diesel

Đường M_e không cong băng đường Me của động cơ xăng vì khi tốc độ giảm (tính từ nhe) hệ số nạp tăng, mức độ tiêu thụ nhiên liệu trong một chu trình giảm làm hệ số dư không khí tăng (hỗn hợp nhạt dần) nên M_e tăng ít (hình 8-2).

Ở động cơ diesel khi tăng tốc độ, hệ thống nhiên liệu làm tăng nhiên liệu cấp, một phần khi giảm tải, hệ số nạp tăng. Do đó, khi giảm phụ tải ngoài, do tăng hệ số nạp, còn lượng nhiên liệu không đổi nên sẽ làm cho tốc độ động cơ tăng vọt đến n_{ph} rất nguy hiểm cho động cơ.



Hình 8-2. Đường đặc tính ngoài của động cơ diesel

Cho nên với động cơ diesel phải có bộ hạn chế tốc độ tại n_{hc}. Khi đó tốc độ tăng đến một tốc độ cho phép sẽ tự động giảm nhiên liệu phun vào động cơ. N_e, $M_e = 0$ tại $n_{kt} = (1,05 \div 1,15)n_e$, ở động cơ xăng (cácbuarato) $n_{ktmax} = (0,85 \div 1,15)n_e$

Đối với động cơ tăng áp, các đường M_e, N_e đều cao hơn các đường của động cơ không tăng áp, còn g_e thấp hơn, đặc biệt là ở tốc độ cao.

Đối với động cơ diesel ta có thể xây dựng được nhiều đường đặc tính ngoài tuỳ theo mức độ phun nhiên liệu.

Hệ số nạp không thay đổi, nhưng nếu cấp nhiên liệu lớn nhất $\alpha < 1$ thì động cơ thải nhiều khói đen và ở mọi chế độ tốc độ ta có N_e lớn nhất. Đường N_e, g_e sẽ cao hơn đường ở hình 8-2 (tức là giảm mức tiết kiệm). Đường đặc tính này gọi là đường đặc tính công suất cực đại. Nếu giảm mức nhiên liệu đến giới hạn khói đen $\alpha = 1$ (tăng thêm một ít nhiên liệu sẽ xuất hiện khói đen). đường Ne, ge nằm dưới đường N_e, g_e khi $\alpha < 1$ nhưng vẫn nằm trên đường N_e, g_e ở hình 8-2.

Đường này gọi là đường đặc tính giới hạn khói đen. Thực tế động cơ không được làm việc ở hai đường đường đặc tính trên, mà làm việc ở đường đặc tính ngoài sử dụng với $\alpha = 1,3 \div 1,5$. Nó sẽ có mức tiết kiệm nhất.

8.2.4. Đường đặc tính tốc độ cục bộ hay đường đặc tính bộ phận

Thông thường động cơ cácbuarato ở ôtô thường làm việc theo đường đặc tính cục bộ.

Đường đặc tính ngoài dựng với điều kiện mở 100% bướm ga, còn đường đặc tính cục bộ dựng với từng phần (độ mở bướm ga dưới 100% ví dụ 25%, 30%,….).

Tại mỗi độ mở bướm ga ta phải tiến hành thí nghiệm mới dựng được đường đặc tính cục bộ.

Ở đây chỉ dựng các đường cong chủ yếu : N_e, M_e, và g_e (hình 8-3).

Đối với động cơ diesel, người ta thay dần vị trí thanh răng điều chỉnh nhiên liệu để giảm dần G_{nl} , giảm dần phụ tải.

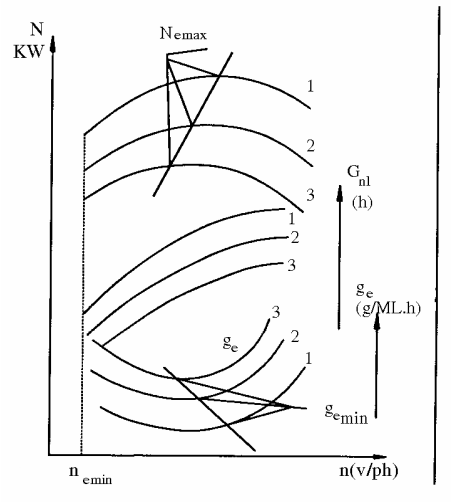
Nhận xét:

1. Các điểm đạt công suất cực đại N_{emax} của các đường cong 1, 2, 3 chuyển dần về tốc độ thấp (bên trái) vì các lý do sau:

+ Hệ số nạp giảm nhanh (bướm ga đóng dần).

+ Mất mát tương đối công cơ học tăng (N_{ch} =const mà N_e giảm dần).

+ Mất mát tuyệt đối về công bơm tăng ở động cơ cácbuaratơ.



Hình 8-3. *Đường đặc tính cục bộ*

+ Mất mát tương đối về nhiệt tăng.

2. Càng giảm phụ tải, xuất hiện tiêu hao nhiên liệu càng tăng (g_{emin} tăng về phía trái vì khi tốc độ không đổi, phụ tải càng giảm công suất chỉ thị N_i giảm mà công suất cơ học N_m = const nên công suất thực tế N_e giảm, ở 100% phụ tải g_e = 180 ÷250 g/kW.h và không tải $g_e = \infty$.

3. Động cơ làm việc ở chế độ toàn tải thì tiết kiệm cao nhất nhưng phụ tải cơ học và phụ tải nhiệt sẽ rất lớn, động cơ giảm độ bền. Chỉ khi rất cần thiết mới mở 100% bướm ga, còn thông thường phải làm việc theo các đường đặc tính cục bộ (mở bướm ga <100%).

8.3. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH PHỤ TẢI

Các đường cong biểu thị quan hệ giữa mức tiêu hao nhiên liệu (G_{nl}), suất tiêu hao nhiên liệu riêng (g_e) khi số vòng quay (n) không đổi với công suất hữu ích (N_e) được gọi là đường đặc tính phụ tải của động cơ.

Nhờ đặc tính phụ tải, ta có thể xác định được giá trị tuyệt đối mức tiêu hao nhiên liệu giờ ở các chế độ vòng quay và phụ tải khác nhau hoặc xác định được chế độ làm việc kinh tế của động cơ.

8.3.1. Đường đặc tính tải ở động cơ cácbuaratơ

Muốn xây dựng được đường đặc tính này ta cho tốc độ cố định (n = const) và tăng dần độ mở bướm ga (tăng dần phụ tải). Tại mỗi độ mở bướm ga ta sẽ ghi độ hạ áp trong ống nạp ($\Delta p_{ôn}$), ghi lực hãm P ở mặt cân máy hãm để tính p_e và N_e với chế độ làm mát, bôi trơn và góc đánh lửa phải lợi nhất cho động cơ làm việc bình thường.

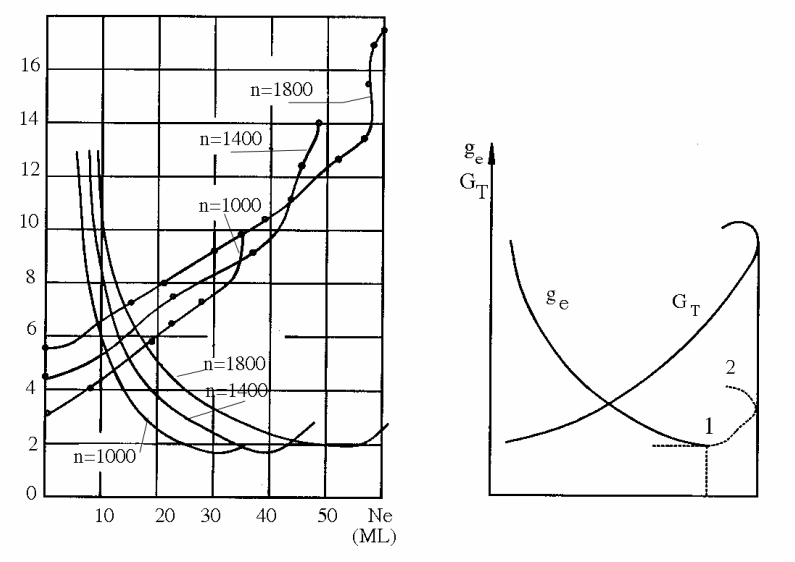
Sau khi tiến hành toàn bộ thí nghiệm động cơ ta được các thông số G_{hl} và $g_e = f(N_e)$

Dựa vào đó cho phép ta kết luận:

1. Động cơ làm việc tiết kiệm nhất là lúc mở 100% bướm ga (100% phụ tải). Công suất của động cơ được sử dụng hết mà suất tiêu hao nhiên liệu thấp nhất (hình 8-4).

2. Về thành phần hỗn hợp nhiên liệu (α) ta thấy động cơ phát huy công suất cực đại khi hỗn hợp đậm ($\alpha<1$) nhưng không được tiết kiệm tối đa, động cơ sẽ làm việc tiết kiệm nhất và đạt g_{emin} tại $\alpha_{tk} \approx 1,15$.

Khi làm việc bình thường người ta vẫn dùng α_{tk} còn α công suất (α_N) chỉ cần lên dốc hay vượt chướng ngại vật.



a) b)

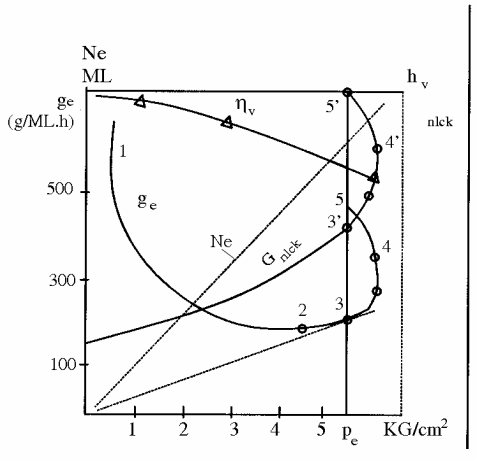
a) Động cơ cácbarato; b) Động cơ diesel.

Hình 8-4. Đặc tính phụ tải của động cơ

8.3.2. Đường đặc tính tải của động cơ diesel

Động cơ diesel làm việc ít thay đổi tốc độ nên thường có bộ phận hạn chế tốc độ, vì vậy việc dùng đặc tính phụ tải của nó để đánh giá chỉ tiêu tiết kiệm tại một tốc độ hay dùng nhất nào đó để xác định vị trí thanh răng điều chỉnh nhiên liệu ở vị trí tiết kiệm nhất là điều quan trọng.

Điều kiện dựng đường cong đặc tính tải ở đây có khác ở động cơ cácbuarato vì đặc điểm của hệ thống cấp nhiên liệu (phun vào xylanh ở cuối kỳ nén). Ở một tốc độ cố định, với các điều kiện làm mát dầu bôi trơn hợp lý người ta tăng dần phụ tải bằng cách tăng dần mức nhiên liệu phun vào xylanh (G_{nl}). Phụ tải biểu diễn



Hình 8-5. Đường đặc tính phụ tải của động cơ diesel

bằng p_e hay N_e đo mức tiêu thụ nhiên liệu, đo công suất tính p_e, g_e ta được đường đặc tính tải.

Dựa vào hình 8-5 ta thấy rằng:

1. Tại điểm 2, $\alpha = 1,3 \div 1,5$ đạt g_{emin}, so với điểm 3, 4, công suất có giảm.

2. Tại điểm 3, $\alpha = 1,2 \div 1,3$ đạt g_e bắt đầu tăng 7% so với g_{emin}.

3. Tại điểm 4, $\alpha = 1$ đạt p_{emax} nhưng g_e tăng nhiều và nhiên liệu cháy không hết (nhiên liệu diesel là nhiên liệu nặng nên muốn đủ ôxy để cháy hết phải có $\alpha = 1,3 \div 1,4$ không như động cơ xăng chỉ cần $\alpha = 1$) lúc này khí CO tăng nên khí thải có nhiều khói đen.

Điểm 3 gọi là điểm giới hạn khói đen.

Điểm 4 gọi là điểm N_{emax}.

Trong khoảng (2-3) người ta hay sử dụng nhất và ở đường đặc tính ngoài gọi là đặc tính sử dụng.

Nếu cấp nhiên liệu theo điểm 3 (G_{ckl} = 50mg/ckl) ta sẽ có đường đặc tính ngoài theo giới hạn khói đen.

Nếu dựng đường đặc tính ngoài theo giới hạn công suất phải cấp G_{hlck} = 60 mg/ckl.

Còn cấp nhiều hơn nữa như ở điểm 5 đạt $\alpha = 0,8$ thì công suất giảm và tăng suất tiêu hao nhiên liệu vô ích.

8.4. CÁC ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐIỀU CHỈNH

Chất lượng của quá trình cháy phụ thuộc vào hàng loạt các thông số mà giá trị tối ưu của chúng xác định bằng cách thí nghiệm động cơ. Trong động cơ xăng, các thông số đó là thành phần hỗn hợp cháy α và góc đánh lửa sớm. Còn trong động cơ diesel đó là vị trí của thanh răng và góc phun nhiên liệu sớm.

Đường đặc tính xác định các giá trị tối ưu đó gọi là đặc tính hiệu chỉnh.

8.4.1. Đặc tính điều chỉnh theo thành phần hỗn hợp

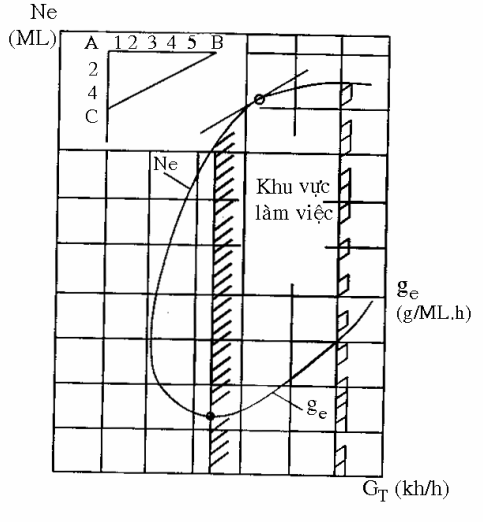
Đặc tính điều chỉnh theo thành phần hỗn hợp là đồ thị quan hệ của công suất có ích N_e , suất tiêu hao nhiên liệu g_e với suất tiêu hao nhiên liệu giờ.

Khi vị trí bướm ga và số vòng quay trục khuỷu không đổi, góc đánh lửa sớm ở vị trí tối ưu.

Mục đích xây dựng đường đặc tính điều chỉnh theo thành phần hỗn hợp là xác định mức độ điều chỉnh tối ưu của bộ chế hoà khí.

Để tạo ra sự biến thiên mức tiêu hao nhiên liệu giờ phải sử dụng các gíc-lơ có khả năng thông qua khác nhau hoặc thay đổi tiết diện thông qua của gíclơ bằng cách điều chỉnh.

Do cố định số vòng quay trục khuỷu và vị trí bướm ga nên lượng không khí vào động cơ hầu như không đổi, do đó có sự thay đổi khả



năng thông qua của gíclơ làm thành phần hỗn hợp cháy thay đổi.

Phân tích đường đặc tính điều chỉnh (hình 8-6) ta thấy, nếu điều chỉnh chế hoà khí theo suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất sẽ không đạt công suất lớn nhất, còn nếu điều chỉnh đạt công suất lớn nhất thì không kinh tế.

Hình 8-6. Đặc tính điều chỉnh theo thành phần hỗn hợp

Nếu điều chỉnh chế hoà khí đạt N_{emax} thì suất tiêu hao nhiên liệu tăng (12÷20)%. Ngược lại nếu điều chỉnh để đạt g_{emin} công suất động cơ sẽ giảm (8÷12)%.

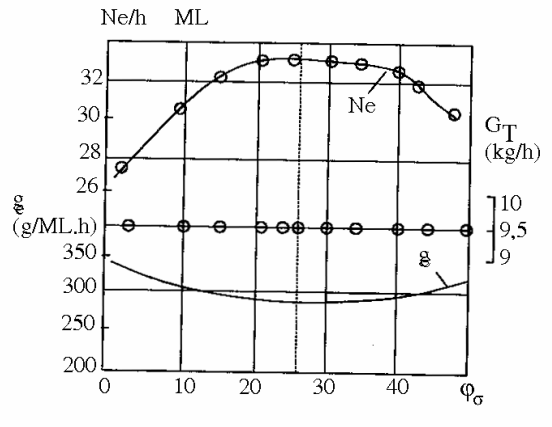
8.4.2. Đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm

Đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm là đồ thị quan hệ của công suất có ích N_e, mức tiêu hao nhiên liệu giờ G_{nl}, suất tiêu hao nhiên liệu g_e với góc đánh lửa sớm khi vị trí bướm ga và số vòng quay trục khuỷu không đổi và chế độ nhiệt ổn định.

$N_e, G_{nl}, g_e = f(\varphi_s)$.

Mục đích của đường đặc tính này là xác định góc đánh lửa có lợi nhất và kiểm tra bộ điều chỉnh tự động ly tâm và chân không của bộ chia điện.

Hình 8-7 là đường đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm φ_s. Từ đồ thị ta nhận thấy ở N_{emax} cho ta g_{emin} đó là thời điểm đánh lửa có lợi nhất ứng với số vòng quay trục khuỷu ở vị trí bướm ga cố định.



Hình 8-7. Đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm

Đối với đường đặc tính điều chỉnh góc phun nhiên liệu sớm ở động cơ diesel cũng tương tự như vậy.

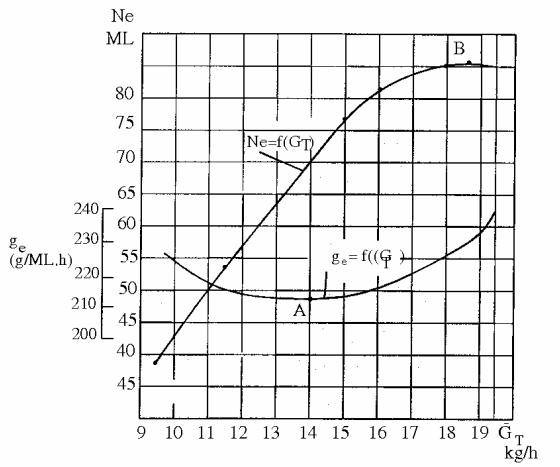
8.4.3. Đặc tính điều chỉnh theo lượng phun nhiên liệu

Đường đặc tính điều chỉnh theo lượng phun nhiên liệu là đồ thị quan hệ của công suất có ích N_e, suất tiêu hao nhiên liệu g_e với mức tiêu hao nhiên liệu giờ G_{nl}

$$N_e, g_e = f(G_{nl}) \qquad (8\text{-}20)$$

Khi số vòng quay trục khuỷu không đổi và góc phun sớm có lợi nhất.

Mục đích xem xét đặc tính này là xét ảnh hưởng của lượng nhiên liệu đến các chỉ tiêu công suất và kinh tế đồng thời



Hình 8-8. Đặc tính điều chỉnh theo lượng phun nhiên liệu

kiểm tra bộ hạn chế lượng nhiên liệu cực đại.

Từ hình 8-8, ta thấy khoảng điều chỉnh từ điểm A (suất tiêu hao nhiên liệu cực tiểu) đến điểm B (công suất cực đại). Ở điểm A nếu cấp nhiên liệu tối đa sẽ không cháy hết nhiên liệu làm giảm tính kinh tế, tạo muội than và có khói đen, cốc hoá xéc măng, tăng tổn thất ma sát, làm xấu quá trình làm việc của động cơ.

Câu hỏi chương 8: Các đường đặc tính của động cơ đốt trong

1. Định nghĩa đường đặc tính tốc độ và đặc tính tốc độ ngoài của động cơ đốt trong? Ý nghĩa và cách xây dựng?
2. Định nghĩa, ý nghĩa của đặc tính tải và điều chỉnh của động cơ đốt trong?

PHẦN II

HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG ĐỐT TRONG

CHƯƠNG 1

BÌNH LỌC KHÔNG KHÍ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1. MẬT ĐỘ BỤI CỦA KHÔNG KHÍ VÀ CÁC CHỈ SỐ CƠ BẢN CỦA BÌNH LỌC KHÔNG KHÍ

1.1.1 Mật độ bụi của không khí

Không khí hút vào trong động cơ của ôtô và máy kéo có chứa bụi. Số lượng bụi chứa trong $1m^3$ không khí có thể thay đổi trong những giới hạn rất rộng. Mật độ bụi trong không khí khi ôtô chạy trong và ngoài thành phố trên các đường tốt có thể vào khoảng từ 0,00025 ÷ 0,001 g/m^3 (vùng có trồng cây xanh) đến 0,01 – 0,015 g/m^3 khi ôtô chạy trên các đường đất.

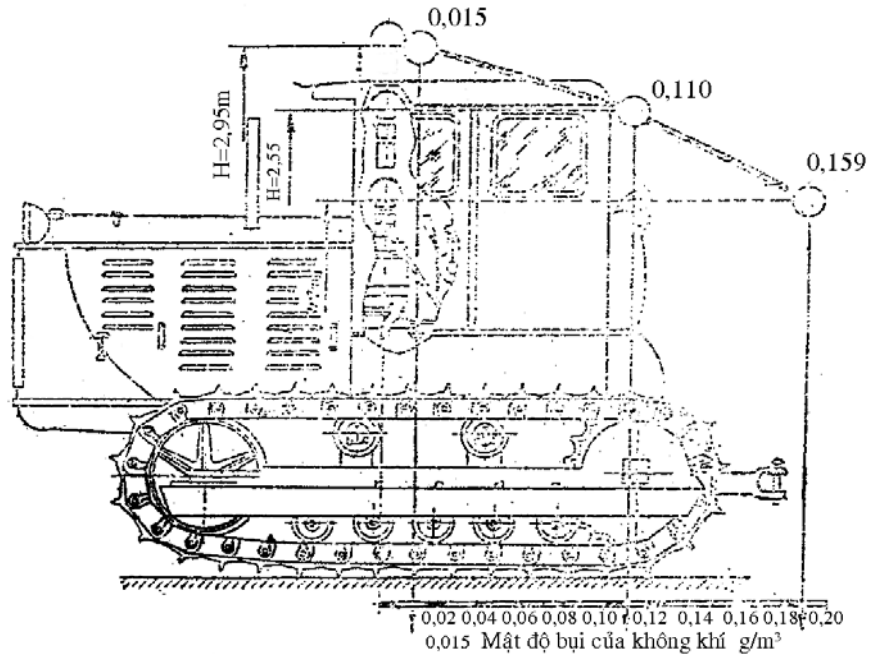
Mật độ bụi trong không khí phụ thuộc vào tính chất hoá lý của đất (tính chất cơ học, độ ẩm, cây mọc trên đất) vào nhiệt độ và độ ẩm của không khí, cường độ xe chạy trên đường và tốc độ chuyển động của ôtô.

Trong những điều kiện không thuận lợi, mật độ bụi ở độ cao 0,75-1m kể từ mặt đất có thể lên tới 0,4 ÷ 0,45 g/m^3. Khi các xe xích chạy từng đoàn trên đường đất (ở gần mặt đường) mật độ bụi có thể tới 6 g/m^3, ở độ cao 1,8 ÷ 2,5m mật độ bụi giảm xuống đến 1,25 ÷ 2,0 g/m^3. Mật độ bụi khi máy kéo làm việc trong điều kiện sản xuất nông nghiệp, hoặc ôtô làm việc trên các công trường khai thác than như ở các mỏ than Quảng Ninh phụ thuộc vào nhiều nguyên nhân. Những nguyên nhân chính là tính chất hoá lý của đất, nhiệt độ, độ ẩm và tốc độ chuyển động của không khí, loại bộ phận chuyển động của máy kéo (bánh lồng, bánh xích hay bánh hơi), tốc độ chuyển động tịnh tiến của liên hợp máy, đầu kéo và rơ moóc hoặc toa xe đối với đầu máy xe lửa.

Mật độ bụi cao nhất khi xới và bừa bằng máy kéo bánh xích (đối với máy nông nghiệp) và xe vận chuyển trong các mỏ than. Theo các số liệu thực nghiệm đã khảo sát ở vùng mỏ Quảng Ninh và các công trình thuỷ lợi và thuỷ điện Hoà Bình làm việc vào mùa hè xác định lượng bụi mà bình lọc không khí là 0,2 g/m^3 (ở cách mặt đất 2m).

Khi nâng cao bình lọc bụi lên từ 2 ÷ 3m mật độ bụi sẽ giảm đi từ (12 ÷ 13) lần.

Hình 1-1 là đồ thị biến thiên của mật độ bụi thu được trong các thí nghiệm đó.



Hình 1-1. Biến thiên của mật độ bụi khi máy kéo làm việc theo độ cao H của vị trí chụp không khí của bình lọc khí

Cũng theo thực nghiệm với các máy ủi làm việc ở các công trình thủy điện hàm lượng bụi thu được ở bầu lọc khí đạt 1,52 g/m^3. Khi nâng cao bầu lọc khí lên thêm 400mm mật độ bụi có thể giảm xuống 3 lần.

Từ những thí nghiệm trên nêu lên một cách cụ thể ảnh hưởng của vị trí ống nhận không khí của bình lọc không khí đến số lượng bụi hút vào trong động cơ.

1.1.2. Thành phần và kích thước của bụi

Bằng các phép phân tích hoá học chứng tỏ về thành phần bụi gồm có cát SiO_2 (trên 50%), các chất hữu cơ (10%), Fe_2O_3, Al_2O_3, $CaCO_3$ và $MgCO_3$ (phần còn lại).

Các hạt bụi trong không khí khi máy kéo làm việc trong điều kiện sản xuất nông nghiệp công trình xây dựng, công trình khai thác than có kích thước như sau:

Bảng 1.1

Kích thước hạt bụi (tính bằng μm)			
Dưới 1	1 – 5	5 – 10	Trên 10
71,9%	16,2%	3,8%	8,1%

1.1.3. Ảnh hưởng của bụi đến độ hao mòn các chi tiết máy của động cơ

Bụi được hút vào động cơ cùng với không khí, trộn lẫn với dầu sẽ làm mòn các bộ phận chuyển động. Các chi tiết máy của động cơ bị mòn nhanh chóng do tác động phá

hoại của bụi. Ngoài việc làm tăng tổng chi phí sửa chữa, còn làm giảm công suất và tăng chi phí các sản phẩm dầu mỡ (nhiên liệu và dầu mỡ bôi trơn).

Theo các số liệu thực nghiệm thì 1gam bụi lọt vào xylanh động cơ sẽ làm độ mòn đường kính xylanh tăng 0,01 mm, độ mòn của các xéc măng là 0,75 gam. Độ hao mòn của các chi tiết máy do 1 gam bụi lọt vào sẽ làm cho công suất giảm xuống và tăng suất tiêu hao nhiên liệu có ích lên khoảng 0,5%.

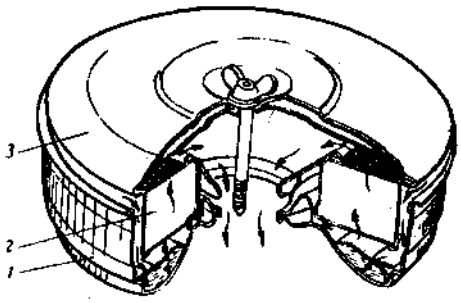
Bằng thực nghiệm, để phát hiện ảnh hưởng của bụi đến độ mòn của động cơ, người ta cho chạy 3 chiếc ôtô không lắp bầu lọc không khí. Động cơ của các xe đó ở ngay nửa đầu của đoạn đường đã đòi hỏi phải đại tu (doa xylanh, thay piston, xéc măng). Trong khi đó các ôtô có lắp bầu lọc không khí hoàn thành đường chạy mà không phải sữa chữa gì cả.

Bụi có thành phần hoá học như nhau nhưng có kích thước khác nhau có ảnh hưởng khác nhau đến độ hao mòn. Theo các số liệu thực nghiệm thì bụi có kích thước khoảng 15÷30μm sẽ làm các chi tiết mòn nhanh gấp 2,5 lần so với bụi có kích thước khoảng 0,5 μm.

1.1.4. Phân loại bình lọc khí và các chỉ số của chúng

Những thí dụ dẫn ra ở trên chứng tỏ rằng muốn cho động cơ làm việc được chắc chắn và bền lâu mà vẫn giữ được hiệu quả và tính tiết kiệm của nó thì không khí hút vào động cơ phải được lọc sạch bụi. Vì vậy mỗi động cơ phải được lắp một bình lọc không khí tốt. Các bình lọc không khí lắp trên động cơ ôtô máy kéo có thể chia thành ba loại: loại quán tính, loại có tầng lọc và loại hỗn hợp.

Tùy theo bộ lọc có thấm dầu hay không, các bộ phận lọc còn có thể chia ra loại khô và loại ướt. Các bình lọc không khí loại phối hợp có thể là khô (quán tính khô và tầng lọc khô), ướt (quán tính ướt và tầng lọc ướt) hoặc hỗn hợp (quán tính khô và tầng lọc ướt).



Hỗnh 1-2. Bỗnh lọc khụng khớ

Trên động cơ ôtô hiện đại thường dùng bình lọc ướt (hình 1-2). Bình lọc được lắp ở miệng vào của bộ chế hoà khí, hoặc trên đường nạp trước vòi phun xăng điện tử/ EFI/. Bình lọc gồm: thân 1, lõi lọc 2 lắp chặt trong nắp 3. Lõi lọc làm bằng sợi thép hoặc sợi ni lông rối (đường kính sợi khoảng 0,2 ÷ 0,3mm). Đáy bình lọc chứa dầu nhờn. Khi máy làm việc không khí đi xuống theo khe hở hình vành khuyên giữa thân 1 và lõi lọc 2.

Tới đáy, dòng khí đổi chiều 180^0 lướt trên mặt dầu để vòng lên. Do quán tính các hạt bụi lớn dính vào mặt dầu rồi lắng xuống đáy, còn không khí sạch tiếp tục đi lên qua lõi lọc. Những hạt bụi nhỏ, nhẹ được lọc sạch ở lõi lọc, không khí sạch được đi vào bộ chế hoà khí hoặc vào đường nạp với phun xăng điện tử.

Mỗi bình lọc không khí bất kể lọc bằng phương pháp nào đều phải có các chỉ số sau đây:

1. Bình lọc không khí lắp cho động cơ chỉ có thể được coi là tốt khi nó bảo đảm lọc sạch bụi cho động cơ trong điều kiện không khí có mật độ bụi nhất định.

Mức độ lọc sạch bụi cho không khí có thể xác định theo một trong các công thức sau:

$$R = \frac{S - a}{t.Q.S_b} \quad (1\text{-}1)$$

$$R = \frac{S'}{S_b} \quad (1\text{-}2)$$

$$R = \frac{s}{t.Q.S_b} \quad (1\text{-}3)$$

Trong đó: S-Số lượng bụi lọt vào bộ phận lọc cùng với không khí trong khoảng thời gian t, gam;

A-Số lượng bụi tính bằng gam bị giữ lại ở bộ phận lọc trong khoảng thời gian t;

Q-Lưu lượng không khí đi qua bộ phận lọc, m^3/giây;

S'- Mật độ bụi đi qua bình lọc không khí đã được lọc, g/m^3;

s- Số lượng bụi tính bằng gam đã lọt qua bộ phận lọc trong khoảng thời gian t;

S_b-Mật độ bụi cho phép động cơ làm việc không có bình lọc không khí g/m^3.

Vì không có các số liệu làm cơ sở để có thể xác định được mật độ bụi cho phép. Vì thế để tính giá trị gần đúng của S trong các công thức (1-1) (1-2) (1-3) ta có thể lấy mật độ bụi ở vùng có trồng cây là $S_b = 0{,}001$ g/m^3, việc lựa chọn biểu thức để xác định R phụ thuộc vào phương pháp nghiên cứu bình lọc không khí. Trong trường hợp xác định lượng bụi giữ lại ở bình lọc không khí a thì dùng công thức thứ nhất (1-1). Nếu xác định mật độ bụi của không khí đã qua bộ phận lọc S' thì dùng công thức thứ hai (1-2) và sau cùng nếu xác định số lượng bụi S đã lọt qua bình lọc không khí thì dùng công thức thứ ba (1-3).

Nếu giá trị của R tính theo các công thức trên bằng hay nhỏ hơn 1 thì có thể coi là mức độ lọc sạch của bình lọc không khí cho phép dùng được.

2. Bộ phận lọc có mức độ lọc sạch không khí khỏi bụi R≤ 1 có thể có sức cản lớn, làm hệ số nạp η_V giảm nhiều và do đó làm giảm công suất và tính tiết kiệm của động cơ. Rõ ràng là bình lọc không khí như thế không thể dùng để lắp lên động cơ được. Vì thế chỉ số thứ hai có ý nghĩa đối với khả năng làm việc của bình lọc không khí phải nói đến là độ cản của bình lọc không khí.

Công suất do động cơ sản sinh ra khi làm việc không có bình lọc không khí ở một chế độ nhất định có thể được biểu thị:

$$N_e = C.Q_{hh}.\eta_v \quad (1\text{-}4)$$

Trong đó: C-Hằng số đối với động cơ đã cho;

Q_{hh}-Nhiệt lượng khi đốt cháy $1m^3$ hỗn hợp, kcal;

η_V-Hệ số nạp đầy.

Giả thiết rằng thành phần hỗn hợp khi làm việc ở chế độ đã cho sau khi lắp bình lọc không khí sẽ không đổi. Do lắp bình lọc không khí nên sức cản của hệ thống nạp tăng lên, vì thế hệ số nạp đầy và do đó công suất của động cơ sẽ giảm xuống. Giả thiết là độ giảm ζ và N_e tỷ lệ thuận với độ tăng sức cản. Như thế để đo độ cản ta dùng biểu thức sau:

$$\eta_c = \left[1 - \frac{p_o - p_B}{p_o}\right].100\% \qquad (1\text{-}5)$$

Trong đó: p_o – Áp suất của khí quyển tính theo chiều cao của cột nước, mm

p_B – sức cản của bình lọc không khí tính theo chiều cao của cột nước, mm

Với những giả thiết đặt ra ở trên thì giá trị của η_C tính theo công thức (1-5) đặc trưng cho độ hao phí công suất của động cơ (tính theo phần trăm) gây nên bởi bình lọc không khí.

3. Bình lọc không khí có thể có các chỉ số thứ nhất và thứ hai hoàn toàn thừa nhận được, nhưng đòi hỏi phải chăm sóc luôn. Vì thế một chỉ số quan trọng phải nói đến là khả năng cho đi qua của bình lọc trong 10 giờ làm việc liên tục ở điều kiện có mật độ bụi lớn nhất có thể. Về phương diện tăng khả năng cho đi qua hay tăng thời gian làm việc với cùng một khả năng cho đi qua của bình lọc mà không phải chăm sóc thì việc ứng dụng các bình lọc phối hợp có một ý nghĩa rất lớn. Hiện nay các bình lọc phối hợp được phổ biến rộng rãi, ở các bình lọc này thoạt tiên lọc sạch các bụi "thô" ở bộ phận lọc quán tính khô và lọc nốt bụi ở các "tầng lọc" khô hay ướt.

Thông thường bộ phận lọc quán tính của ôtô-máy kéo giữ lại chừng 55 – 60% lượng bụi hút vào trong bình lọc. Trong đó khoảng 67% số bụi giữ lại ở bộ phận lọc quán tính có kích thước từ 20 – 50 μm.

Những điều nói trên chứng tỏ rằng việc lọc trước không khí bằng bộ phận lọc quán tính làm giảm nhẹ điều kiện làm việc của bình lọc rất nhiều.

4. Khoảng không gian phía dưới capốt động cơ (chủ yếu là với động cơ ôtô) rất hẹp. Vì thế trong mọi điều kiện khác như nhau, kích thước của bình lọc phải nhỏ gọn và trọng lượng nhẹ là những chỉ số quan trọng của bình lọc không khí.

5. Bình lọc không khí có thể làm bộ phận tiêu âm đối với những tạp âm xuất hiện ở bộ chế hoà khí. Vì thế khả năng tiêu âm ở bộ chế hoà khí cũng có thể coi là một chỉ số cơ bản của bình lọc không khí đặc biệt là ôtô du lịch, ô tô con.

6. Việc chăm sóc bình lọc phải dễ dàng, thuận lợi.

1.2. CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN SỰ LÀM VIỆC CỦA BÌNH LỌC KHÔNG KHÍ

Cần chú ý rằng các yếu tố sau đây có ảnh hưởng rất lớn đến các chỉ số cơ bản của bình lọc và chu kỳ chăm sóc bình lọc.

1. Nhiệt độ của không khí môi trường xung quanh có ảnh hưởng đến chu kỳ chăm sóc của tất cả các bình lọc ướt (có dầu) không tự làm sạch được. Ví dụ như việc chăm sóc khi trời nóng.

Hiện tượng đó là do khi nhiệt độ không khí tăng thì độ nhớt của dầu giảm đi rất nhiều, dầu chảy loãng và bay hơi nhanh hơn, khả năng giữ bụi khi đó giảm đi và để giữ được mức độ lọc sạch cần phải rửa và cung cấp dầu cho tầng lọc thường xuyên hơn.

Không khí có nhiệt độ cao làm tăng số lần chăm sóc cho các bình lọc có lưới lọc. Những bình lọc không khí đó khi không có dầu ở lưới lọc sẽ không giữ được những hạt bụi có kích thước nhỏ hơn mắt lưới.

2. Mật độ bụi của không khí phụ thuộc và nhiệt độ của không khí đặc điểm của công việc do máy thi công, ôtô, máy kéo làm việc (cày, bừa với máy nông nghiệp, công trường xây dựng, công trường khai thác mỏ đối với máy thi công) tính chất và độ ẩm của đất đá. Nó còn ảnh hưởng lớn hơn đến chu kỳ chăm sóc bình lọc. Khảo sát trên các công trường xây dựng và khai thác mỏ về mùa hè khi trời nóng và khô một số thợ máy đã không thay đổi chu kỳ chăm sóc bình lọc, kết quả là khoảng sau 300 – 350 giờ làm việc đã cần phải đưa máy đi đại tu.

3. Vị trí của ống nạp không khí hay vị trí của bình lọc từ dưới capốt ôtô như ở hình 1 cũng có thể ảnh hưởng đến chu kỳ chăm sóc.

4. Chất lượng dầu cho vào bình lọc có ảnh hưởng tới sự làm việc của bình lọc và do đó ảnh hưởng tới chu kỳ chăm sóc.

Khi cho vào bình lọc loại dầu có độ nhớt nhỏ (khoảng 1,2 – 2^0 Engơle ở nhiệt độ 50^0C – tức dầu hết sức loãng) ta thấy dầu chảy khỏi tầng lọc rất nhanh và tăng chi phí dầu.

Việc tăng chi phí dầu còn do bốc hơi nhiều hơn và cũng do các hạt dầu bị cuốn theo không khí vào trong xylanh của động cơ.

Qua các công trình nghiên cứu cho thấy ngay cả khi bình lọc ở trạng thái bình thường thì dầu ở bình lọc bị cuốn đi khoảng 2 – 3,5 gam cho mỗi giờ làm việc của ôtô, máy kéo. Số lượng bụi trong dầu khoảng 6 – 12%. Dầu bẩn bị cuốn đi nạp vào xylanh làm tăng hao mòn của các chi tiết động cơ và tạo muội than trong buồng cháy, tuy nhiên cũng không nên đổ dầu có độ nhớt lớn vào bình lọc, khi độ nhớt dầu quá lớn (quá đặc) và bùi nhùi nhồi chặt sẽ làm tăng sức cản của bình lọc.

Thí nghiệm cũng chứng tỏ rằng dầu quá đặc cho vào bình lọc công suất động cơ bị giảm 2,5 – 3%. Ở những bình lọc dầu chảy xoáy thì độ nhớt tăng sẽ cản lại chuyển động xoáy của dầu và do đó làm xấu khả năng lọc sạch.

Để tiết kiệm và làm giảm sức cản của bình lọc thì nên dùng dầu các te đã làm việc được lọc sạch có độ nhớt khoảng 3 – 5^0 Engơle (ở nhiệt độ 50^0C)

Tuỳ theo nhiệt độ không khí xung quanh mà đổ vào bình lọc.

5. Chăm sóc cho bình lọc không khí

Những tài liệu thực nghiệm chứng tỏ rằng bình lọc không khí có làm giảm không đáng kể các chỉ số động lực và kinh tế của ôtô máy kéo. Nhưng kết luận về ảnh hưởng của bình lọc khí đến các chỉ số làm việc của ôtô máy kéo chỉ dùng trong trường hợp bình lọc được chăm sóc thường xuyên. Những công trình khảo nghiệm động cơ ôtô-máy kéo cho thấy khi chăm sóc không đúng thì sức cản của bình lọc tăng 1,2 – 2 lần. Sức cản tăng sẽ làm giảm công suất và tính tiết kiệm của động cơ 10 – 12%.

Độ lọc sạch, độ cản và chu kỳ chăm sóc của bình lọc phụ thuộc rất nhiều vào cấu tạo của bình lọc và vật liệu dùng để lọc tinh không khí, bình lọc không khí có cấu tạo

đặc biệt để tự làm sạch (bình lọc tự làm sạch) có thể giữ được mức độ lọc sạch và độ cản cho phép trong một thời gian dài.

Bộ phận lọc dùng giấy lọc đặc biệt có thể đạt được mức độ lọc sạch rất cao.

Hệ thống nạp bao gồm cả bình lọc không khí phải có cấu tạo để ngăn ngừa khả năng hút không khí chưa lọc sạch.

CHƯƠNG 2
HỆ THỐNG CUNG CẤP HỖN HỢP CHÁY CỦA ĐỘNG CƠ CÓ BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

2.1. THÙNG NHIÊN LIỆU VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CHO BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

2.1.1. Thùng nhiên liệu

Thùng nhiên liệu đặt trên ôtô, xe máy, máy kéo phải có dung tích đảm bảo cho máy kéo làm việc liên tục toàn tải trong thời gian ít nhất là 10 giờ, còn đối với ôtô phải có khả năng chạy 300 km trong điều kiện đường xá khó khăn. Dung tích cần thiết của thùng nhiên liệu của máy kéo và ôtô có thể xác định theo công thức sau:

$$V_\delta = \varphi \frac{10 g_e . N_e}{\gamma_T} \qquad (2\text{-}1)$$

Trong đó: φ-Hệ số tính đến khả năng không sử dụng được hoàn toàn dung tích của thùng, đối với diesel φ = 1,2.

g_e-Suất tiêu hao nhiên liệu có ích.

γ_T-Trọng lượng riêng của nhiên liệu, đối với xăng và nhiên liệu diesel có thể lấy là 0,755 và 0,875 kg/ dm^3.

N_e- Công suất định mức của động cơ, ml.

Tuỳ theo dung tích và hình dạng, thùng nhiên liệu thường được làm bằng thép tấm dày từ 0,8 ÷ 2mm. Đa số thùng nhiên liệu đặt trên máy kéo có hình trụ hoặc hình hộp, có đai đường gân uốn xung quanh. Hình dạng của các thùng nhiên liệu của ôtô tuỳ theo chỗ đặt của nó sẽ khác nhau rất nhiều. Bên trong thùng có những thành ngăn để làm cứng vỏ thùng và giữ yên nhiên liệu khi bị lắc. Phần dưới thùng có bộ phận thu và khoá (hay nút) dùng để xả cặn (nước, bụi bẩn). Phía trên thùng có miệng thùng dùng để đổ nhiên liệu, trong có lưới lọc và thước đo. Nắp thùng nhiên liệu của máy kéo có bộ phận lọc để giữ không cho bụi bẩn lọt vào.

Khi động cơ có bộ chế hoà khí làm việc thì từ thùng nhiên liệu những thành phần có số ốc tan cao bị mất đi khoảng 4% do bắn ra ngoài và bốc hơi (qua lỗ cửa nắp thùng). Để tránh hiện tượng đó thùng được lắp nắp có van thông hơi. Nắp đậy kín miệng thùng. Khi áp suất trong thùng tăng do bay hơi (85 ÷ 135 mmHg) thì van hơi sẽ mở ra và thùng thông với khí quyển. Khi áp suất trong thùng giảm xuống (do nhiên liệu tiêu thụ) 12 ÷ 25mmHg thì van không khí sẽ mở.

2.1.2. Cung cấp nhiên liệu cho bộ chế hoà khí

Ở các động cơ ôtô máy kéo hiện nay việc cung cấp nhiên liệu được thực hiện chủ yếu bằng hai phương pháp: tự chảy hoặc bằng một bơm chuyển.

Ưu điểm chính của phương pháp cung cấp nhiên liệu tự chảy là đơn giản. Nó được dùng đa số trên xe máy và một số máy kéo dùng bộ chế hoà khí. Tuy nhiên cần phải chú ý tới một số nhược điểm sau:

+ Thùng nhiên liệu đặt gần động cơ. Thông thường đặt trên động cơ hoặc gần động cơ. Thùng đặt gần động cơ sẽ làm tăng hao phí nhiên liệu do bay hơi và tăng nguy cơ gây cháy nổ.

+ Thùng đặt cao không thuận lợi cho đổ nhiên liệu

+ Áp suất đẩy nhiên liệu thay đổi nhiều khi mức nhiên liệu trong thùng giảm.

+ Do chỗ đặt hẹp nên thùng nhiên liệu của ôtô dùng phương pháp tự chảy có dung tích nhỏ, làm rút ngắn đường chạy của xe.

Phương pháp cung cấp bằng bơm nhiên liệu cũng đơn giản và chắc chắn. So với phương pháp tự chảy nó có ưu điểm là cho phép đặt thùng ở bất kỳ chỗ nào trên xe. Phương pháp này được dùng phổ biến cho các động cơ ôtô hiện đại.

Ở nhiều ôtô, giữa thùng nhiên liệu và bơm có đặt bình lắng (cốc lọc) có tấm lưới lọc. Kinh nghiệm sử dụng chứng tỏ rằng việc lắp bình lắng giảm bớt thời gian chi phí cho việc "thổi" bộ chế hoà khí và giảm bớt hao phí nhiên liệu dùng để tiến hành công việc đó.

Để cung cấp nhiên liệu cho bộ chế hoà khí của động cơ người ta dùng loại bơm màng (có màng bơm) truyền động từ trục cam bằng bánh tâm sai trên trục (cam lệch tâm). Đường kính của bánh tâm sai (cam lệch tâm) thay đổi trong khoảng 35 ÷ 45mm và độ lệch tâm khoảng 2,5 ÷ 4,5mm.

Tuỳ theo số vòng quay của trục khuỷu động cơ và độ lệch tâm của bánh tâm sai, năng suất của bơm màng có thể tới 40 ÷ 80 l/ h (hay lớn hơn). Áp suất đẩy do bơm tạo nên tuỳ theo đặc tính của lò xo, vào khoảng 110 ÷ 180 mmHg.

2.2. QUÁ TRÌNH CHẾ HOÀ KHÍ, SƠ LƯỢC VỀ CÁC TÍNH CHẤT LÝ HOÁ CỦA NHIÊN LIỆU

Khả năng làm việc của bộ chế hoà khí phụ thuộc rất nhiều vào các tính chất lý hoá của nhiên liệu

Lượng không khí lý thuyết cần thiết được để đốt cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu xác định theo công thức:

$$L_0 = \frac{1}{0,23}\left[\frac{8}{3}C + 8H - O\right], kg \qquad (2\text{-}1)$$

Trong thực tế động cơ làm việc với số lượng không khí khác với lý thuyết tức là với $\alpha . L_0$. Giá trị cực đại và cực tiểu có thể của hệ số α phụ thuộc vào giới hạn bốc cháy trên và dưới, tại đó hỗn hợp không thể cháy bình thường trong xylanh động cơ.

Giới hạn bốc cháy càng rộng, động cơ làm việc càng ổn định trong điều kiện thực tế vì sự thay đổi của α sẽ không ảnh hưởng nhiều đến sự làm việc của động cơ.

Xem bảng 1 ta thấy rượu cho phép hệ số dư không khí thay đổi trong khoảng rộng.

Bảng 2.1

Nhiên liệu	Giá trị α		Ẩn nhiệt bốc hơi kcal/ kg.	Nhiệt độ nổ ^{0}C
	Giới hạn bốc cháy dưới	Giới hạn bốc cháy trên		
Xăng	1,23	0,30	66 ÷ 74	< 21
Benzen	1,02	0,40	95	21 ÷ 65
Dầu hoả	-	-	64 ÷ 50	-
Rượu etylic	1,7	0,44	205	-
Rượu metylic	1,7	0,44	270	-

2.2.1. Nhiệt lượng của hỗn hợp cháy

Nhiệt lượng của hỗn hợp cháy khi $\alpha > 1$ được xác định bởi công thức

$$Q_{hh} = \frac{Q_H}{1 + \alpha . L_0} \; ; \qquad \text{kcal/kg} \qquad (2\text{-}2)$$

Khi $\alpha < 1$ nhiệt lượng của hỗn hợp sẽ là:

$$Q_{hh} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{1 + \alpha . L_0} \; ; \qquad \text{kcal/kg} \qquad (2\text{-}3)$$

Từ các công thức (2-2) và (2-3) ta thấy rằng nhiệt lượng của hỗn hợp cháy và công suất của động cơ phụ thuộc vào Q_{hh} và L_o.

2.2.2. Tốc độ lan truyền màng lửa

Tốc độ lan truyền màng lửa phụ thuộc vào tính chất của nhiên liệu, hệ số α và cả vào tốc độ chuyển động xoáy của hỗn hợp. Cùng với sự thay đổi tốc độ lan truyền màng lửa, công suất của động cơ cũng thay đổi theo.

2.2.3. Nhiệt dung của hơi nhiên liệu

Nhiệt dung của hơi nhiên liệu có thể biểu thị gần đúng bằng các biểu thức sau:

$C_p = 0{,}532 + 0{,}0012t$ Cal/ kg.^{0}C (Xăng) (2-4)

$C_p = 0{,}552 + 0{,}0008t$ Cal/ kg. ^{0}C (Dầu hoả) (2-5)

$C_p = 0{,}46 + 0{,}008\,t$ Cal/ kg. ^{0}C (Benzen) (2-6)

2.2.4. Ẩn nhiệt bốc hơi

Nhiệt lượng cần thiết để làm biến thành hơi 1kg nhiên liệu với nhiệt độ bằng nhiệt độ sôi hay là nhiệt toả ra khi hơi ngưng tụ (ở nhiệt độ ban đầu bằng nhiệt độ sôi) được gọi là ẩn nhiệt bốc hơi. Cần chú ý rằng nhiên liệu là một chất lỏng không thuần nhất. Vì

thế việc xác định ẩn nhiệt bốc hơi chỉ đúng với các thành phần riêng biệt của nhiên liệu. Giá trị tổng cộng của ẩn nhiệt bốc hơi của toàn thể nhiên liệu (1kg) nói một cách gần đúng có thể coi là tổng số nhiệt xác định cho từng thành phần.

Bảng 1 nêu lên giá trị ẩn nhiệt bốc hơi của nhiều loại nhiên liệu, ẩn nhiệt bốc hơi càng cao, nhiệt độ ở bộ chế hoà khí càng giảm thấp và quá trình bốc hơi càng kém. Để cải thiện quá trình bốc hơi người ta phải dùng phương pháp dẫn nhiệt nhân tạo bằng bộ phận hâm nóng.

2.2.5. Nhiệt độ nổ, bốc cháy và tự bốc cháy của nhiên liệu

Hai chỉ số đầu đặc trưng cho nhiên liệu về phương diện hao phí hơi nhiên liệu và nguy cơ gây cháy nổ.

+ Nhiệt độ nổ là nhiệt độ làm cho hơi nhiên liệu bốc trên mặt thoáng nổ khi ta đưa ngọn lửa lại gần (bảng 1).

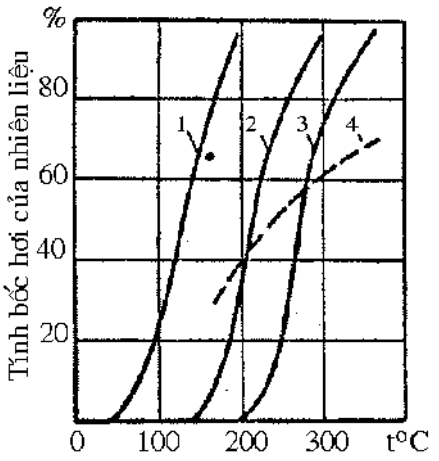
+ Nhiệt độ bốc cháy là nhiệt độ khiến cho nhiên liệu bốc cháy khi châm lửa và tiếp tục cháy.

+ Nhiệt độ tự bốc cháy là nhiệt độ khiến cho nhiên liệu bốc cháy mà không phải châm lửa.

2.2.6. Các đường cong chưng cất

Đường cong biểu thị mối quan hệ phụ thuộc giữa thành phần chưng cất của nhiên liệu với nhiệt độ gọi là đường cong đặc tính chưng cất của nhiên liệu-thành phần chưng cất có ảnh hưởng rất lớn tới quá trình bốc hơi hình thành khí hỗn hợp (nhiên liệu + không khí) và quá trình cháy.

Trên hình 2-1 biểu thị những đường cong đặc tính chưng cất của các nhiên liệu khác nhau và của dầu mỏ. Đối với xăng (đường 1) quá trình chưng cất bị giới hạn bởi nhiệt độ từ $35^0 \div 55^0$ đến 200^0C, đối với nhiên liệu diesel (đường 3) từ 185 ÷ 200 đến 350^0C. Đối với dầu mỏ thiên nhiên (đường 4) đường chưng cất không kết thúc ở phạm vi nhiệt độ đã được xác lập đối với nhiên liệu của động cơ. Ở nhiệt độ 350^0C chỉ có 70% dầu mỏ sôi. Đường 2 đặc trưng cho sự chưng cất của dầu hoả mà trước đây được sử dụng ở các động cơ máy kéo đốt cháy bằng tia lửa điện. Các đường cong đó đặc trưng cho tính thuần nhất của nhiên liệu. Đường cong càng tăng thì nhiên liệu càng thuần khiết. Nhiệt độ khiến cho 10% nhiên liệu sôi đặc trưng cho chất lượng khởi động của nó. Nhiệt độ sôi cuối cùng đặc trưng cho khả năng ngưng tụ của nhiên liệu (đánh giá hao mòn động cơ).



Hình 2-1. Đường cong đặc tính chưng cất của các nhiên liệu khác nhau

2.2.7. Tính bốc hơi động lực của nhiên liệu

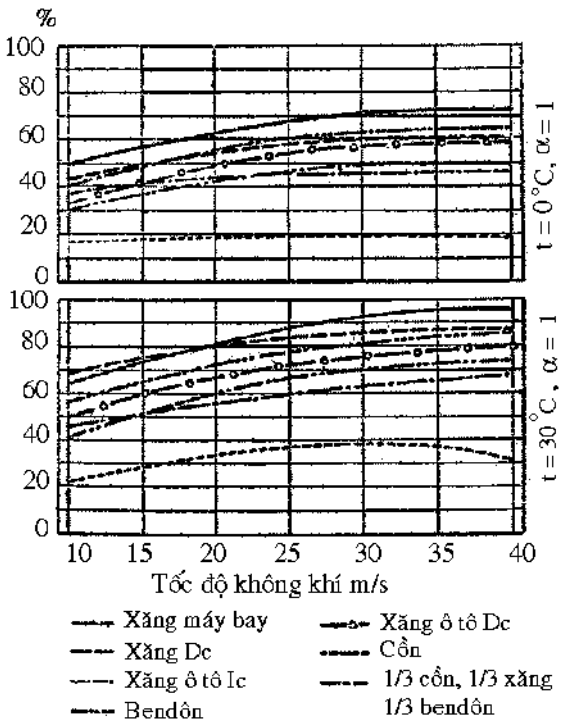
Khi bộ chế hoà khí làm việc, nhiên liệu bốc hơi và hoà trộn với không khí trong buồng hỗn hợp.

Ở những động cơ cao tốc hiện nay, quá trình bốc hơi thể hiện trong khoảng phần trăm thậm chí phần nghìn giây. Vì thế muốn phán đoán về khả năng sử dụng của một loại nhiên liệu cho động cơ có bộ chế hoà khí cần biết khả năng bốc hơi của nó.

Thí nghiệm chứng tỏ rằng sự bốc hơi phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ và tốc độ của không khí. Ảnh hưởng của tốc độ không khí được thấy rõ là khi tốc độ không khí lớn thì nhiên liệu được phun nhỏ.

Hình 2-2 nêu lên các đường cong về tính bốc hơi động lực (tính bốc hơi của nhiên liệu trong luồng không khí) của các loại nhiên liệu khác nhau ở nhiệt độ 0^0 và 30^0C và với giá trị ban đầu của $\alpha = 1$.

So sánh các đường cong đó người ta thấy rằng ngay ở nhiệt độ 30^0C và tốc độ không khí là 40 m/s không một loại nhiên liệu nào kể trên được bốc hơi hoàn toàn. Điều đó chứng tỏ rằng muốn làm giảm hiện tượng tạo thành màng nhiên liệu và hiện tượng ngưng tụ của nhiên liệu cần phải dùng bộ phận hâm nóng hỗn hợp làm việc.



Hình 2-2. Đường cong về tính bốc hơi động lực của các loại nhiên liệu khác nhau

Nhiên liệu chỉ có thể bốc hơi trong một thể tích không khí nhất định và ở một nhiệt độ nhất định cho tới khi thể tích đó hoàn toàn bão hoà hơi nhiên liệu sau đó nhiên liệu không bốc hơi nữa. Hơi đó gọi là hơi bão hoà, hơi bão hoà luôn thay đổi và thay đổi nhanh khi giảm nhiệt độ và thể tích và ngưng tụ thành chất lỏng. Trong đa số trường hợp hơi đó ẩm ướt vì trong đó có chứa những hạt nhiên liệu nhỏ. Khi giảm áp suất và tăng nhiệt độ, hơi bão hoà chuyển thành hơi quá nóng (trong điều kiện không có nhiên liệu mới bốc hơi). Hơi càng nóng trạng thái của nó càng ổn định. Độ bão hoà hơi của không khí rất dễ xác định theo áp suất của hơi. Đặc tính của hơi các loại nhiêu liệu không thuần nhất phụ thuộc vào tỷ lệ giữa thể tích của trạng thái lỏng và hơi nhiên liệu thường có ở ống nạp của động cơ.

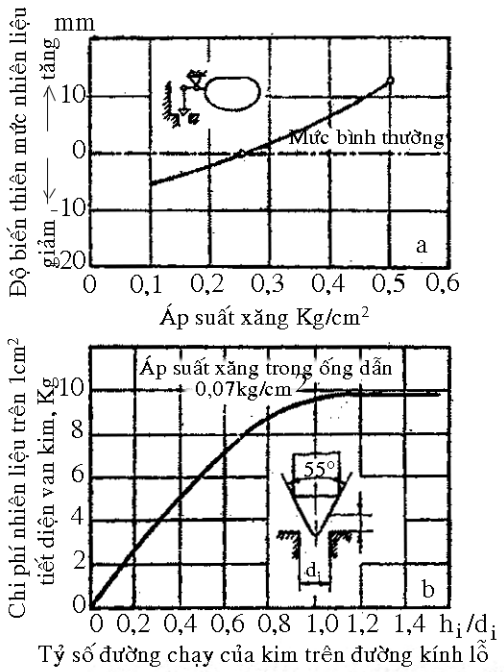
2.3. BỘ CHẾ HOÀ KHÍ ĐƠN GIẢN VÀ CÁC BỘ PHẬN CỦA NÓ

2.3.1. Bộ chế hoà khí đơn giản

Ở những bộ chế hoà khí đầu tiên được làm từ đầu năm 1890, luồng không khí được tiếp xúc với nhiên liệu có diện tích lớn, hoặc là được hút qua lớp nhiên liệu. Những loại bộ chế hoà khí này có tên là "loại bốc hơi", cồng kềnh và không đảm bảo được yêu cầu về điều chỉnh thành phần hỗn hợp.

Năm 1894 kỹ sư Potvorski thiết kế một động cơ dầu hoả có lắp một dụng cụ cấp dầu hoả bằng cách hút không khí qua rãnh hẹp có bộ phận để giữ mức nhiên liệu không thay đổi. Dụng cụ đó chính là bộ chế hoà khí đơn giản đầu tiên hút và phun tơi nhiên liệu. Do những ưu điểm của nó, bộ chế hoà khí đó đã được phổ biến rộng rãi. Các bộ phận chính của bộ chế hoà khí phun tơi loại đơn giản là buồng phao, bộ phận khuyếch tán đặt trong thân của bộ chế hoà khí, gíclơ, bướm ga (bướm ga). Khoảng không gian giữa tiết diện hẹp nhất (họng) của bộ phận khuyếch tán và bướm ga được gọi là buồng hỗn hợp.

Sau đây ta xem xét nhiệm vụ và điều kiện làm việc của từng bộ phận chính của bộ chế hoà khí đơn giản.



Hình 2-3. Ảnh hưởng của áp suất trong ống dẫn nhiên liệu đến mức nhiên liệu trong buồng phao (a) và độ nâng của van kim đến chi phí nhiên liệu qua tiết diện đi qua của van (b)

Buồng phao của bộ chế hoà khí: Nhiệm vụ của buồng phao là giữ cho nhiên liệu có một mức không đổi. Tuy nhiên do ảnh hưởng của nhiều yếu tố buồng phao không thể ở trong trạng thái hoàn thành một cách chính xác nhiệm vụ của nó.

Nếu việc cung cấp nhiên liệu đến bộ chế hoà khí được thực hiện bằng cách tự chảy thì áp suất trong ống dẫn nhiên liệu đi từ thùng nhiên liệu đến bộ chế hoà khí sẽ thay đổi theo sự thay đổi của mức nhiên liệu trong thùng.

Ảnh hưởng của áp suất trong ống dẫn nhiên liệu đến chiều cao của mức nhiên liệu được nêu trên hình 2-3a. Khi tăng mức trong buồng phao thì lập tức sẽ kèm theo một sự thay đổi về thành phần hỗn hợp (làm giảm hỗn hợp).

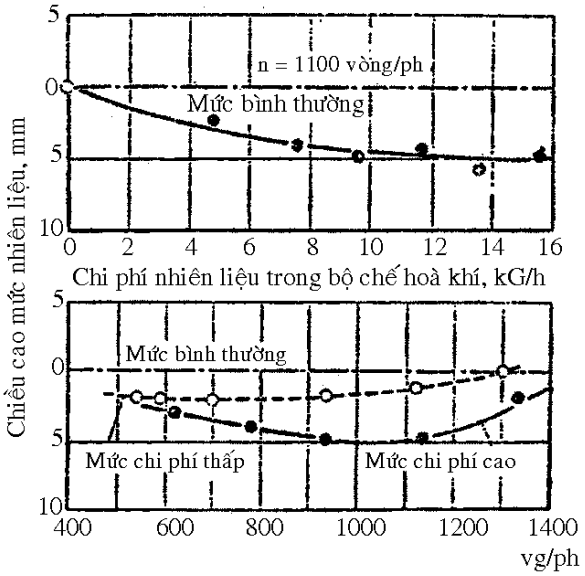
Ngoài ra khi động cơ làm việc, đặc biệt là ở các tải trọng nhỏ, mức nhiên liệu tăng cao sẽ dẫn đến những hao phí do nhiên liệu chảy ra khỏi bộ chế hoà khí.

Đồ thị hình 2-3b chứng tỏ rằng với trị số d_K không đổi thì khi tăng độ nâng h_K của van kim, chi phí nhiên liệu qua tiết diện của van sẽ tăng lên rất nhiều cho đến khi $h_k = d_k$. Do đó việc nạp đầy buồng phao khi trị số h_k lớn sẽ thực hiện nhanh hơn và do đó giao thông của mức nhiên liệu trong buồng phao sẽ bớt đi.Vì khi tăng độ nâng của kim thì phải tăng độ dịch chuyển của phao (điều đó chỉ có thể thực hiện nhờ thay đổi mức nhiên liệu trong buồng phao) cho nên khi thiết kế bộ chế hoà khí người ta có khuynh hướng thực hiện tỷ số h_k/ d_k và quan hệ của phao với van kim sao cho với những dịch chuyển nhỏ của phao tiết diện đi qua của van cũng vừa đủ.

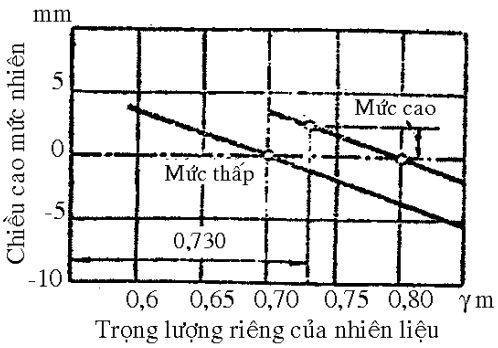
Khi động cơ làm việc với số vòng quay không đổi thì chiều cao của mức nhiên liệu trong buồng phao giảm tỷ lệ thuận với độ tăng tải trọng hay mức chi phí nhiên liệu (hình 2-4).

Khi số vòng quay thay đổi thì ta thấy rõ rằng do sự thay đổi cường độ dao động có ảnh hưởng đến hệ thống, buồng phao, chiều cao của mức nhiên liệu sẽ biến thiên một cách khác hơn. Vì vậy ở một số bộ chế hoà khí có đặt lò xo ở giữa van kim và bầu phao không cho van kim rời khỏi ổ đặt do những chấn động và lắc lư khi xe chạy trên đường.

Hình 2-5 biểu thị ảnh hưởng của trọng lượng riêng của nhiên liệu đến chiều cao của mức nhiên liệu trong buồng phao. Nếu như với trọng lượng riêng của nhiên liệu là 0,8g/cm^3, chiều cao của nhiên liệu tương ứng với mức bình thường, thì khi trọng lượng riêng của nhiên liệu giảm đến 0,73g/cm^3 chẳng hạn (điều này xảy ra khi thay một loại nhiên liệu này bằng một loại nhiên liệu khác), mức nhiên liệu trong buồng phao sẽ tăng lên chừng 2mm. Mức nhiên liệu tăng 2mm có thể làm cho động cơ làm việc không bình thường và làm tăng mức chi phí nhiên liệu.



Hình 2-4. Ảnh hưởng của mức chi phí nhiên liệu và số vòng quay đến chiều cao của mức nhiên liệu trong buồng phao



Hình 2-5. Ảnh hưởng của trọng lượng riêng của nhiên liệu trong buồng phao

Trọng lượng của phao tăng lên sẽ làm tăng độ chìm của phao do đó ảnh hưởng đến sự tăng trọng lượng của phao cũng giống như khi giảm trọng lượng riêng của nhiên liệu.

Một số kiểu bộ chế hoà khí có chiều cao của mức nhiên liệu trong buồng phao thay đổi một cách rõ rệt khi xe chạy bị nghiêng (nhất là khi nghiêng dọc). Nếu buồng phao được đặt bên cạnh thì khi bộ chế hoà khí nghiêng về phía trước thì mức nhiên liệu trong buồng phao sẽ thay đổi làm cho hỗn hợp nghèo đi. Khi bộ chế hoà khí nghiêng về phía sau thì mức nhiên liệu trong buồng phao sẽ thay đổi làm cho hỗn hợp làm việc giầu lên.

Muốn cho ôtô hay máy kéo khi chạy lên dốc hỗn hợp không bị nghèo và không ảnh hưởng đến chế độ làm việc ổn định của động cơ, trong đa số trường hợp người ta

thường đặt bộ chế hoà khí cho buồng phao ở phía trước. Cách đặt như thế có lợi cả khi xe lấy đà, lúc đó dưới tác dụng của lực quán tính mức nhiên liệu trong buồng phao có thể thay đổi. Một số bộ chế hoà khí được thực hiện theo kiểu buồng phao đặt trong buồng tâm. Cách đặt buồng phao như thế bộ chế hoà khí hầu như không phụ thuộc vào ảnh hưởng của dốc lên hay xuống khi ôtô máy kéo chạy.

Cần chú ý rằng hình dạng của phao và cả độ lớn và chiều của các lực và mômen tác dụng lên hệ thống phao cũng có ảnh hưởng đến chiều cao của mức nhiên liệu khi ôtô máy kéo bị nghiêng.

2.3.2. Các bộ phận của bộ chế hoà khí

2.3.2.1. Bộ phận khuyếch tán

Có một số bộ chế hoà khí không có bộ phận khuếch tán, vì thế trước tiên các bộ chế hoà khí có thể chia ra làm loại có bộ phận khuếch tán và loại không có bộ phận khuếch tán.

Bộ phận khuếch tán của bộ chế hoà khí phải đảm bảo được độ giảm áp suất cần thiết (khi động cơ làm việc mà bướm ga mở hoàn toàn và khi số vòng quay cực tiểu) và tốc độ không khí cần thiết để có thể thực hiện được độ phun tơi và sự bốc hơi hoàn toàn loại nhiên liệu đã cho.

Độ giảm áp suất và tốc độ của lượng không khí tăng lên là nhờ đường kính của bộ phận khuếch tán giảm. Như thế làm tăng sức cản và làm giảm hệ số nạp vào xylanh của động cơ.

Tuỳ theo vị trí bộ phận khuếch tán của bộ chế hoà khí có thể chia loại các bộ chế hoà khí: loại có bộ phận khuếch tán đặt nằm ngang và loại có bộ phận khuếch tán đặt đứng thẳng.

Bộ chế hoà khí có bộ phận khuếch tán đặt thẳng đứng có luồng không khí hướng từ dưới lên gọi là bộ chế hoà khí "có luồng hướng lên trên". Còn bộ chế hoà khí có luồng không khí hướng từ trên xuống dưới gọi là bộ chế hoà khí "có luồng đổ xuống" hay là bộ chế hoà khí có "luồng rơi". Các bộ chế hoà khí có luồng rơi được đặt ở phía trên ống nạp để dễ cho chăm sóc và điều chỉnh.

Những bộ chế hoà khí có luồng rơi (so với các bộ chế hoà khí có luồng hướng lên trên) cho phép động cơ làm việc ổn định và với hệ số dư không khí tương đối lớn. Do đó có khả năng giảm tốc độ không khí trong bộ phận khuếch tán xuống một chút, tức là làm giảm sức cản và làm tăng hệ số nạp đầy của động cơ. Khi động cơ làm việc với bộ chế hoà khí có luồng rơi thì người ta thấy dầu các te bị nhiên liệu làm loãng nhiều hơn.

Đường kính của bộ phận khuếch tán có thể được xác định một cách gần đúng như sau:

Số lượng không khí được hút vào trong các xylanh của động cơ bốn kỳ tính trong 1 giây:

$$G_{kk} = \eta_V = \frac{\pi . D^2}{4} . \frac{S}{2} . \frac{n.i}{60} . \gamma_K \quad \text{kg/s} \qquad (2\text{-}7)$$

Trong đó: γ_K-Trọng lượng riêng của không khí kg/m^3
D và S-Đường kính xylanh và hành trình piston, m
I-Số xylanh

n-Số vòng quay trục khuỷu động cơ, vòng/ phút

η_V-Hệ số nạp của động cơ được lấy trên cơ sở khảo sát động cơ mẫu hay được xác định trên cơ sở các số liệu tính toán nhiệt.

Số lượng không khí đi qua bộ phận khuếch tán trong một giây sẽ là:

$$G_{kt} = \omega.\frac{\pi.d_{kt}}{4}.\gamma_k \quad \text{kg/s} \tag{2-8}$$

Trong đó: d_{kt}-Đường kính của bộ phận khuếch tán, m

ω-Tốc độ cần thiết để phun tơi nhiên liệu m/s, có thể lấy bằng 45 ÷ 50 m/s.

Nếu lấy tốc độ đó khi động cơ làm việc với bướm ga mở hoàn toàn ở số vòng quay cực tiểu nhưng ổn định, thì ở số vòng quay tính với công suất cực đại tốc độ đó sẽ tăng đến 110 ÷ 150 m/s. Một số động cơ làm việc với bộ điều chỉnh tốc độ và khoảng biến thiên số vòng quay tương đối nhỏ thì tốc độ ω ở chế độ chính sẽ biến thiên trong khoảng 40 ÷ 55 m/s.

Đối với động cơ ôtô do số vòng quay biến thiên trong một khoảng rộng nên tốc độ không khí trong bộ phận khuếch tán ở chế độ công suất cực đại có thể tới 110 ÷ 150 m/s.

Cân bằng số lượng không khí G_K hút vào trong động cơ trong 1 giây với số lượng không khí đi qua bộ phận khuếch tán ta có:

$$\eta_v,\frac{\pi.D^2}{4}.\frac{S.n.i}{2.60}.\gamma_k = \omega\frac{\pi.d_{kt}^2}{4}\gamma_k$$

$$d_{kt} = D.\sqrt{\eta_v.\frac{S.n.i}{120.\omega}} \tag{2-9}$$

Áp suất trung bình của không khí ở tiết diện hẹp nhất của bộ phận khuyếch tán p_h có đê tạo tốc độ trên có thể tính theo công thức:

$$\omega = \varphi\sqrt{2.g\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{\gamma_k}\left[1-\left(\frac{p_h}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \tag{2-10}$$

Trong đó: g-Gia tốc trọng trường m/s^2

p_0-Áp suất không khí trước khi đến bộ chế hoà khí, có thể lấy bằng 10.000 $kg/m^{2.}$

γ_K-Trọng lượng riêng của không khí trước khi đến bộ chế hòa khí.

p_h-Áp suất trung bình của không khí ở tiết diện hẹp nhất của bộ phận khuyếch tán.

k-Chỉ số đoạn nhiệt của không khí, k = 1,4

φ-Hệ số thực nghiệm tính đến những hao phí thuỷ động và được gọi là hệ số chảy.

Xác định p_h theo biểu thức (2-10) ta có:

$$p_h = p_0 \left[1 - \frac{\omega^2}{2.g.\varphi^2 . \frac{k}{k-1} . \frac{p_0}{\gamma_k}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \qquad (2\text{-}11)$$

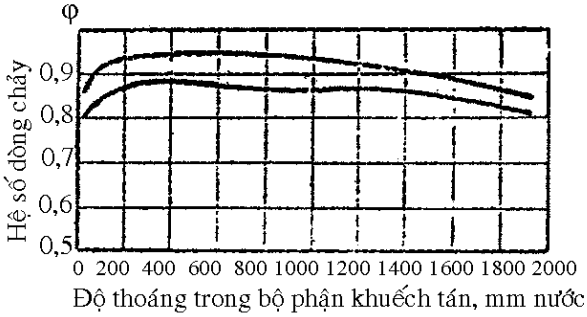
Nếu bài toán đặt ra là cần phải xác định tốc độ không khí trong bộ phận khuyếch tán theo áp suất p_h đã cho thì tốc độ đó được tính theo công thức (2-10).

Từ biểu thức (2-10) ta thấy rằng muốn có cùng một tốc độ ω trong bộ phận khuyếch tán thì áp suất p_h phải càng lớn, còn hệ số φ càng gần tới đơn vị. Trị số lớn hơn của áp suất p_h là rất cần thiết vì khi p_h biến thiên thì η_v cũng biến thiên tỷ lệ thuận với nó. Để làm giảm hao phí tính bởi hệ số φ, bộ phận khuyếch tán được thực hiện dưới hình thức hai hình nón cụt nối giữa nhau bằng một hình trụ, đường luồn giữa các phần khác nhau của bộ phận khuyếch tán được thực hiện một cách đều đặn.

Hình 2-6 là đường cong biến thiên của hệ số φ cho hai bộ phận khuyếch tán. Độ lớn của hệ số φ phụ thuộc vào tỷ số các kích thước của bộ phận khuyếch tán, tốc độ không khí, độ sạch của các bề mặt.

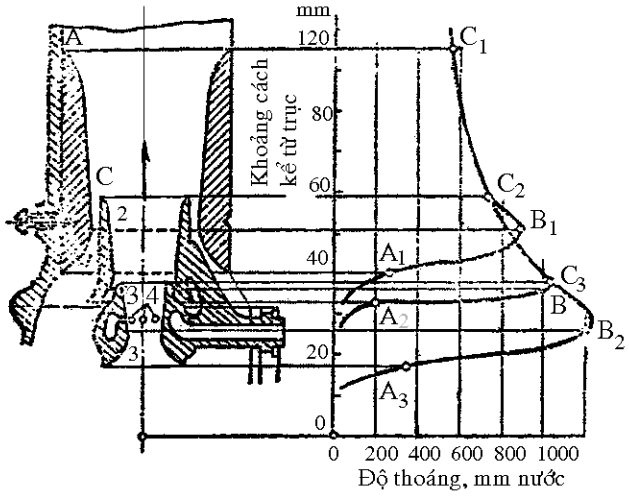
Cần chú ý rằng các trị số ω và p_h đưa vào trong các biểu thức (2-10) và (2-11) và được xác định bởi các biểu thức đó coi như không đổi.

Trong thực tế luồng không khí đi qua bộ phận khuyếch tán có tính chất mạch động. Tần số mạch động phụ thuộc vào số vòng quay và số lượng xylanh của động cơ. Do tính toán phức tạp khi kể đến tính chất mạch động của không khí, đồng thời do ảnh hưởng không đáng kể của sự mạch động đến kết quả sau cùng nên người ta coi như tốc độ của ω và áp suất p_h không đổi.



Hỡnh 2-6. Sự biến thiờn của hệ số φ cho hai bộ khuếch tỏn

Một số bộ chế hoà khí có hai, ba bộ phận khuyếch tán đặt lệch như ở hình 2-7. Người ta dùng các kiểu cấu tạo đó nhằm mục đích cải thiện việc phun tơi nhiên liệu và tuỳ theo số lượng bộ phận khuyếch tán mà gọi là bộ phận khuyếch tán có hai tầng hay ba tầng phun tơi. Việc phun tơi được cải thiện bằng cách làm tăng độ giảm áp suất và tốc độ.



Hình 2-7. Biến thiên của độ giảm áp suất
trong ba bộ phận khuếch tán của bộ chế hoà khí

Đồ thị độ giảm áp suất ở các điểm khác nhau của bộ phận khuyếch tán được nêu trên hình 2-7 (bên phải). Sự biến thiên của độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán 1 đi theo đường cong $A_1B_1C_1$. Độ giảm áp suất ở trên C_2 của bộ phận khuyếch tán 1 truyền cho bộ phận khuyếch tán 2 theo hướng đến họng của bộ khuyếch tán 2 thì độ giảm áp suất trong đó sẽ tăng theo đường $C_2B_2A_2$. Độ giảm áp suất ở họng của bộ phận khuyếch tán 2 truyền sang phần thoát của bộ phận khuyếch tán 3. Sự biến thiên của độ giảm áp suất trong bộ khuyếch tán 3 đi theo đường cong $C_3B_3A_3$.

Nhiên liệu chảy ra khỏi dãy lỗ 4 khi động cơ làm việc sẽ rơi vào luồng không khí và được phun tơi rồi bay với một mật độ lớn qua bộ phận khuyếch tán 3. Hỗn hợp đó sẽ được trộn với không khí lần thứ hai (Trong bộ phận khuyếch tán 2) rồi lần thứ 3 (trong bộ phận khuyếch tán 1). Như thế việc phun tơi bốc hơi và trộn lẫn nhiên liệu với không khí sẽ tốt hơn.

Bộ phận khuyếch tán kiểu trên được áp dụng tốt cho các bộ chế hoà khí có tiết diện đi qua lớn.

Bộ phận khuyếch tán đảm bảo được tốc độ không khí cần thiết để trộn lẫn khi bướm ga mở nhỏ, thì khi mở hoàn toàn sẽ làm giảm hệ số nạp đầy và do đó giảm công suất của động cơ xuống rất nhiều. Vì thế cho nên một số bộ chế hoà khí với 1 buồng phao có hai rãnh không khí. Khi tải trọng nhỏ thì một rãnh làm việc, khi tải trọng tăng thì bướm ga của rãnh thứ hai bắt đầu mở. Khi làm việc với toàn tải thì bướm ga của cả hai rãnh sẽ mở hoàn toàn.

Người ta cũng làm cả hai bộ chế hoà khí có bốn rãnh. Những bộ chế hoà khí thông thường có một rãnh không khí gọi là loại có một buồng, còn khi có hai hay bốn rãnh thì gọi là loại có nhiều buồng (loại hai ba buồng hay loại bốn buồng).

Khi thay bộ chế hoà khí loại một buồng hay loại hai buồng thì công suất của động cơ sẽ tăng lên 7-8%.

2.3.2.2. Giclơ

Giclơ là một lỗ có cỡ, có nhiệm vụ hạn chế số lượng nhiên liệu, nước hay không khí chảy qua lỗ đó. Gíclơ có thể làm dưới hình thức một cái nút vặn vào một cái rãnh nào đó của bộ chế hoà khí hay dưới hình thức một cái ống có lỗ có cỡ. Khi ống có lỗ có cỡ thì người ta gọi là vòi phun. Đôi khi giclơ được làm để tiết diện của nó có thể điều chỉnh được bằng một cái kim hay ống.

Quá trình phun tơi nhiên liệu trong bộ chế hoà khí xảy ra như sau: nhờ có độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán, nhiên liệu bắt đầu phun ra khỏi giclơ (hay vòi phun) với tốc độ vào khoảng 3-96 m/s (tuỳ theo độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán). Tốc độ của không khí lớn hơn tốc độ của nhiên liệu chảy ra khỏi giclơ (hay vòi phun) khoảng 15-25 lần. Do sự chênh lệch về tốc độ lớn và do ma sát giữa các phân tử không khí và nhiên liệu, không khí xé tơi nhiên liệu và cuốn theo vào xylanh của động cơ. Khi phun tơi thì bề mặt tiếp xúc của các phân tử nhiên liệu với không khí sẽ tăng lên rất nhiều do đó tạo điều kiện thuận lợi cho sự bốc hơi.Vì rằng khi tốc độ tương đối của nhiên liệu và không khí tăng lên thì sự phun tơi được cải thiện nên ở một số bộ chế hoà khí tia nhiên liệu được hứng cho thẳng góc với luồng không khí.

Đường kính của giclơ phải lựa chọn để với mật độ giảm áp suất đã cho trong bộ khuyếch tán và với hình dáng đã chọn của giclơ sẽ đảm bảo được mức chi phí nhiên liệu cần thiết. Chi phí nhiên liệu qua lỗ của giclơ trong một giây được biểu thị như sau:

$$G_{Td} = \frac{\pi d_g^2}{4}.w_T\gamma_T \qquad (2\text{-}12)$$

Trong đó: d_g- Đường kính của giclơ (m)

w_T-Tốc độ thực của nhiên liệu khi chảy ra khỏi giclơ (m/s)

γ_T -Trọng lượng riêng của nhiên liệu kg/m^3

Chi phí nhiên liệu của động cơ trong một giây sẽ là:

$$G_{Tgiây} = \frac{G_T}{3600} \text{ kg/s} \qquad (2\text{-}13)$$

Trong đó: G_T-Chi phí nhiên liệu giờ, kg/h

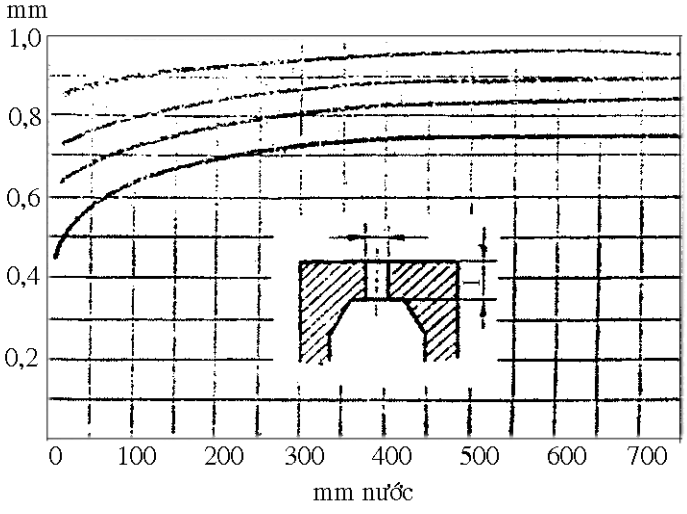
Vì G_{Td} phải bằng $G_{Tgiây}$ nên cân bằng chúng ta sẽ tìm được đường kính của giclơ.

$$d_g = \sqrt{\frac{4.G_T}{w_T.\gamma_T.3600.\pi}} \qquad (2\text{-}14)$$

Tốc độ chảy ra khỏi giclơ w_T của nhiên liệu phụ thuộc rất nhiều vào hình dáng của nó. Việc tính tốc độ có thể tiến hành theo công thức đơn giản của Becnuly:

$$w_T = \varphi_1\sqrt{\frac{2.g(p_0 - p_h)}{\gamma_T}} \qquad (2\text{-}15)$$

Trong đó: φ_1-Hệ số tính đến những hao phí thuỷ động học và gọi là hệ số chi phí.



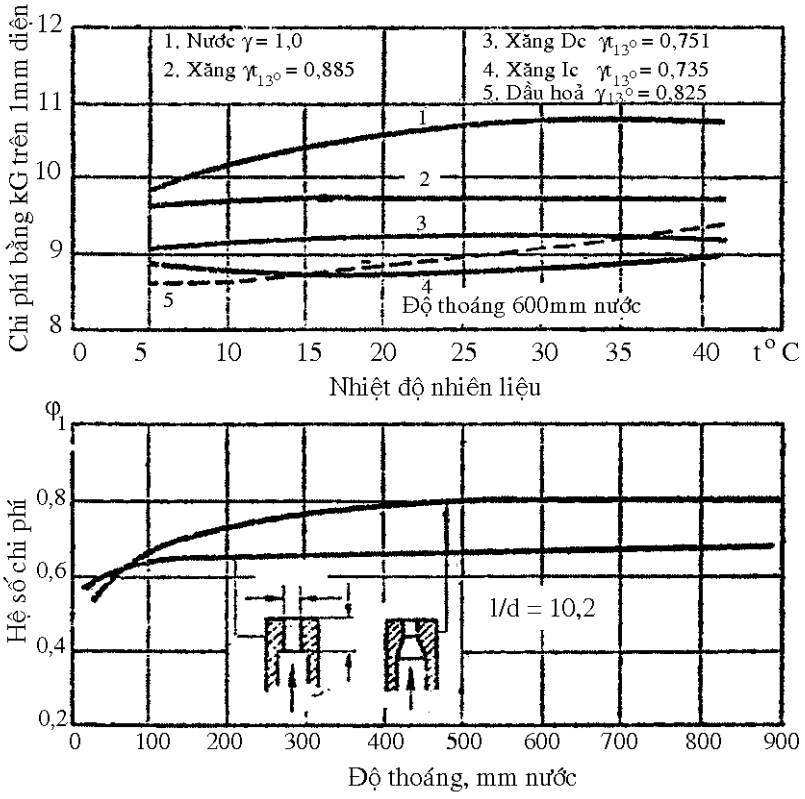
p_h-Áp suất ở vòi phun, xấp xỉ áp suất trung bình trong bộ phận khuyếch tán.

Hình 2-8. Sự biến thiên của hệ số φ_1 đối với những giclơ khác nhau phụ thuộc vào độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán.

Trên hình 2-8 là những đường cong biến thiên của φ_1 là hàm số (p_0-p_h) tính bằng mm cột nước cho những giclơ có tỷ số $1/ d_g$ khác nhau.

Cần chú ý rằng lượng nhiên liệu G_T chảy ra thì cùng một giclơ phụ thuộc rất nhiều vào nhiệt độ của nhiên liệu. Đường cong trên hình 2-9 cho ta thấy ảnh hưởng đó lớn như thế nào, giải thích bởi sự giảm độ nhớt của nhiên liệu. Điều đó cần chú ý khi điều chỉnh bộ chế hoà khí.

Hình dạng của giclơ có ảnh hưởng rất lớn đến hệ số chi phí. Hình 2-9 phía dưới là những đường cong của hệ số φ_1 của hai giclơ có kích thước hoàn toàn như nhau (tỷ số $1: d_g = 10,2$), khác với giclơ thứ nhất, cạnh trong của giclơ thứ hai có lấy đi một mặt nghiêng.



Hình 2-9. Sự phụ thuộc chi phí nhiên liệu vào nhiệt độ của nó và hình dạng của giclơ

Theo quan điểm sử dụng thì chỉ số quan trọng nhất của giclơ không phải là độ lớn mà là tính không đổi của hệ số φ_1. Nếu hệ số φ_1 của một giclơ đã cho có độ lớn thay đổi nhiều khi nhiệt độ hoặc chế độ làm việc của động cơ thay đổi, như thế có thể dẫn đến sự thay đổi về thành phần hỗn hợp và điều đó ảnh hưởng đến công suất, tính tiết kiệm của động cơ. Đó là điều không mong muốn.

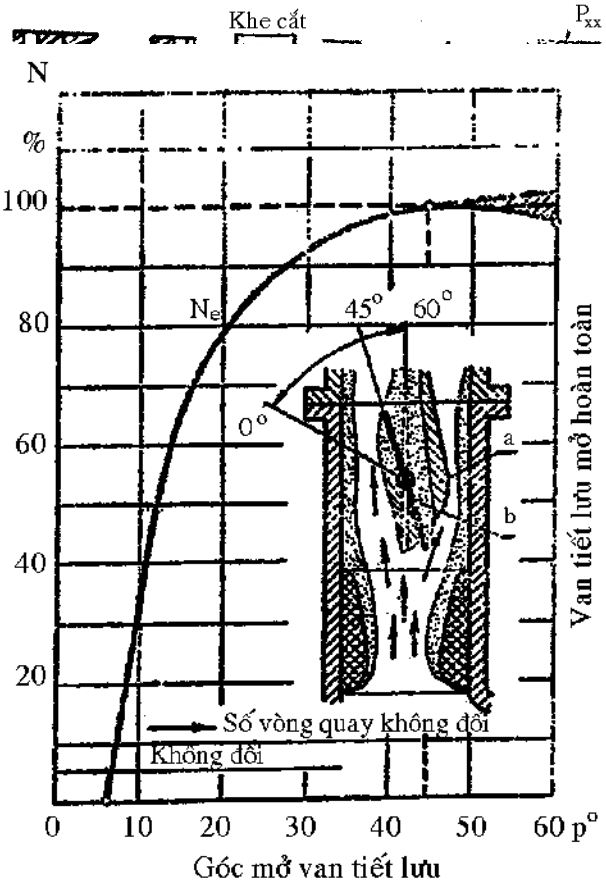
Sự thay đổi kích thước của giclơ do hao mòn ảnh hưởng đến trị số của hệ số φ_1. Vì thế cho nên những cạnh sắc hay bị mòn của lỗ giclơ thường được làm cùn đi bằng cách lấy đi một mặt nghiêng. Để tránh nhiên liệu có thể chảy ra khi đỗ xe ở những chỗ không bằng phẳng, ở các bộ chế hoà khí người ta làm cho cạnh của vòi phun cao hơn mức nhiên liệu trong buồng phao một khoảng bằng 2-6mm. Cần chú ý rằng khi khoảng cách đó nhỏ thì có thể nhiên liệu không chảy ra khi xe đỗ nhưng khi động cơ làm việc với bướm ga mở nhỏ nó sẽ chảy ra. Khi mở nhỏ bướm ga dù độ giảm áp trong bộ phận khuyếch tán nhỏ cũng có thể buộc nhiên liệu dâng lên đến cạnh của vòi phun hay gíclơ.

Khi tốc độ không khí đi qua giclơ (hay vòi phun) nhỏ, nhiên liệu không được phun tơi và không theo không khí mà sẽ toàn qua cạnh của giclơ (hay vòi phun) và sau đó chảy xuống phần dưới của bộ chế hoà khí. Trong công thức (2-14) ảnh hưởng của sức cản phụ đó không được kể đến.

2.3.2.3. Bướm ga

Bướm ga dùng để điều chỉnh lượng hỗn hợp làm việc vào trong các xylanh được người Nga tên là Lipgarơtơ đưa ra vào năm 1846, cũng chính ông đã đề xuất ra cơ cấu điều chỉnh số vòng quay cực đại bằng chân không.

Bướm ga của bộ chế hoà khí có thể làm theo một trong hai kiểu trên hình 2-10. Van a đơn giản được dùng phổ biến nhất trong bộ chế hoà khí của các động cơ ôtô, máy kéo hiện nay.



Hình 2-10. Các kiểu bướm ga khác nhau

Như trên đồ thị hình 2-11, công suất cực đại của động cơ không tương ứng với bướm ga khi

mở hoàn toàn. Điều đó được giải thích là vì khi bướm ga mở hoàn toàn thì sức cản của bướm ga lớn hơn khi ở trạng thái khép lại một chút do hình dạng của nó không được hoàn hảo. Cũng trên hình 2-11 ta thấy bướm ga quay một góc 60^0 thì sức cản đặc trưng bằng hình bao xuống a lớn hơn sức cản khi quay 45^0 biểu thị bằng hình bao b.

Một số trường hợp công suất có giảm xuống một chút khi bướm ga mở hoàn toàn. Độ giảm công suất ở các vị trí trung gian của bướm ga có thể xảy ra hoặc là do hỗn hợp nghèo đi (khi mở hoàn toàn) hoặc là do phân phối không đồng đều cho các xylanh.

2.3.2.4. Ví dụ về sự xác định d_{kt} và d_g

Hỗnh 2-11: Ảnh hưởng của đặc điểm cấu tạo

Hỗnh 2 – 11. Ảnh hưởng của đặc điểm cấu tạo của bướm ga đến đặc điểm biến thiờn của cụng suất động cơ

Để tổng kết chung về các phần tử chính của bộ chế hoà khí đã nghiên cứu ở trên ta hãy xác định đường kính của bộ khuyếch tán d_{kt} và đường kính của giclơ d_g của bộ chế hoà khí đơn giản cho động cơ ôtô với các số liệu cho trước: đường kính xylanh D = 98,4mm, hành trình piston S = 1250mm. Số vòng quay n = 2200v/p. Số xylanh i = 4

Coi như áp suất tại tiết diện nhỏ nhất của bộ khuyếch tán p_h = 0,875kG/cm^2, trọng lượng riêng của không khí γ_K = 1,2 kg/m^3 và hệ số γ (xem hình 2-5 khi giảm áp suất p_h = 1250mm H_20) gần bằng 0,86.

Xác định tốc độ không khí trong họng của bộ phận khuyếch tán theo công thức (2-10).

$$\omega = 0{,}86.\sqrt{2.9{,}81.\frac{1{,}4}{1{,}4-1}.\frac{10.000}{1{,}2}\left[1-\left(\frac{8750}{10.000}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}}\right]} \approx 125 m/s$$

Đường kính của bộ phận khuyếch tán được xác định theo công thức (2-9):

$$d_{kt} = 0{,}0984.\sqrt{\frac{0{,}670.0{,}108.2200.4}{120.125}} = 0{,}0205 m$$

Hệ số nạp η_V tương ứng khi làm việc với bướm ga mở hoàn toàn lấy theo các số liệu thực nghiệm bằng 0,67. Chi phí nhiên liệu giờ G_T cũng ở chế độ đó bằng 12kg/h. Nhiên liệu là xăng ôtô có trọng lượng riêng γ_T = 0,720kg/dm^3 ở 20^0C. Theo đường cong 2-7 với tỷ số 1: $d_{giclơ}$ = 5,6 ta có γ_1 = 0,86 khi độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán = 250mmH_2O (muốn vậy ta kéo dài đường cong đó đến độ giảm áp suất là 1250mmH_20).

Tốc độ nhiên liệu chảy ra khỏi giclơ được xác định theo công thức (2-15):

$$w_T = 0{,}86\sqrt{2.9{,}81\frac{(10.000-8750)}{720}} = 5 m/s$$

Đường kính của giclơ được xác định theo công thức (2-14):

$$d_g = \sqrt{\frac{12.4}{5.720.3600.3{,}14}} = 0{,}0015 m = 1{,}15 mm$$

2.4. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH BỘ CHẾ HOÀ KHÍ ĐƠN GIẢN

Yêu cầu chính đối với bộ chế hoà khí hiện nay là chuẩn bị hỗn hợp phù hợp với từng chế độ làm việc của động cơ đồng thời phải có khả năng phun tơi nhiên liệu.

Để xây dựng đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản ta tiến hành trên cơ sở các số liệu thực nghiệm. Động cơ làm việc với số vòng quay không đổi. Khi thay đổi tải từ không tải đến toàn tải (bướm ga mở hoàn toàn). Số vòng quay được giữ không đổi, chỉ thay đổi độ mở của bướm ga. Do vị trí của bướm ga thay đổi nên độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán cũng thay đổi. Khi thay đổi tải trọng người ta đo lưu lượng không khí G_{KK}, lượng nhiên liệu tiêu thụ G_T và độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán.

Lượng không khí thực tế để đốt cháy 1kg nhiên liệu là:

$$L = \frac{G_{kk}}{G_T} \tag{2-16}$$

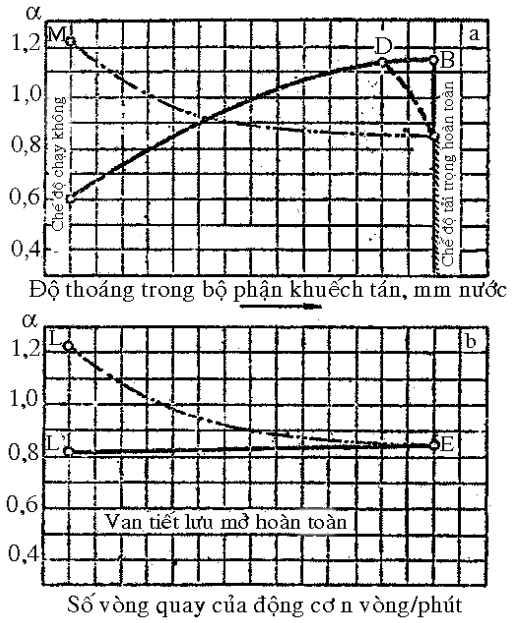
Hệ số dư lượng không khí được xác định bởi biểu thức:

$$\alpha = \frac{L}{L_0} \tag{2-17}$$

L_0-lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1kg nhiên liệu.

Những trị số của α tính được như trên đặt thành hàm số của độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán thì đường cong thu được gọi là đường đặc tính tiết lưu của bộ chế hoà khí. Đối với bộ chế hoà khí đơn giản đường đặc tính đó sẽ có dạng như hình 2-12 (đường cong MC).

Như ta đã thấy ở sự biến thiên của đường đặc tính, khi độ giảm áp suất ở bộ phần khuếch tán giảm xuống thì hỗn hợp sẽ nghèo. Ta đã biết rằng mặt đầu vòi phun làm cao hơn mức nhiên liệu ở buồng phao chừng 2-6mm. Khi động cơ làm việc với bướm ga mở hoàn toàn, độ giảm áp suất ở bộ phận khuếch tán tổn hao áp suất đẩy nhiên liệu lên 2-6mm thực tế không có ảnh hưởng. Khi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán giảm ảnh hưởng tương đối của hao phí áp suất đẩy đó tăng lên rất nhiều. Ảnh hưởng của sức căng mặt ngoài của nhiên liệu cũng rõ rệt khi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán của bộ chế hoà khí giảm. Ảnh hưởng của hai yếu tố đó (theo sự giảm dần của độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán) hỗn hợp do bộ chế hoà khí chuẩn bị được sẽ nghèo đi.



Hình 2-12. Đường đặc tính tiết lưu (a) và tốc độ (b) của bộ chế hoà khí đơn giản và của bộ chế hoà khí với đường đặc tính cú dạng mong muốn

Ngoài ra khi độ giảm áp suất giảm do đặc điểm biến thiên khác nhau của hệ số φ và φ_1 (hình 2-5 và 2-7). Lượng nhiên liệu qua giclơ sẽ giảm tỷ lệ với độ giảm áp suất ở vòi phun. Lượng không khí qua bộ phận khuyếch tán chỉ giảm tỷ lệ với độ giảm áp suất. Vì thế hệ số φ_1 không những không giảm mà ngược lại trong khoảng nào đó của độ giảm áp suất có khuynh hướng tăng lên. Bộ chế hoà khí có đường đặc tính như thế (đường cong MC hình 2-12) không thể đảm bảo cho động cơ làm việc bình thường.

Nếu với đường đặc tính trên ta điều chỉnh bộ chế hoà khí để làm việc ở chế độ toàn tải, khi bướm ga mở hoàn toàn (α = 0,8÷0,9) thì khi giảm tải, hỗn hợp quá nghèo động cơ sẽ không làm việc được. Khi điều chỉnh bộ chế hoà khí cho nó làm việc ổn định ở không tải (α = 0,4-0,6) đến khi chuyển sang chế độ toàn tải sẽ dẫn đến hỗn hợp quá đậm, động cơ không làm việc được.

Đường biến thiên của hệ số không khí theo số vòng quay gọi là đường đặc tính tốc độ của bộ chế hoà khí. Vì khi độ mở của bướm ga không đổi, độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán sẽ thay đổi cùng với sự thay đổi số vòng quay, cho nên theo những lý do nêu trên sự biến thiên của đường đặc tính tốc độ của bộ chế hoà khí sẽ có dạng như hình 2-12b (đường cong LE).

2.5. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH LÝ TƯỞNG CỦA BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

Đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí là hàm số biểu thị quan hệ giữa hệ số số dư không khí α tốt nhất của khí hỗn hợp và lưu lượng G_k của không khí nạp vào động cơ.

Muốn vẽ được đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí trước tiên phải xác định các đường đặc tính điều chỉnh của động cơ, tức là phải xác định các hàm số thể hiện mối quan hệ giữa công suất và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ biến thiên theo hệ số dư lượng không khí α khi động cơ chạy ở số vòng quay nhất định và không thay đổi vị trí bướm ga. Để xác định mỗi điểm trên đường đặc tính điều chỉnh cần phải giữ cho trạng thái nhiệt độ của động cơ ổn định, đảm bảo góc đánh lửa sớm tốt nhất, giữ không thay đổi tốc độ vòng quay của động cơ và giữ không thay đổi vị trí bướm ga.

Trong điều kiện như vậy, lưu lượng của không khí G_k hầu như không thay đổi. Khi chuyển từ điểm này sang điểm khác của một đường đặc tính chỉ cần thay đổi lưu lượng xăng đi qua giclơ của bộ chế hoà khí bằng cách dùng một kim điều chỉnh đặc biệt nhằm thay đổi tiết diện lưu thông của giclơ.

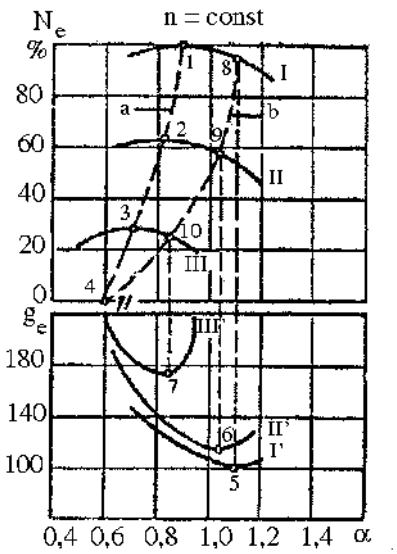
Nếu giảm nhỏ tiết diện lưu thông của giclơ thì lưu lượng xăng qua giclơ sẽ ít, làm cho tốc độ vòng quay của động cơ giảm, đồng thời làm loãng hỗn hợp nạp vào động cơ. Lúc ấy giảm hết phụ tải trên phanh thử động cơ sẽ làm cho động cơ trở lại tốc độ vòng quay cũ.

Ở chế độ phụ tải đối với thành phần khí hỗn hợp loãng hơn so với trước, cần phải chọn góc đánh lửa thích hợp làm cho động cơ đạt được các thông số làm việc tốt nhất ứng với thành phần khí hỗn hợp mới ấy.

Hình 2-13 giới thiệu các đường đặc tính điều chỉnh thành phần khí hỗn hợp của động cơ khi chạy ở số vòng quay nhất định. Hoành độ biểu thị hệ số dư không khí còn tung độ là công suất có ích N_e và suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_e tính theo % công suất lớn nhất và suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất của động cơ.

Đường cong II' cùng với chế độ làm việc khi bướm ga mở hết. Các đường cong II, II', III, III' cùng với các chế độ làm việc khi đóng nhỏ bướm ga. Qua các đường cong trên thấy rằng ở mỗi vị trí của bướm ga trị số α ứng với công suất cực đại bao giờ cũng nhỏ hơn α ứng với suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất.

Với mỗi vị trí của bướm ga, công suất cực đại của động cơ đều ứng với $\alpha < 1$. Càng đóng nhỏ bướm ga α ứng với công suất cực đại càng giảm. Khi mở bướm ga lớn nhất thường động cơ đạt suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất ứng với $\alpha = 1{,}1$. Nếu đóng nhỏ dần bướm ga thì α ứng với chế độ làm việc tiết kiệm nhất cũng giảm nhỏ dần. Như vậy càng đóng nhỏ bướm ga thì hỗn hợp ứng với công suất cực đại cũng như ứng với chế độ làm việc tiết kiệm nhất của động cơ càng đậm hơn.



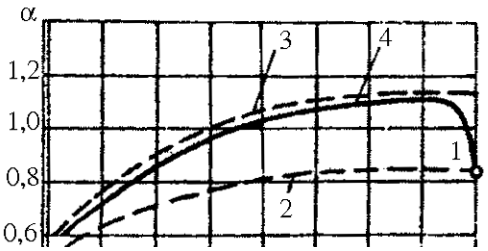
Hỗnh 2-13. Cỏc đường đặc trưng điều chỉnh thành phần khớ hỗn hợp của động cơ

Nếu nối liền các điểm 1, 2, 3 ứng với công suất cực đại và các điểm 8, 9, 10 ứng với công suất có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất trên các đường cong I, II, III ta sẽ được hai đường cong biến thiên của công suất theo thành phần hỗn hợp khi thay đổi vị trí bướm ga. Đường a là đường biến thiên của công suất cực đại, đường b là đường biến thiên của công suất có suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất. Khu vực giữa hai đường cong a và b là khu vực có thành phần khí hỗn hợp tương đối tốt đảm bảo cho động cơ có chỉ tiêu kinh tế cao, còn khu vực bên ngoài hai đường cong a và b là 2 khu vực không được sử dụng vì hai khu vực này công suất của động cơ hạ thấp và suất tiêu hao nhiên liệu lại tăng.

Tuỳ theo công dụng và điều kiện làm việc của động cơ mà đòi hỏi điều chỉnh bộ chế hoà khí theo đường a hoặc đường b.

Ta đã biết các đường cong I, II, III trên hình 2-13 được xác định trong điều kiện: không thay đổi trạng thái nhiệt, với một tốc độ vòng quay không đổi của động cơ, mỗi đường cong ấy tương ứng với một vị trí nhất định của bướm ga, mỗi điểm trên đường cong đều có góc đánh lửa sớm tốt nhất. Trong những điều kiện ấy các đường cong trên đồng thời cũng tương ứng với một giá trị Δp_h và G_k vì vậy dễ dàng chuyển biến các đường cong a, b trên hình 2-13 thành các đường cong theo toạ độ α-Δp_h và α-ΔG_k. Như vậy ta sẽ được các đường cong biểu thị hàm số $\alpha = f(G_k)$. Hình 2-14 và đường cong ABC trên hình 2-12a ứng với số vòng quay n không đổi, trong đó đường cong 2 thể hiện các chế độ công suất cực đại, đường cong 3 biểu thị các chế độ cho suất tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất. Trên hình 2-14 trục tung là hệ số dư không khí α, trục hoành biểu thị lưu lượng không khí G_k tính theo % lưu lượng không khí khi mở hết bướm ga.

Trên thực tế chỉ khi nào mở hết bướm ga ta mới mong đạt tới công suất cực đại còn tất cả các vị trí khác của bướm ga đều không yêu cầu động cơ phát ra công suất cực đại, mà chỉ cần đảm bảo cho động cơ chạy tiết kiệm



Hỗnh 2-14. Đường đặc tớnh lý tưởng của bộ chế hoà khớ lý tưởng khi làm việc ở số vũng quay nhất định

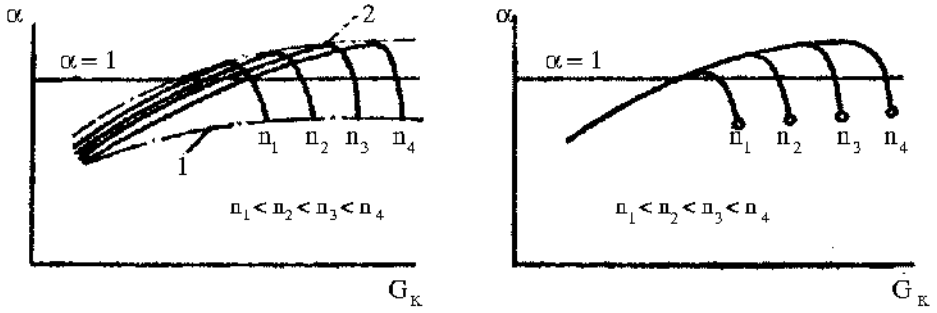
nhiên liệu nhất, vì vậy chỉ khi nào mở hết bướm ga mới yêu cầu bộ chế hoà khí cung cấp khí hỗn hợp có thành phần ứng với công suất cực đại (điểm 1 trên hình 2-13 và 2-14) còn các vị trí khác của bướm ga đòi hỏi cung cấp khí hỗn hợp có thành phần ứng với các chế độ tiết kiệm nhiên liệu nhất. Do đó hàm số thể hiện mối quan hệ $\alpha = f(G_k)$ lý tưởng nhất là đường cong 4 trên hình 2-14 hoặc đường cong ABC trên hình 2-12a.

Đường cong 4 ấy gọi là đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí khi động cơ chạy ở số vòng quay n nhất định. Nếu lặp lại các thí nghiệm trên với số vòng quay khác ta sẽ được đặc tính lý tưởng khác ứng với số vòng quay mới. Cứ ứng với mỗi số vòng quay của động cơ ta có một đường đặc tính lý tưởng. Vẽ tất cả các đường đặc tính lý tưởng ấy lên hình 2-15a ta sẽ được một họ các đường đặc tính lý tưởng khi động cơ chạy ở số vòng quay khác nhau.

Vẽ đường cong bao 2 của họ các đường đặc tính lý tưởng ấy, đường 2 chính là đường đặc tính đảm bảo cho động cơ làm việc tiết kiệm nhất trong toàn bộ phạm vi thay đổi số vòng quay của động cơ khi mở hết bướm ga.

Nếu nối các điểm có vị trí α ứng với công suất cực đại của họ các đường đặc tính lý tưởng ấy với nhau ta sẽ được đường đặc tính 1, đảm bảo cho động cơ phát ra công suất cực đại trong suốt phạm vi thay đổi số vòng quay của động cơ khi mở hết bướm ga.

So sánh đường đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản hình 2-12a với họ các đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí hình 2-15a thấy rằng: bộ chế hoà khí đơn giản không thể đảm bảo điều kiện làm việc thích hợp nhất đối với động cơ. Vì vậy cần đưa thêm một số cơ cấu phụ vào bộ chế hoà khí đơn giản nhằm làm cho đường đặc tính của bộ chế hoà khí này sát gần với đường đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng. Trong quá trình ấy với mục đích làm cho cấu tạo của bộ chế hoà khí đỡ phức tạp thông thường người ta thay các đoạn đi lên trong họ các đường đặc tính lý tưởng hình 2-15a bằng một đường trung bình nằm ở giữa các đường cong ấy hình 2-17b.



Hình 2-15. Họ các đường đặc tính lý tưởng (a) và đường đặc tính lý tưởng trung bình (b) của bộ chế hoà khí chạy ở số vòng quay khác nhau

Qua phân tích đường đặc tính lý tưởng của bộ chế hoà khí ta thấy được rõ ràng những yêu cầu cơ bản đối với bộ chế hoà khí của các loại động cơ xăng.

Riêng đối với động cơ xăng đặt trên ôtô máy kéo bộ chế hoà khí cần thoả mãn những yêu cầu chính sau:

+ Ở chế độ không tải muốn cho động cơ chạy ổn định cần cung cấp hỗn hợp đậm $\alpha = 0,4 \div 0,8$, ngoài ra phải tạo điều kiện để xăng được phun nhỏ, phân bố đều để bốc hơi trong hỗn hợp nạp vào động cơ.

+ Ở các vị trí bướm ga mở tương đối lớn cần cung cấp hỗn hợp loãng $\alpha = 1,07 \div 1,15$ (trong đó các trị số nhỏ ứng với động cơ chạy bằng dầu hoả).

Ngoài các yêu cầu chính còn có những yêu cầu phụ, nhằm đảm bảo cho động cơ chạy tốt trong các chế độ làm việc sau:

+ Khi khởi động động cơ với tốc độ vòng quay thấp cần cung cấp khí hỗn hợp rất đậm $\alpha = 0,3 \div 0,4$, có như vậy mới dễ khởi động.

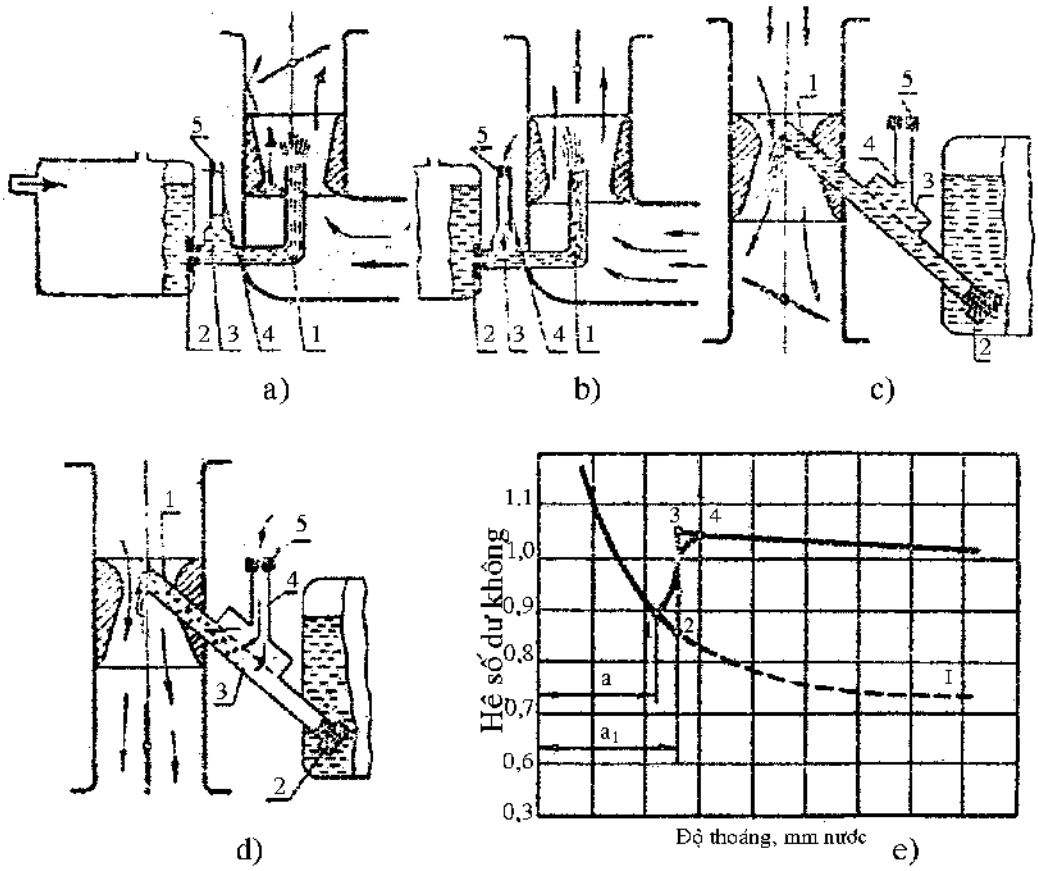
Lúc bắt đầu cho ôtô hoặc máy kéo chạy hoặc khi cần tăng nhanh tốc độ cho ôtô máy kéo thường phải mở nhanh bướm ga để khi hỗn hợp được nạp nhiều vào xylanh, những lúc ấy thường làm cho hỗn hợp bị loãng (do quán tính của xăng lớn hơn nhiều so với không khí nên tốc độ của xăng tăng chậm hơn nhiều so với không khí). Vì vậy khi mở nhanh bướm ga cần có biện pháp tức thời phun thêm xăng để làm đậm khí hỗn hợp tới mức cần thiết đảm bảo rút ngắn thời gian khởi động và thời gian tăng tốc cho ôtô và máy kéo.

Kết luận: Việc so sánh các đường đặc tính tiết lưu và tốc độ của bộ chế hoà khí đơn giản với các đường đặc tính lý tưởng (hay đặc tính mong muốn) hình 2-12a, b chứng tỏ rằng bộ chế hoà khí đơn giản không thể đảm bảo chuẩn bị được thành phần hỗn hợp có lợi nhất cho bất kỳ chế độ làm việc có thể của động cơ. Vì vậy bộ chế hoà khí cần có nhiều thiết bị để đảm bảo chuẩn bị được các hỗn hợp có thành phần cần thiết.

2.6. CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU HOÀ HỖN HỢP

Để nhích gần sự biến thiên của đường đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản (hình 2-14a, b) tới đường đặc tính lý tưởng (đặc đính mong muốn). Cần phải làm thay đổi thành phần hỗn hợp bằng cách làm thay đổi tỷ số giữa số lượng không khí và số lượng nhiên liệu.

Việc thay đổi thành phần hỗn hợp đến trạng thái mong muốn gọi là sự điều hoà hỗn hợp.



Hình 2-16. Sơ đồ của các bộ chế hoà khí có luồng hướng lên trên (a và b) ứng dụng việc điều hoà hỗn hợp bằng cách thay đổi độ giảm áp suất ở gíclơ

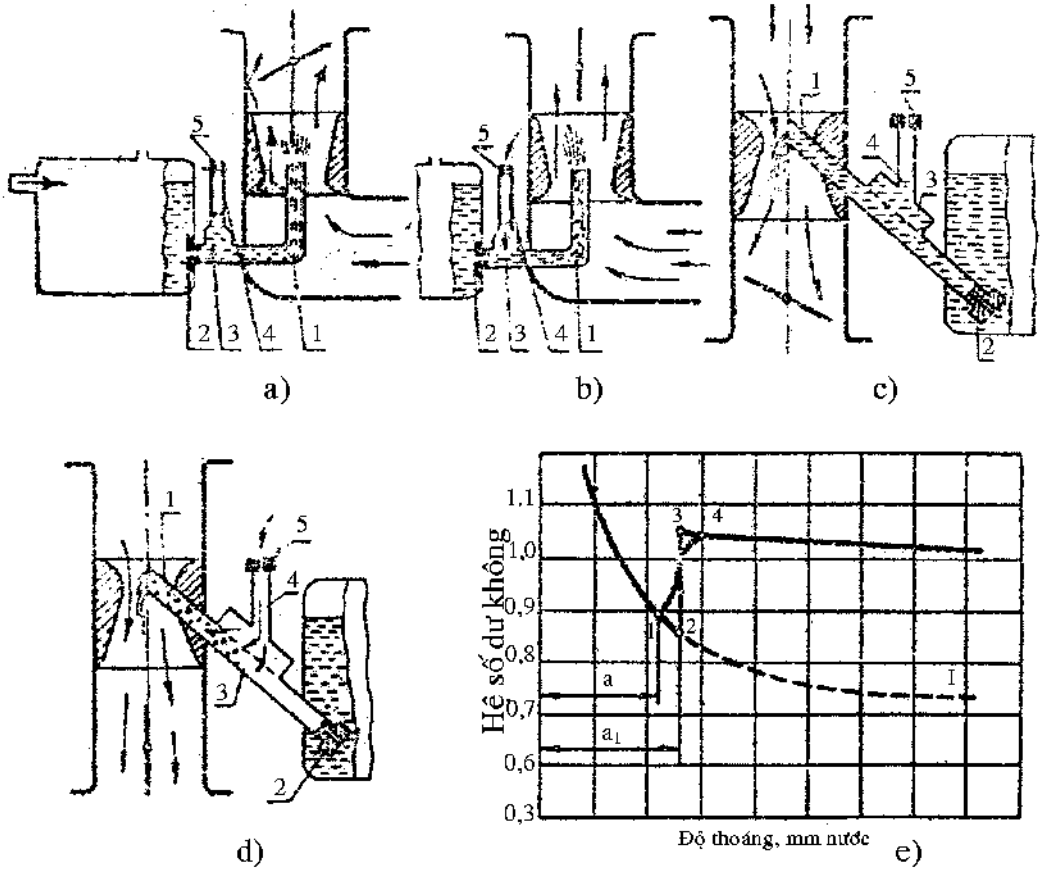
Ở các bộ chế hoà khí đặt trên ôtô máy kéo người ta dùng các phương pháp điều hoà hỗn hợp chính sau đây:

1. Bằng cách thay đổi độ giảm áp suất ở gíclơ.
2. Bằng cách dùng hai gíclơ-gíclơ chính và gíclơ điều hoà.
3. Bằng cách làm thay đổi độ giảm áp suất ở bộ phận khuếch tán:
   + Cho một phần không khí đi vòng ngoài bộ phận khuyếch tán.
   + Thay đổi tiết diện đi qua của bộ phận khuyếch tán.
4. Bằng phương pháp phối hợp.

2.6.1. Điều hoà hỗn hợp bằng cách làm thay đổi độ giảm áp suất ở gíclơ

Hình 2-17 là sơ đồ của hai bộ chế hoà khí có luồng hướng lên trên (hình 18a, b) và luồng rơi hướng xuống dưới (hình 2-17c, d). Nhiên liệu từ buồng phao qua giclơ 2 dẫn đến bộ vòi phun 1. Khi động cơ không làm việc thì mức nhiên liệu ở buồng phao và vòi phun 1 bằng nhau. Khi động cơ làm việc trong bộ phận khuyếch tán có độ giảm áp suất, nhiên liệu sẽ bắt đầu phun qua vòi phun. Tiết diện của vòi phun lớn hơn tiết diện của giclơ 2, khi độ giảm áp suất trong vòi phun giảm xuống và độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán sẽ qua vòi phun truyền đến buồng 3. Số lượng nhiên liệu chảy ra khỏi

vòi phun sẽ phụ thuộc vào độ giảm áp suất trong buồng 3 và tiết diện của giclơ 2. Nếu bằng cách nào đó ta làm giảm độ giảm áp suất trong buồng 3 thì số lượng nhiên liệu chảy ra khỏi giclơ 2 sẽ giảm đi. Để làm giảm độ giảm áp suất trong buồng 3 người ta làm giếng không khí 4 và gíclơ không khí 5.



Hình 2.17. Sơ đồ của các bộ chế hoà khí có luồng hướng trên (a và b) và có luồng rơi hướng xuống dưới (e và d) ứng dụng việc điều hoà hỗn hợp bằng cách thay đổi độ giảm áp suất ở giclơ.

Nhờ giếng không khí và gíclơ không khí 5, độ giảm áp suất trong buồng 3 giảm và do đó nhiên liệu qua giclơ 2 cũng giảm. Không khí lọt vào buồng 3 giảm và do đó chi phí nhiên liệu qua giclơ 2 cũng giảm. Không khí lọt vào buồng 3 sẽ đi qua vòi phun cùng với nhiên liệu (nhiên liệu bão hoà với bọt không khí gọi là nhũ tương hoá)-như thế tạo điều kiện phun tơi nhiên liệu tốt hơn. Bằng cách làm thay đổi tỷ số kích thước của các giclơ 2 và 5 ta có thể làm cho đường đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản nhích gần lại với đường đặc tính mong muốn.

Ta hãy xét đường đặc tính của bộ chế hoà khí có ứng dụng phương pháp điều hoà hỗn hợp trên. Nếu như bộ chế hoà khí không có giếng không khí 4 và gíclơ không khí 5 thì đường đặc tính của nó sẽ có dạng của đường cong I (hình 2-17).

Khi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán đạt tới trị số a thì nhiên liệu bắt đầu chảy ra khỏi vòi phun (điểm 1). Khi độ giảm áp suất trong vòi phun giảm dần và sau cùng với độ giảm áp suất a1 giếng không khí 4 bắt đầu hoạt động, làm giảm độ

giảm áp suất trong buồng 3. Khi giếng không khí 4 hoạt động thì số lượng nhiên liệu vào trong bộ phận khuyếch tán giảm đột ngột.

Về lý thuyết hiện tượng đó được phản ánh bằng đoạn 2-3 trên đường cong đặc tính, còn trong thực tế thì thành phần hỗn hợp thay đổi đều đặn hơn từ điểm 1 đến điểm 4.

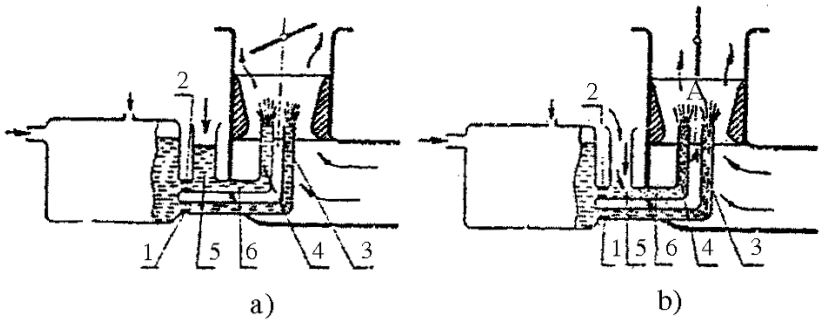
Do cấu tạo đơn giản, gọn gàng và phun tơi nhiên liệu tốt nên phương pháp điều hoà hỗn hợp này được dùng phổ biến trong các bộ chế hoà khí của động cơ ôtô-máy kéo của Liên Xô (cũ) như chế hoà khí K88A lắp trên xe ZIL130.

2.6.2. Điều hoà hỗn hợp bằng giclơ-giclơ chính và giclơ điều hoà (giclơ bổ sung)

Phương pháp điều hoà này là sự biến đổi đi một chút của phương pháp điều hoà bằng cách làm giảm độ giảm áp suất ở giclơ kể trên.

Sơ đồ bộ chế hoà khí làm việc theo phương pháp này được nêu trên hình 2-18. Như ta đã thấy trên sơ đồ bộ chế hoà khí đó khác với bộ chế hoà khí đơn giản là có một giclơ bổ sung 2 và vòi phun thứ hai.

Giclơ 1 gọi là giclơ chính còn giclơ 2 gọi là giclơ bổ sung.



Hình 2- 18. Sơ đồ bộ chế hoà khí điều hoà hỗn hợp bằng hai giclơ

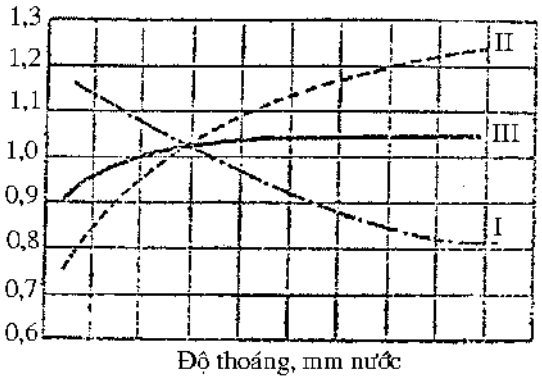
Việc điều hoà hỗn hợp được thực hiện như sau: Trong họng bộ phận khuyếch tán có đặt hai vòi phun 3 và 4. Vòi phun 3 là vòi phun thông thường của bộ chế hoà khí đơn giản (trong trường hợp này nó là vòi phun của giclơ chính). Vòi phun 4 gọi là vòi phun của giclơ điều hoà. Vòi phun 3 được cung cấp nhiên liệu trực tiếp từ buồng phao, còn vòi phun 4 thì từ giếng 5 thông với buồng phao qua giclơ 2 gọi là giếng điều hoà. Phần trên của giếng điều hoà thông với khí quyển.

Khi động cơ không làm việc thì mức nhiên liệu trong buồng phao, giếng không khí và các vòi phun bằng nhau. Khi động cơ làm việc, độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán tăng, số lượng nhiên liệu chảy ra khỏi vòi phun của giclơ chính không ngừng tăng lên.

Khi độ giảm áp suất tăng thì vòi phun của giclơ điều hoà thoạt tiên làm việc với tiết diện toàn phần của nó và sau đó nhờ tác dụng hạn chế của giclơ 2 mức nhiên liệu trong giếng điều hoà giảm xuống đến cạnh trên của rãnh 6, vòi phun 4 bắt đầu cung cấp vào bộ phận khuyếch tán số lượng nhiên liệu được đảm bảo bởi áp suất đẩy của buồng phao và tiết diện của giclơ điều hoà.

Để có thể biểu thị cụ thể sự biến thiên của đường đặc tính của bộ chế hoà khí này, ta hãy tưởng tượng rằng bộ phận khuyếch tán được ngăn ra làm đôi bởi tường ngăn A-A hình 2-18b. Thiết lập bức tường ngăn đó là chúng ta đã biến bộ chế hoà khí này thành hai bộ chế hoà khí. Mỗi bộ chế hoà khí cung cấp nhiên liệu vào một nửa số không khí hút vào. Bộ chế hoà khí bên trái quy ước gọi là "Bộ chế hoà khí điều hoà" và bên phải "Bộ chế hoà khí chính".

Đường đặc tính của bộ chế hoà khí "Chính" sẽ có dạng của đường đặc tính bộ chế hoà khí đơn giản đã xét ở trên hình 2-19 đường đặc tính đó được biểu thị bằng đường cong I. Bộ chế hoà khí "điều hoà" như trên đã nói thoạt tiên cho hỗn hợp giàu hơn, sau đó khi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán tăng hỗn hợp sẽ nghèo đi. Do đó đường đặc tính của bộ chế hoà khí điều hoà sẽ có dạng của đường cong II.



Hình 2 - 19. Đường đặc tính của bộ chế hoà khí điều hoà hỗn hợp bằng hai giclơ

Như hình 2-19, khi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán tăng bộ chế hoà khí "chính" làm tăng hỗn hợp, còn bộ chế hoà khí điều hoà ngược lại làm giảm hỗn hợp.

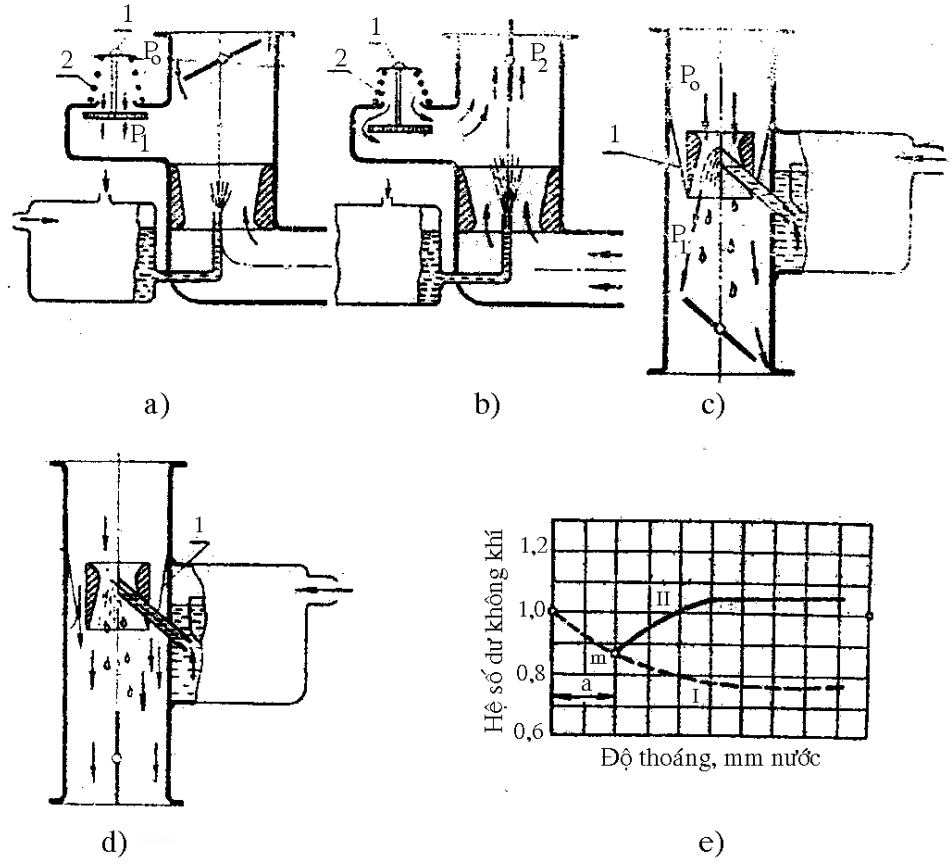
Bỏ qua bức tường tưởng tượng hỗn hợp được chuẩn bị trong các bộ chế hoà khí "chính" và điều hoà hợp nhất thành một luồng. Đường cong đặc tính của cả hai luồng là đường trung bình của hai đường đã được xây dựng ở trên (đường cong III). Bằng cách lựa chọn các giclơ 1 và 2 hình 2-18 ta có thể làm cho sự biến thiên của đường đặc tính của bộ chế hoà khí (đường cong III) hình 2-19 nhích gần lại với đường cong mong muốn.

2.6.3. Điều hoà hỗn hợp bằng cách thay đổi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán

Người ta làm giảm độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán bằng một cái van đặc biệt, cho một phần không khí nạp vào đi vòng ngoài bộ phận khuyếch tán. Van 1 có thể thực hiện như ở hình 2-20a và b hay dưới hình thức các tấm thép (hình 2-20 c và d). Lò xo 2 của van 1 hay tiết diện của tấm đàn hồi 1 được lựa chọn sao cho nó có thể mở ra và chỉ cho không khí đi qua ở mật độ giảm áp suất nhất định trong bộ phận khuyếch tán.

Hình 2-20a và c nêu lên hoạt động của bộ chế hoà khí khi bướm ga mở nhỏ. Độ giảm áp suất phía trước bướm ga còn nhỏ, van 1 đóng. Trong bộ chế hoà khí đơn giản (không có van 1) khi tăng độ mở bướm ga sẽ làm hỗn hợp giàu lên. Khi có van 1 hiện tượng hỗn hợp ngoài sẽ không xảy ra, vì dưới tác dụng của độ giảm áp suất p_0-p_1 van sẽ mở ra, cho một số lượng không khí nào đó đi vòng ngoài bộ phận khuyếch tán, như thế sẽ làm thay đổi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán và ảnh hưởng đến lượng nhiên liệu chảy qua giclơ.

Đường đặc tính của bộ chế hoà khí đó (hình 2-20) khi van không làm việc có dạng của đường cong I-I. Bằng cách lựa chọn lò xo 2 cũng như tiết diện của bộ phận khuyếch tán và giclơ có thể làm cho điểm m của đường cong đó tương ứng khi làm việc với bướm ga mở nhỏ và hệ số dư lượng không khí α mong muốn. Khi độ giảm áp suất đạt tới trị số a, van 1 sẽ nâng lên và cho một phần không khí đi vòng ngoài bộ phận khuyếch tán do đó hỗn hợp sẽ dần dần nhạt đi. Ưu điểm chính của các bộ chế hoà khí ứng dụng phương pháp điều hoà hỗn hợp này là đơn giản với các chỉ số làm việc đủ thích hợp.



Hình 2- 20. Sơ đồ bộ chế hoà khí điều hoà hỗn hợp bằng cách thay đổi độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán nhờ cho một phần không khí đi vòng ngoài bộ phận khuyếch tán

Nhờ có van không khí trong các bộ chế hoà khí nên có khả năng thực hiện tốc độ không khí cao trong bộ phận khuyếch tán. Do đó việc phun tơi nhiên liệu được tốt hơn ngay cả khi bướm ga mở nhỏ.

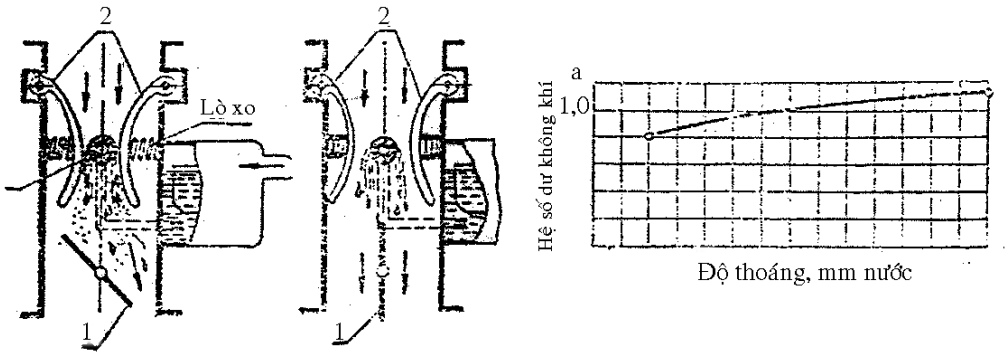
Nhược điểm của các bộ chế hoà khí là có các bộ phận chuyển động, kèm theo các hiện tượng hao mòn, có tiếng kêu mạch động phụ của không khí.

2.6.4. Điều hoà hỗn hợp bằng cách làm thay đổi độ giảm áp suất ở bộ phận khuyếch tán nhờ thay đổi tiết diện đi qua của bộ phận khuyếch tán

Bộ chế hoà khí đơn giản làm việc với tiết diện của bộ phận khuyếch tán không đổi, khi chuyển sang chế độ làm việc với bướm ga mở nhỏ độ giảm áp suất trong bộ khuyếch tán sẽ giảm xuống rất nhiều và do đó hỗn hợp cũng nhạt đi rất nhiều. Nếu như đóng bướm ga, bằng cách nào đó, ta có thể làm giảm tiết diện đi qua của bộ phận khuyếch tán tức là thay đổi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán thì ta có thể thực hiện được sự thay đổi thành phần hỗn hợp mong muốn.

Sơ đồ của bộ chế hoà khí điều hoà hỗn hợp bằng cách làm thay đổi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán (nhờ bộ phận khuyếch tán có tiết diện thay đổi) được chỉ trên hình 2-21.

Khi độ mở của bướm ga 1 giảm thì các cánh 2 làm thành bộ phận khuyếch tán sẽ cụp lại và làm giảm tiết diện đi qua ở vùng có vòi phun 3. Do đó độ giảm áp suất trong vùng có vòi phun 3 sẽ tăng lên, nhiên liệu qua vòi phun 3 tăng, như vậy ta sẽ có thành phần hỗn hợp cần thiết.



Hình 2- 21. Sơ đồ bộ chế hoà khí điều hoà hỗn hợp bằng sự thay đổi độ giảm áp suất trong bộ phận khuyếch tán.

Khi tăng độ mở của bướm ga 1, tiết diện đi qua giữa các cánh 2 của bộ phận khuyếch tán sẽ tăng lên theo một qui luật nhất định đảm bảo sự thay đổi thành phần hỗn hợp " mong muốn". Nếu như khi bướm ga 1 mở hoàn toàn, tiết diện đi qua của bộ phận khuyếch tán giảm đi một chút thì bộ chế hoà khí sẽ chuẩn bị hỗn hợp có thành phần giàu cần thiết để thực hiện công suất cực đại.

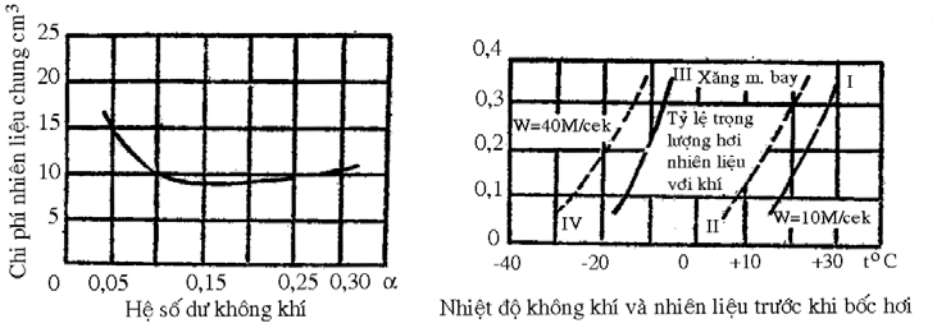
Những điều trình bày ở trên chứng tỏ rằng bằng cách làm thay đổi tiết diện đi qua của bộ phận khuyếch tán ta có thể thực hiện được sự biến thiên "mong muốn".

2.6.5. Làm giàu hỗn hợp khi động cơ khởi động và chạy không tải

Khi khởi động động cơ bằng tay hay bằng máy khởi động điện thì số vòng quay của động cơ nhỏ. Nhiệt độ của các ống nạp và các chi tiết khác của động cơ thấp và đồng thời độ giảm áp suất và tốc độ không khí ở bộ phận khuyếch tán nhỏ. Nhiên liệu chảy khỏi giclơ, độ phun tơi và sự bốc hơi của nhiên liệu không thể đạt được như mức độ cần thiết để khởi động được nhanh chóng và dễ dàng. Khi nhiệt độ thấp do giảm áp suất và tốc độ không khí ở bộ phận khuyếch tán nhỏ thì chỉ có những thành phần nhẹ của nhiên liệu có thể bốc hơi tức là những thành phần đặc trưng cho chất lượng khởi động của nhiên liệu.

Tỷ lệ phần trăm của các thành phần nhẹ trong nhiên liệu càng cao thì càng dễ khởi động động cơ. Muốn cho khi khởi động có được hỗn hợp làm việc gồm có không khí và các thành phần nhẹ của nhiên liệu cần phải dùng một số lượng nhiên liệu tương đối lớn để tạo thành hỗn hợp làm việc. Trị số của tỷ số giữa số lượng không khí và tất cả số lượng nhiên liệu cung cấp khi khởi động đó rất nhỏ.

Hình 2-22a nêu lên đường cong biến thiên của lượng nhiên liệu khi khởi động phụ thuộc vào α. Như ta đã thấy trên đường cong đó trị số nhỏ nhất của chi phí nhiên liệu ứng với khi α = 0,13-0,20.



a) b)

Hình 2- 22. Chi phí nhiên liệu khi khởi động phụ thuộc vào α và ảnh hưởng của loại nhiên liệu, tốc độ không khí đến trị số của α khi khởi động động cơ (hình 23b)

Cần chú ý rằng điều đó chỉ đúng khi khởi động một động cơ có một bộ chế hoà khí nhất định và thực hiện trong những điều kiện nhất định (nhiệt độ không khí, chất lượng phun, chất lượng nhiên liệu).

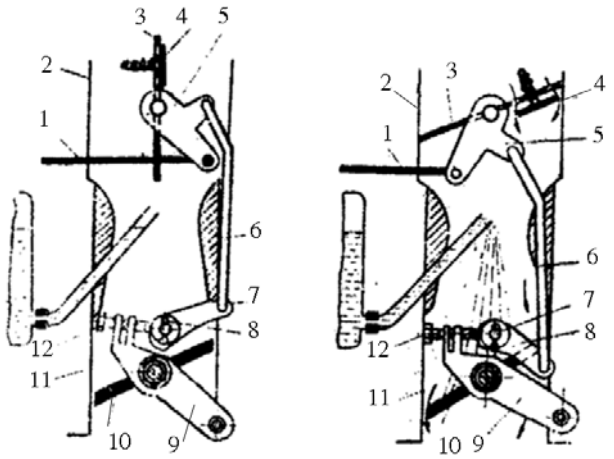
Hình 2-22b nêu lên ảnh hưởng của nhiệt độ không khí, chất lượng nhiên liệu và tốc độ không khí đến hệ số α khi khởi động (các đường cong I và II-khi w = 10m/s còn các đường cong III và IV khi w = 40m/s). Tất nhiên là không thể có một hỗn hợp có trị số của hệ số dư không khí α = 0,13-0,20 thấp như thế được đưa vào xylanh của động cơ. Trị số đó chỉ đặc trưng cho tỷ lệ ban đầu của không khí và nhiên liệu. Chỉ có các thành phần nhẹ trong tổng số nhiên liệu cung cấp tham gia tạo thành hỗn hợp. Số lượng nhiên liệu còn lại trong các bộ chế hoà khí có luồng hướng lên trên sẽ chảy xuống dưới và không dùng đến khi khởi động. Ngoài ra khi theo dõi hỗn hợp đó trong xylanh thì thấy ngay cả trong xylanh của động cơ nó cũng bị nghèo đi do nhiên liệu ngưng tụ khi tiếp xúc với các thành xylanh nguội.

Như ta đã thấy ở trên để đảm bảo khởi động được nhanh và dễ dàng cần phải bằng cách nào đó thực hiện được hỗn hợp có thành phần cần thiết. Muốn thế ở các động cơ ôtô máy kéo và các bộ chế hoà khí của nó được trang bị nhiều cơ cấu đặc biệt.

2.6.5.1. Cơ cấu khởi động

Số vòng quay khởi động của động cơ rất nhỏ thường là 50-100 v/ph nên tốc độ không khí đi qua họng của bộ chế hoà khí rất thấp. Nhiên liệu phun vào ít và chất lượng phun kém. Mặt khác động cơ lạnh nên nhiên liệu khó bốc hơi, dễ dàng đọng lại tạo nên những màng nhiên liệu trên thành đường ống nạp. Do đó khi hỗn hợp đưa vào xylanh rất loãng, động cơ khó khởi động. Muốn cho động cơ dễ khởi động, cần cung cấp thêm

nhiên liệu và làm cho nhiên liệu dễ bốc hơi để tạo thành hỗn hợp đậm khi khởi động. Vì vậy các bộ chế hoà khí hiện đại thường có thêm một cơ cấu khởi động. Cơ cấu khởi động thường dùng nhất là bướm gió (hình 2-23) đặt trên đường ống nạp của bộ chế hoà khí.



a) b)

Hình 2- 23. Sơ đồ cơ cấu khởi động của bộ chế hoà khí

Ta thấy lúc khởi động bướm gió 3 đóng kín, tạo ra độ chân không lớn trong không gian của đường nạp nằm phía sau bướm gió, vì vậy tất cả các vòi phun của bộ chế hoà khí đều phun nhiên liệu vào không gian hỗn hợp. Để tránh không cho khí hỗn hợp đưa vào động cơ quá đậm sau khi động cơ đã làm việc, người ta đặt một van an toàn 4 trên bướm gió 3. Nhờ một lò xo đặc biệt đặt trên van nên van 4 đóng kín đường thông của bướm gió. Thay đổi lực nén của lò xo sẽ làm thay đổi độ chân không ở không gian phía sau bướm gió đồng thời làm thay đổi thành phần khí hỗn hợp nạp vào động cơ lúc khởi động. Khi khởi động cần mở bướm ga, vì vậy bướm gió được nối liền với bướm ga thông qua một hệ thống tay đòn, nhờ đó khi đóng kín bướm gió đảm bảo cho bướm ga mở ở một mức độ nhất định.

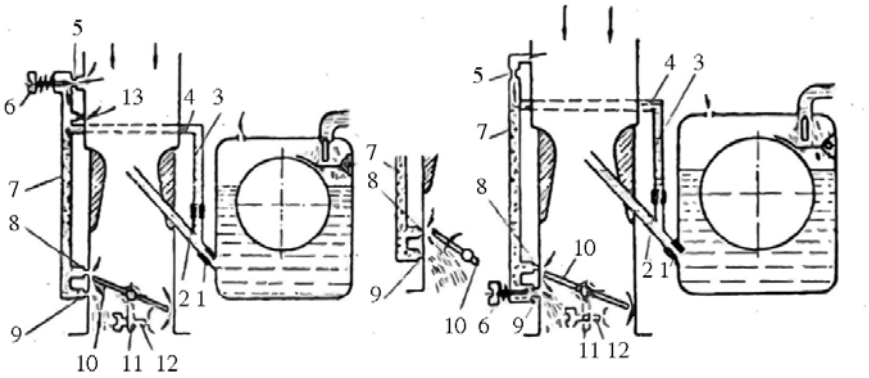
2.6.5.2. Hệ thống không tải

Hệ thống không tải đảm bảo cho động cơ làm việc ổn định ở các chế độ không tải, đặc biệt là ở chế độ không tải chạy chậm. Hệ thống không tải của nhiều bộ chế hoà khí hiện đại còn làm cả nhiệm vụ điều chỉnh thành phần hỗn hợp trong các chế độ tải ít. Khi không có phụ tải bên ngoài động cơ chỉ cần nạp một lượng khí hỗn hợp rất ít đủ phát ra công suất, thắng sức cản bên trong và dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ, lúc ấy bướm ga gần như đóng kín. Do tốc độ không khí đi qua họng rất thấp nên độ chân không ở họng rất nhỏ không đủ sức hút nhiên liệu khỏi vòi phun.

Để đảm bảo cho động cơ chạy ổn định ở chế độ không tải cần phải cung cấp cho động cơ khí hỗn hợp đậm. Vì vậy phải tận dụng độ chân không ở phía sau bướm ga để cung cấp nhiên liệu cho động cơ.

Trên hình 2-24 giới thiệu sơ đồ của hai hệ thống không tải thường dùng trong những bộ chế hoà khí hiện đại. Đường nhiên liệu của hệ thống không tải được nối liền với vòi phun chính tại khu vực phía sau tải, bướm ga đóng kín làm cho độ chân không ở phía sau bướm ga rất lớn (có khi tới 400mmHg). Độ chân không sau bướm ga truyền qua các đường ống 7, 3, 4 tới giclơ không tải 2 nên nhiên liệu được hút từ vòi phun chính qua giclơ không tải đi vào các đường ống 3, 4 và 7.

Trên đường ống 4 nhiên liệu được trộn lẫn với không khí đi qua giclơ 5 và vít điều chỉnh 6, số không khí này đã làm giảm bớt độ chân không trong các đường ống 7, 4 và 3 nhờ đó có thể sử dụng các giclơ không tải có đường kính lớn, dễ chế tạo, ít hư hỏng. Hỗn hợp xăng và không khí trong đường ống 7 đi qua các lỗ 8 và 9 phun vào không gian hỗn hợp ở phía sau bướm ga.



a) b)

Hình 2- 24. Sơ đồ của hệ thống không tải

Trường hợp động cơ ở chế độ không tải với số vòng quay thấp, bướm ga sẽ đóng kín, lúc ấy lỗ 9 nằm trong khu vực phía sau bướm ga có độ chân không lớn nhất, còn lỗ 8 nằm trong khu vực phía trước bướm ga có độ chân không rất nhỏ. Vì vậy hỗn hợp nhiên liệu và không khí trong đường ống 7 chỉ có thể phun qua lỗ 9 vào không gian hỗn hợp sau bướm ga, còn lỗ 8 dùng để bổ sung thêm không khí vào đường ống 7. Mở dần bướm ga, độ chân không ở lỗ 9 cũng giảm dần, mặt khác lỗ 8 lại được nằm vào khu vực có độ chân không lớn, nên hỗn hợp nhiên liệu và không khí trong đường ống 7 được phun cả lỗ 8 và 9 nhờ đó làm cho lượng nhiên liệu cấp vào động cơ tăng lên từ từ khi động cơ chuyển từ chế độ không tải sang chế độ có tải.

Thực tế hai lỗ phun của hệ thống không tải tác dụng mở rộng phạm vi hoạt động của hệ thống. Có nhiều trường hợp vít điều chỉnh 6 không chỉ điều chỉnh lượng không khí đi vào đường ống 7 mà điều chỉnh cả hỗn hợp nhiên liệu và không khí phun vào không gian hỗn hợp (hình 2-24b). Tay gạt 11 và vít hạn chế 12 dùng để điều chỉnh vị trí hạn chế nhỏ nhất của bướm ga. Sử dụng vít 6 và vít 12 có thể điều chỉnh cho động cơ chạy ở chế độ không tải với số lượng vòng quay ổn định thấp nhất.

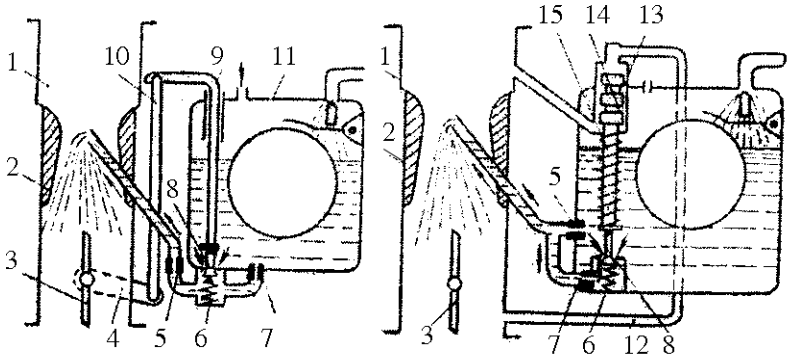
Lỗ 5 ngoài nhiệm vụ chủ yếu là cung cấp không khí vào đường ống 7 để trộn với nhiên liệu và làm giảm bớt độ chân không trong đường ống khi động cơ chạy ở chế độ không tải nó còn có tác dụng cắt không cho nhiên liệu đi vào đường ống không tải khi mở rộng bướm ga.

2.6.5.3. Làm đậm hỗn hợp khi bướm ga mở hoàn toàn

Như ở trên đã nói công suất cực đại có thể thu được với hỗn hợp hơi đậm (α = 0,8-0,9). Vì thế cho nên bộ chế hoà khí của ôtô ngày nay có những thiết bị làm cho hỗn hợp tự động giầu lên khi bướm ga mở gần hoàn toàn. Những thiết bị đó gọi là bộ phận tiết kiệm (làm đậm). Bộ phận tiết kiệm cho phép trong trường hợp cần thiết bỏ công suất cực đại của động cơ. Đồng thời với tải trọng làm việc điều chỉnh tiết kiệm nhất của bộ chế hoà khí (α vào khoảng 1,1). Bộ làm đậm có nhiệm vụ cung cấp thêm xăng khi động cơ chạy ở chế độ toàn tải, đảm bảo cho động cơ phát ra công suất cực đại.

Có hai phương pháp dẫn động hệ thống làm đậm: dẫn động bằng cơ giới và dẫn động bằng chân không. Hình 2-25a giới thiệu hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới có hai giclơ lắp nối tiếp.

Xăng từ buồng phao lần lượt đi qua giclơ làm đậm 7, giclơ chính 5 vào vòi phun. Khi bướm ga mở 85-90% thì van 8 bắt đầu mở, lúc ấy một phần xăng không qua giclơ 7 mà đi thẳng vào giclơ 5 rồi vào vòi phun nên sức cản trong hệ thống làm đậm được giảm, lưu lượng xăng tăng lên và khí hỗn hợp đậm hơn.



a) b)

Hình 2- 25. Sơ đồ hệ thống làm đậm dẫn động cơ giới (a) và dẫn động chân không (b)

Thông thường tiết diện lưu thông của giclơ làm đậm phải lớn hơn sơ với giclơ chính, nhằm giảm bớt sức cản của nó đối với dòng nhiên liệu. Kinh nghiệm chỉ rằng nếu lắp nối tiếp hai giclơ giống nhau sẽ làm cho lưu lượng xăng giảm đi khoảng 20%. Muốn cho môi chất đậm thêm lên 10-15% đòi hỏi tiết diện lưu thông f_2 của giclơ 7 và f_1 của giclơ 5 phải có mối quan hệ sau $f_2 = 1,3.f_1$.

Ưu điểm chính của phương pháp dẫn động cơ giới là cấu tạo đơn giản, van 8 của hệ thống làm đậm bắt đầu mở khi bướm ga mở 85-90%.

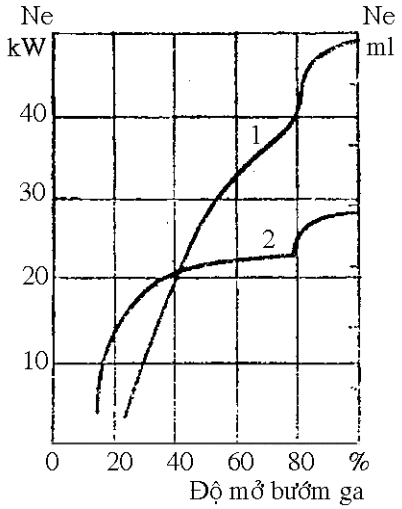
Khuyết điểm chính của phương pháp này là thời gian mở van làm đậm chỉ phụ thuộc vào vị trí của bướm ga mà không phụ thuộc vào số vòng quay của động cơ.

Chúng ta đều biết độ chân không Δp_h, lưu lượng của không khí khi đi qua họng của bộ chế hoà khí và công suất của động cơ không những phụ thuộc vào vị trí của bướm ga mà còn phụ thuộc vào số vòng quay của động cơ. Vì vậy khi cho động cơ làm

việc theo các đường đặc tính tải hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới sẽ bắt đầu gây tác dụng ở vị trí nhất định của bướm ga.

Lúc này là độ chân không phía sau bướm ga Δp_g lẫn độ chân không ở họng Δp_h đều có các giá trị khác nhau, tuỳ thuộc vào số vòng quay của động cơ.

Trên hình 2-26 giới thiệu các đường cong biến thiên công suất của động cơ theo độ mở bướm ga ở hai chế độ tốc độ sử dụng hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới. Trường hợp động cơ chạy ở số vòng quay thấp từ không tải đến lúc mở bướm ga 50% công suất của động cơ tăng rất nhanh, từ đó cho tới lúc hệ thống làm đậm gây tác dụng công suất của động cơ hầu như không tăng. Ở số vòng quay cao, công suất của động cơ tăng nhanh liên tục cho tới lúc hệ thống làm đậm gây tác dụng. Như vậy, khi động cơ chạy ở số vòng quay thấp cần tạo điều kiện để hệ thống làm đậm làm việc sớm hơn vào lúc mở bướm ga khoảng 50%. Chế độ tốc độ của động cơ đã gây ảnh hưởng lớn tới hàm số thể hiện biến thiên của công suất theo vị trí bướm ga. Bởi vì nếu mở rộng bướm ga tiết diện lưu thông của không gian hỗn hợp chỉ thay đổi rất ít nên ít gây ảnh hưởng tới sức cản của dòng khí, trong lúc ấy nếu tăng số vòng quay sẽ làm cho độ chân không ở sau bướm ga tăng lên nhiều.



1. n = 2000 v/ph;
2. n = 1000 v/ph

Hình 2-26. Biến thiên về công suất của động cơ theo độ mở bướm ga

Muốn cho công suất của động cơ tăng lên một cách đều đặn với bất kỳ chế độ tốc độ nào của động cơ ta cần phải dùng hệ thống làm dậm dẫn động bằng chân không.

Hình 2-25b, không gian phía sau bướm ga, qua đường ống 12 được nối thông với xylanh 13. Ở các chế độ phụ tải nhỏ và trung bình dưới tác dụng của độ chân không trong không qian phía sau bướm ga, piston 14 khắc phục lực đẩy của lò xo 15 bị hút và được giữ ở vị trí phía trên. Mặt bên dưới của piston 14 ăn thông với áp suất khí trời. Lò xo 6 dùng để ép van 8 của hệ thống làm đậm vào đế van.

Trong các chế độ phụ tải lớn (bướm ga nằm ở vị trí như hình 2-25b), độ chân không trong không gian phía sau bướm ga giảm, lúc ấy lực lò xo lớn hơn lực hút của piston nên đã đẩy cán piston đi xuống. Cán piston tì vào và đẩy mở van 8 làm cho xăng qua giclơ làm đậm 7 đi vào vòi phun.

Trong các loại ô tô du lịch chỉ khi nào tốc độ ô tô tương đối lớn, tức là số vòng quay của động cơ khá cao mới cần hệ thống làm đậm làm việc. Vì vậy các bộ chế hoà khí dùng trên ô tô du lịch thường dùng hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới. Đối với ô tô tải thông thường đòi hỏi dùng hết công suất của động cơ trong các chế độ tốc độ không cao lắm. Vì vậy ngoài hệ thống làm đậm dẫn động cơ giới cũng cần dùng hệ thống làm đậm dẫn đồng bằng chân không đảm bảo cho hệ thống này bắt đầu gây tác dụng khi độ chân không trong đường nạp giảm xuống khoảng 10.600-2400 N/m^2.

Ưu điểm chính của hệ thống làm đậm dẫn động bằng chân không là: Hệ thống làm đậm bắt đầu hoạt động ở một giá trị nhất định, của độ chân không phía sau bướm ga vì vậy tính năng động lực của động cơ và tính năng gia tốc của ô tô tốt hơn.

2.6.5.4. Bơm tăng tốc

Muốn làm tăng nhanh tốc độ của tô tô, cần phải mở nhanh bướm ga, lúc ấy cần có một bơm tăng tốc cung cấp thêm xăng vào họng của bộ chế hoà khí làm cho khí hỗn hợp thêm đậm, đảm bảo cho động cơ tăng tốc tốt.

Lúc mở nhanh bướm ga nếu không có bơm tăng tốc sẽ xảy ra các hiện tượng sau:

+ Do tiết diện lưu thông trong không gian chế hoà khí và độ chân không ở họng bộ chế hoà khí đều tăng nhanh, nên tốc độ không khi đi qua họng và tốc độ xăng qua vòi phun đều tăng theo. Nhưng vì lực quán tính của không khí nhỏ hơn nhiều so với xăng nên tốc độ không khí sẽ tăng lên nhanh hơn so với tốc độ của xăng.

+ Lúc mở nhanh bướm ga, một mặt làm cho áp suất phía sau bướm ga tăng nhanh, mặt khác cũng làm cho lưu lượng của không khí tăng lên nhiều khiến cho nhiệt độ của khí hỗn hợp giảm. Vì vậy xăng khó bốc hơi dễ tạo ra các màng xăng ngưng tụ lại trên thành đường ống nạp. Như vậy nếu không có bơm tăng tốc thì lúc mở nhanh bướm ga khí hỗn hợp sẽ bị loãng nhiều.

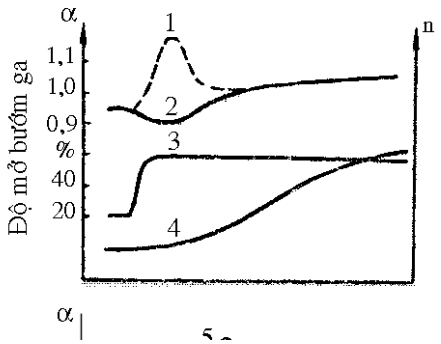
Nhiệm vụ của bơm tăng tốc là cung cấp thêm xăng vào họng của bộ chế hoà khí khi mở nhanh bướm ga làm cho khí hỗn hợp được đậm.

Bơm tăng tốc có thể được dẫn động bằng chân không hoặc bằng cơ giới. Loại dẫn động bằng chân không có khuyết điểm chính là: tác dụng của bơm hơi chậm không kịp thời do đó loại này ít dùng. Hiện nay phần lớn sử dụng bơm tăng tốc dẫn động bằng cơ giới.

Trên hình 2-27a giới thiệu các đường cong biến thiên tốc độ vòng quay của động cơ (đường 4) độ mở bướm ga (đường 3) và thành phần khí hỗn hợp khi có bơm tăng tốc (đường 2) và khi không có bơm tăng tốc (đường 1) trong thời gian tăng tốc. Qua các đường cong ấy ta thấy rằng: trong thời gian tăng tốc nếu bộ chế hoà khí không có bơm tăng tốc thì hỗn hợp sẽ bị loãng nhiều, làm giảm công suất của động cơ và làm cho động cơ làm việc không đều. Trường hợp có bơm tăng tốc động cơ sẽ làm việc đều và công suất của động cơ không bị giảm. Cần thấy rằng trong thời gian tăng tốc không thể nào sử dụng hết số nhiên liệu do bơm tăng tốc cung cấp thêm vào họng của bộ chế hoà khí. Vì vậy lúc mở nhanh bướm ga cần phải cung cấp vào họng của bộ chế hoà khí một lượng nhiên liệu nhiều hơn so với nhiên liệu cần dùng để tăng tốc.

Trên hình 2-27b, giới thiệu các đường cong biến thiên của α trong qúa trình tăng tốc, trong đó đường 5 ứng với trường hợp phun nhiên liệu đột ngột đường 6 là trường hợp phun nhiên liệu từ từ (A-điểm bắt đầu phun. B-điểm kết thúc).

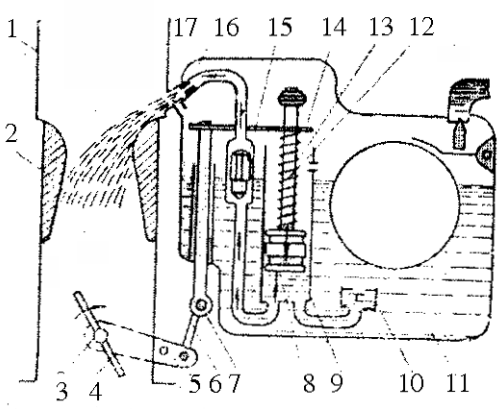
Muốn cho công suất quá trình tăng tốc, thành phần của khí hỗn hợp đều tốt cần phải phun nhiên liệu từ từ vì vậy trên cơ cấu dẫn động bơm tăng tốc thường đặt thêm một lò xo, dùng để điều khiển tốc độ của bơm tăng tốc.



Hỡnh 2-27. Biến thiờn của α độ mở bướm ga và số vũng quay của động cơ trong thời gian tăng tốc

Trên hình 2-28 giới thiệu sơ đồ bơm tăng tốc dẫn động cơ giới. Tuỳ theo thời tiết trong năm có thể thay đổi lượng nhiên liệu phun vào họng của bộ chế hoà khí, khi tăng tốc. Về mùa đông do nhiệt độ khí trời rất thấp, nhiên liệu khó bốc hơi, vì vậy phải tăng số lượng nhiên liệu tăng tốc. Trong bơm tăng tốc có hai van: van hút 10 dùng để ngăn không cho buồng phao 11 ăn thông với xylanh 9 của bơm trong lúc phun nhiên liệu tăng tốc và van xả 15 dùng để ngăn không cho không khí đi ngược vào xylanh của bơm lúc piston 12 đi lên, đảm bảo cho xylanh 9 chứa đầy nhiên liệu.

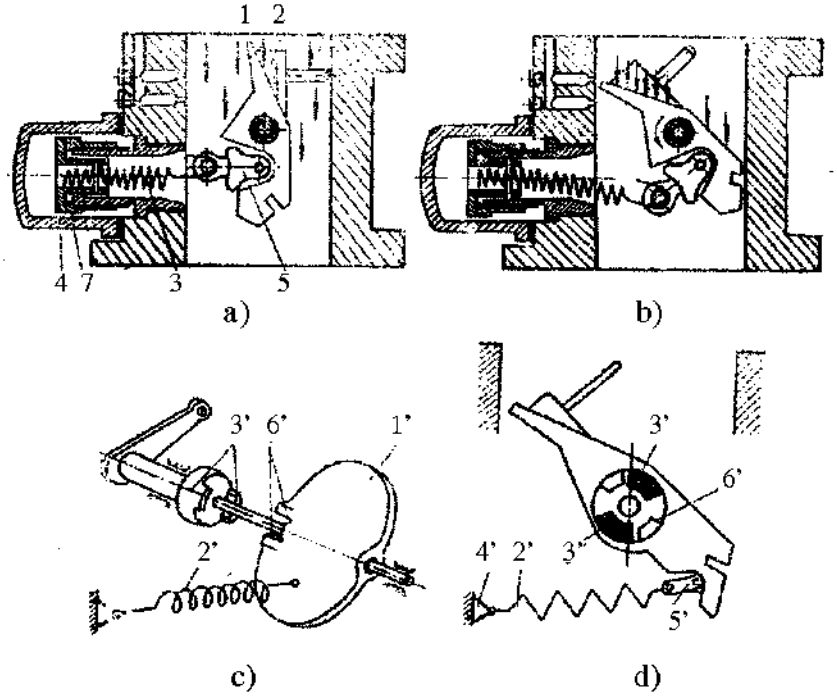
Trường hợp mở nhanh bướm ga hệ thống 5, 6, 7, 14 sẽ đi xuống ép lò xo 13 đẩy piston 12 đi xuống làm cho nhiên liệu qua gíclơ tăng tốc 16 phun vào họng của bộ chế hoà khí, vì lúc ấy van hút 10 đóng kín và van xả 15 mở. Nếu mở từ từ bướm ga thì nhiên liệu sẽ đi qua van hút 10, qua kẽ hở giữa piston và thành xylanh của bơm tăng tốc đi trở về buồng phao.



Hình 2-28. Sơ đồ bơm tăng tốc dẫn động cơ giới

2.6.5.5. Cơ cấu hạn chế số vòng quay cực đại của động cơ

Trong các bộ hoà khí của động cơ cao tốc còn có các cơ cấu hạn chế số vòng quay cực đại của động cơ. Cơ cấu này có nhiệm vụ hạn chế không cho vòng quay của động cơ vượt quá số vòng quay giới hạn đồng thời hạn chế không cho công suất của động cơ vượt quá công suất cực đại.



Hình 2- 29. Sơ đồ cơ cấu hạn chế số vòng quay của động cơ

Trên hình 2-29a, b giới thiệu cơ cấu hạn chế số vòng quay cực đại của động cơ bằng mặt phẳng nghiêng của bướm ga. Bướm ga làm dày, trên bướm ga có một mặt phẳng nghiêng, đặt đối diện với chiều lưu động của khí hỗn hợp, đầu kia của bướm ga nối với lò xo điều chỉnh 3.

Lúc động cơ chạy trên bướm ga có hai lực tác dụng: lực của dòng khí tác dụng lên mặt nghiêng của bướm ga và lực kéo của lò xo. Nếu tốc độ vòng quay của động cơ vượt quá số vòng quay giới hạn, thì lực của dòng khí tác dụng lên mặt nghiêng của bướm ga sẽ tạo ra mô men lớn hơn so với mô men của lực lò xo, làm cho bướm ga đóng nhỏ lại, công suất của động cơ giảm xuống và số vòng quay của động cơ cũng giảm xuống bằng hoặc thấp hơn so với số vòng quay giới hạn.

Trong cơ cấu hạn chế số vòng quay giới hạn trên hình 2-29a, b còn có một số chi tiết hạn chế vòng quay trên bướm ga, hệ thống tay đòn này chỉ có thể hạn chế độ mở của bướm ga mà không gây cản trở gì cho việc đóng nhỏ bướm ga của cơ cấu hạn chế số vòng quay khi động cơ chạy vượt quá số vòng quay giới hạn hình 2-29 c, d.

2.6.6. Cấu tạo và nguyên tắc làm việc của bộ chế hoà khí K88 (do Liên Xô cũ chế tạo)

Trên hình 2-30 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của bộ chế hoà khí K88 đặt trên các động cơ chữ V của xe Zil 130. K88 là bộ chế hoà khí có hai không gian hỗn hợp. Cả hai không gian hỗn hợp này có chung một đường ống nạp 10. Trên đường ống nạp đặt bướm gió 11 và đường ống 8 cân bằng áp suất trong buồng phao, đảm bảo cho thành phần khí hỗn hợp đưa vào động cơ. K88 có một buồng phao chung. Nhiên liệu đi qua khớp nối 1, bầu lọc nhiên liệu 2 vào buồng phao. Cả hai không gian hỗn hợp của K88 đều có chung một bơm tăng tốc và hai hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới và chân không. Khu vực phía sau đường ống nạp 10 được chia thành hai không gian hỗn hợp hoàn toàn giống nhau. Trong mỗi không gian hỗn hợp có đặt họng nhỏ 9, họng to 30 và bướm ga 29.

Hệ thống phun chính, làm việc theo nguyên tắc điều chỉnh độ chân không ở giclơ chính, gồm có giclơ chính 26 đặt trong buồng phao, gíclơ làm đậm 27 đặt trong đường ống 7 (đầu ngoài đường ống 7 ăn thông với rãnh hình vành khăn trong các họng nhỏ) và các giclơ không khí 6 của hệ thống phun chính.

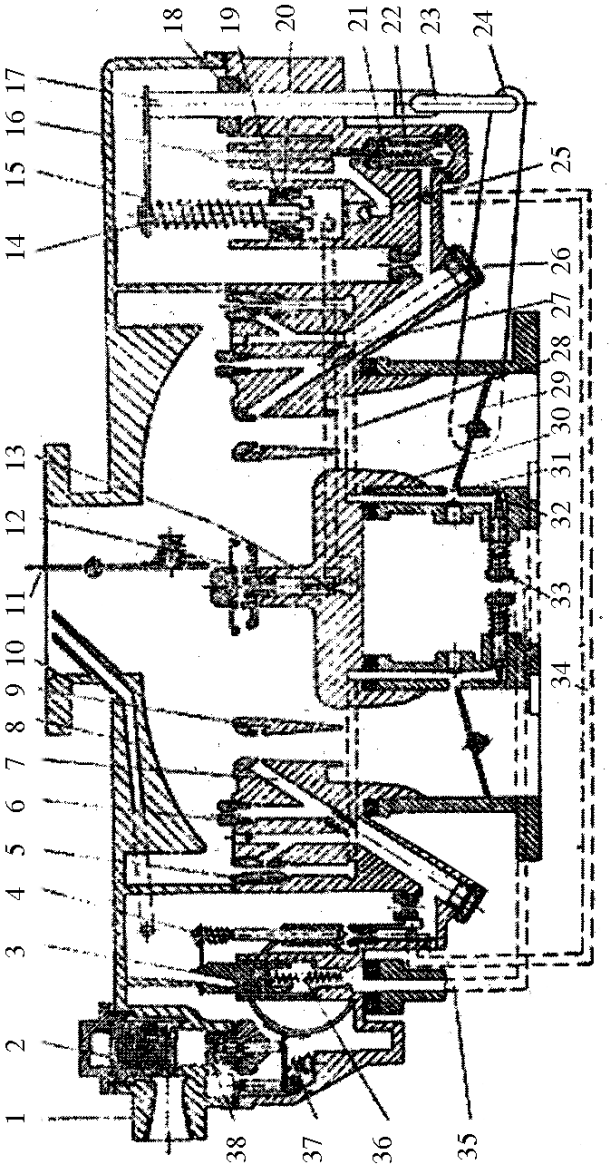
Hệ thống không tải gồm có: giclơ không tải 5, lỗ trên 31, lỗ dưới 32 và vít điều chỉnh 33. Bơm tăng tốc được dẫn động bằng cơ giới. Mở nhanh bướm ga, thông qua hệ thống tay đòn 24, 23 kéo tay đòn 17 ép lên lò xo 15 của bơm tăng tốc. Lực ép của lò xo lên piston 19 làm tăng áp suất của xăng nằm bên dưới piston. Lúc ấy van bi 25 đóng kín đường thông từ xylanh của bơm tăng tốc tới buồng phao, van kim 13 bị đẩy mở đường thông cho nhiên liệu phun lỗ 12 vào đường ống nạp bổ sung thêm nhiên liệu cần thiết để làm đậm khí hỗn hợp tránh hiện tượng tụt công suất trong quá trình tăng tốc cho động cơ.

Hệ thống làm đậm dẫn động bằng cơ giới cũng dùng hệ thống tay đòn 24, 23, 17 ép lên đũa đẩy 16 của van làm đậm. Khi mở rộng bướm ga, tay đòn 17 ép lên đũa 16 mở van 21 làm cho một phần xăng không đi qua giclơ chính 26 mà qua van 21 tới thẳng giclơ làm đậm 27 vào đường ống 7 rồi tới rãnh hình vành khăn trong họng nhỏ 9.

Hệ thống làm đậm dẫn động bằng chân không chỉ bắt đầu làm việc khi độ chân không trong đường ống nạp bằng 175mm Hg. Khi khởi động cơ hoặc khi phụ tải của động cơ quá lớn, độ chân không phía sau bướm ga thường không vượt quá 23330 N/m^2. Lúc ấy van 4 của hệ thống làm đậm bổ xung trực tiếp từ buồng phao qua đường ống 34 để đi thẳng tới giclơ làm đậm 27.

Sau khi động cơ đã khởi động độ chân không ở phía sau bướm ga tăng lên, piston 3 bị hút xuống ép lò xo 35 và van 4 đóng kín đường nhiên liệu bổ xung.

Nếu độ chân không ở phía sau bướm ga giảm thì lò xo 36 đẩy piston 3 đi lên và mở van 4 của hệ thống làm đậm dẫn động bằng chân không, nên số nhiêu liệu bổ xung qua đường thông của van 4 đều thẳng với vòi phun (rãnh hình vành khăn trong họng nhỏ 9).



Hình 2- 30. Bộ chế hoà khí K88

2.7 . BỘ CHẾ HOÀ KHÍ HỒI TIẾP ĐIỆN TỬ

Trong bộ chế hoà khí, các hệ thống không tải (chạy chậm), bộ tiết kiệm (làm đậm), bơm tăng tốc được đề cập ở trên đều phụ thuộc vào các điều kiện cơ học, các hệ thống này không đủ chính xác để kiểm soát khí xả theo yêu cầu chống ô nhiễm môi trường của Mỹ. Sự định lượng nhiên liệu không làm tăng chất ô nhiễm trong khí xả HC và CO và giảm công suất động cơ. Hỗn hợp quá nghèo làm tăng lượng NO_x trong khí xả và công suất động cơ giảm mạnh Vì lý do đó các hệ thống nhiên liệu (chế hoà khí-Carburator) hiện nay của Mỹ được điều khiển bằng điện tử.

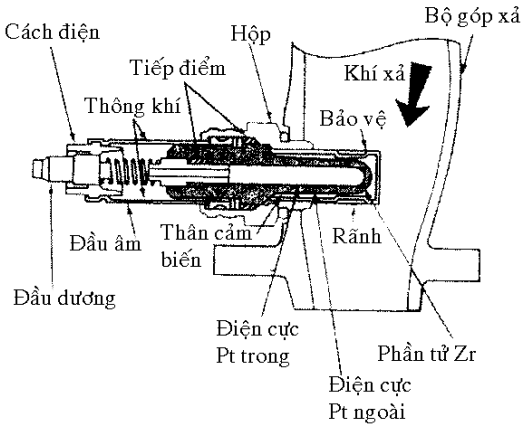
Bộ chế hoà khí điện tử thường được sử dụng các bộ phận điện tử (Solienoid) để điều khiển lưu lượng không khí, lưu lượng xăng nạp vào động cơ với tỷ lệ tiết kiệm nhất, công suất tốt nhất và đáp ứng thoả mãn mọi đòi hỏi của động cơ trong những điều kiện khác nhau.

Các bộ phận này chịu sự giám sát của hệ thống cảm biến và chấp hành mọi mệnh lệnh điều khiển từ xa của máy tính. Do đó bộ chế hoà khí có máy tính điều khiển còn được gọi là hệ thống kiểm soát khí độc phát.

2.7.1. Những hệ thống hồi tiếp của bộ chế hoà khí

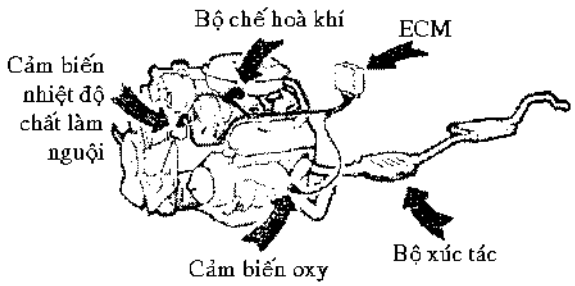
Bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử được giới thiệu vào cuối thập niên 1970, dùng trên xe ô tô có bộ hoá khử 3-chất. Trước năm 1978, bộ hoá khử 2-chất được dùng để khử 2 chất khí thoát ra là HC và CO. Vào năm 1978 hãng Ford và Genneral Motor (Mỹ) bắt đầu sử dụng bộ hoá khử 3 chất để khử HC, CO và NO_x.

Muốn cho bộ hoá khử 3 chất làm việc có hiệu quả thì tỷ lệ hoà khí phải được hiệu chỉnh tỷ lệ khí-nhiên liệu gần tới mức 14.7:1: Tỷ lệ này được gọi là tỷ lệ tối ưu. Nếu tỷ lệ hoà khí quá loãng thì chất NO_x không khử được sạch. Tỷ lệ hoà khí quá đậm thì HC và CO cũng không khử được.

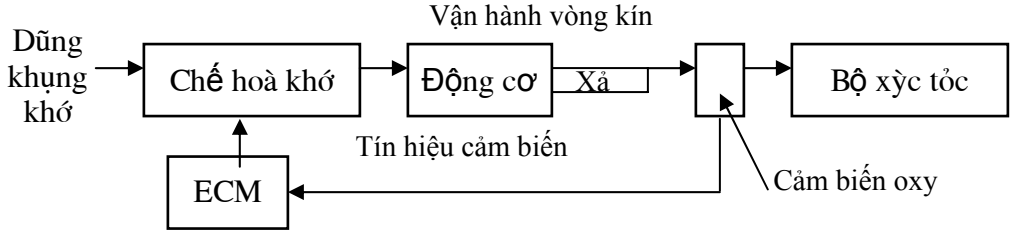


a. Cấu tạo bộ cảm biến oxy

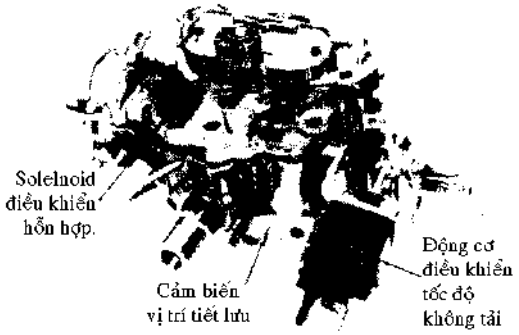
Hỡnh 2-31a. Hệ thống điều khiển điện tử trờn động cơ chế hoà khớ

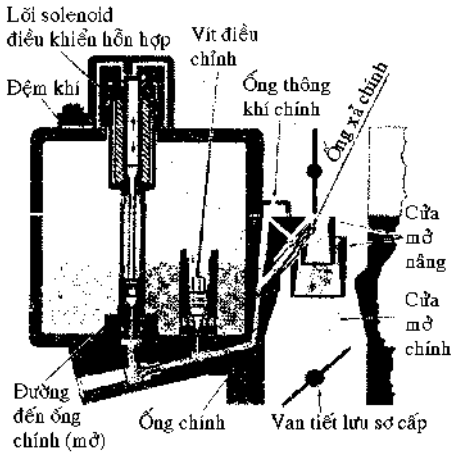


b. Hệ thống điều khiển điện tử trên động cơ chế hoà khí



Hình 2-31b. Hệ thống điều khiển điện tử trên động cơ chế hoà khí





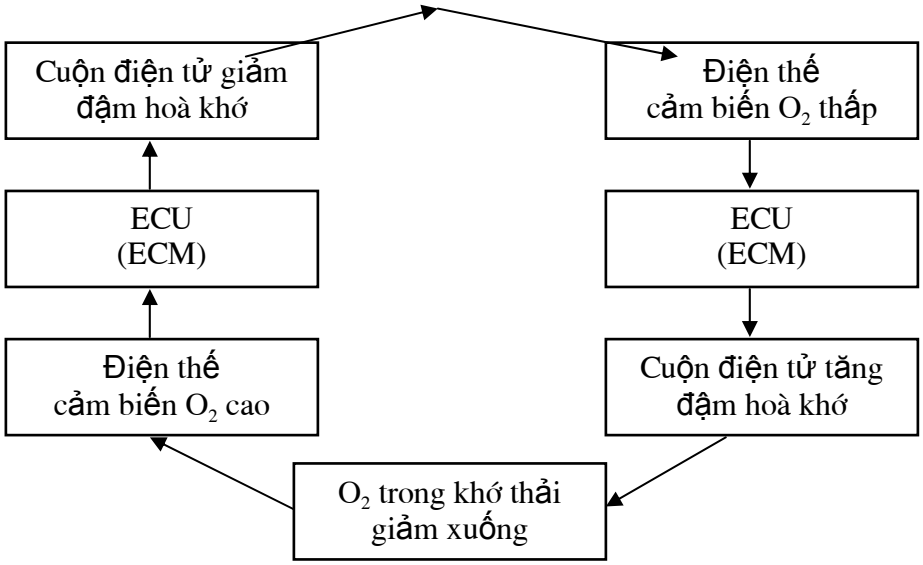
c. Bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử sử dụng động cơ điều khiển tốc độ không tải được điều khiển bằng máy	d. Bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử với hệ thống định lượng chính được điều khiển bằng Solenoid điều khiển hỗn hợp

Hình 2-31c, d. Hệ thống điều khiển điện tử trên động cơ chế hoà khí

Cảm biến oxy làm việc dưới sự điều khiển của một mô đun điện tử tên là ECM (Electronic Control module) hoặc ECU (Electronic Control Units).

Nhiệm vụ duy nhất của cảm biến oxy là đo lượng oxy trong khí thải rồi đổi thành tín hiệu điện để gửi về ECM. Sau khi nhận được tín hiệu, ECM quyết định tăng hay giảm tỷ lệ hoà khí bằng cách phát tín hiệu đến các bộ điện từ, lập tức các bộ điện từ ở các mạch gió, mạch xăng làm ngay công việc (cân, đo, đong, đếm) của mình sao cho thành dây chuyền khép kín (closed loop operation) cụ thể như hình 2-32:

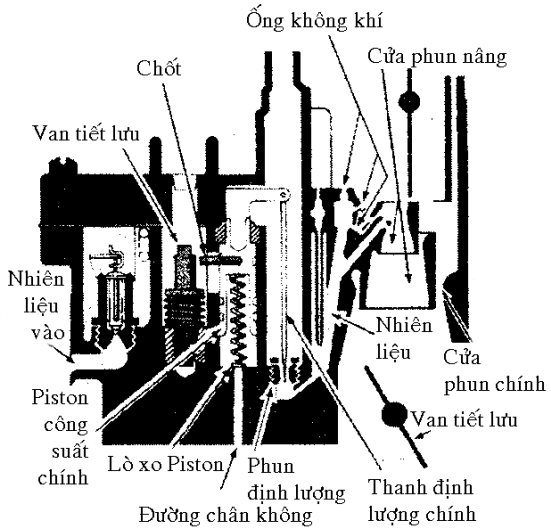
Hoà khớ loóng O_2
trong khớ thải tăng



Hình 2-32. Sự vận hành dây chuyền khép kín của bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử

Trong hầu hết các bộ chế hoà khí hồi tiếp máy tính động cơ để xác định xung cho cuộn solenoid điều khiển hỗn hợp ở bộ chế hoà khí. Các bộ chế hoà khí tiếp khác có thể thay đổi tỷ số không khí-nhiên liệu với van định lượng điều khiển bằng chân không.

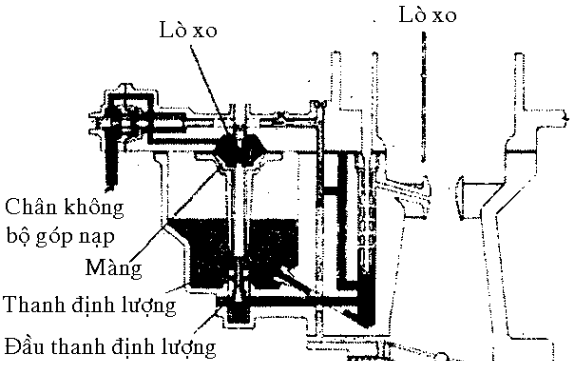
2.7.2. Cuộn Solenoid điều khiển hỗn hợp



Cuộn Solenoid điều khiển hỗn hợp hình 2-31c,d điều khiển độ đậm của hỗn hợp trong các bộ chế hoà khí hồi tiếp. Cuộn này thay thế hệ thống làm đậm được vận hành bằng chân không hoặc cơ khí. Thanh đẩy hoặc lõi ở phía trong cuộn Solennoid đầu thanh này tác dụng tương tự thanh định lượng hình 2-33a, b dịch chuyển lên xuống để điều khiển lưu lượng nhiên liệu.

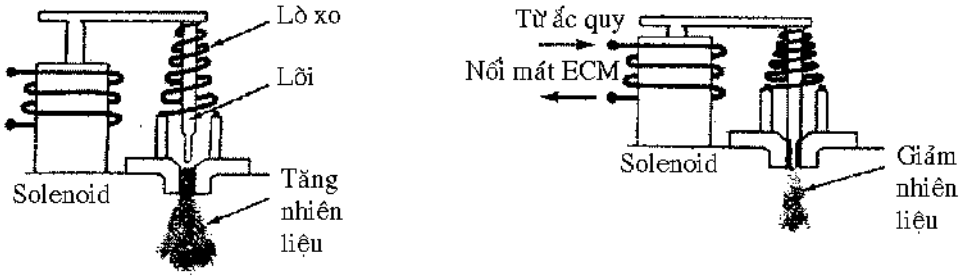
Hỗnh 2-33a. Hệ thống làm đậm vận hành bằng chõn khụng

ECM điều khiển cuộn Solenoid bằng cách nối mát và ngắt nối mát lặp lại với tần số cao, khoảng 10 lần/s. Khi cuộn Solenoid không hoạt động lò xo sẽ giữ lõi ở phía trên (hình 2-34a), làm tăng lượng nhiên liệu đi vào hỗn hợp (có thể

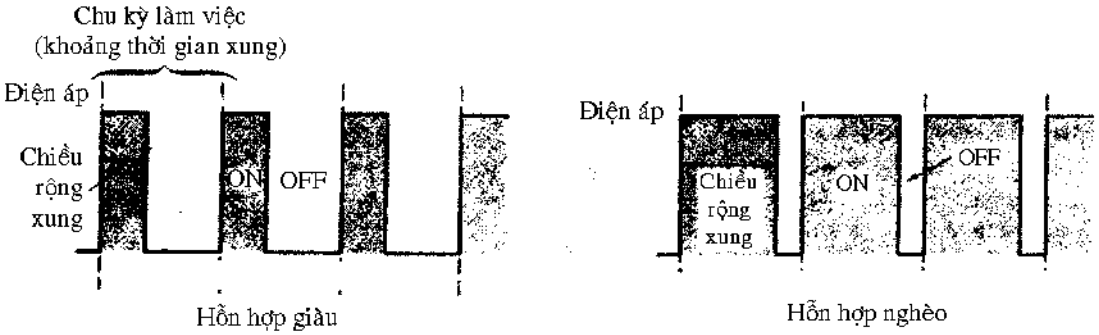


Hỗnh 2-33b. Thanh định lượng vận hành bằng màng chõn khụng

đạt tới tỷ số 13:1). Khi cuộn solenoid hoạt động, thanh đẩy dịch chuyển xuống, cản trở dòng nhiên liệu (hình 2-34b) làm nghèo tỷ số không khí nhiên liệu đến khoảng 18:1. ECM cố gắng duy trì hỗn hợp này theo tỷ số tỷ lệ 14,7:1 bằng cách thay đổi chiều rộng xung điện áp.



Hình 2-34. Khi Solenoid điều khiển hỗn hợp ở vị trí A (off) lò xo kéo thanh đẩy lên làm tăng lượng nhiên liệu phân phối. Khi ở vị trí B (ON), Solenoid kéo thanh đẩy xuống giảm lượng nhiên liệu phân phối



Hình 2-35. Sự thay đổi chiều rộng xung sẽ thay đổi thời gian solenoid hoạt động cho phép thay đổi tỷ số không khí-nhiên liệu

Hình 2-35 minh hoạ quan hệ giữa chiều rộng xung và thời gian solenoid hoạt động. Sự phân bố nhiên liệu tuỳ thuộc vào khoảng thời gian đẩy ở phía trên hoặc phía dưới (hình 2-34) trong mỗi chu kỳ làm việc.

Để làm giàu hỗn hợp trong bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử ECM rút ngắn chiều rộng xung. Còn hệ thống EFI (phun xăng điện tử) ECM mở rộng chiều rộng xung.

Trong vận hành theo chế độ vòng kín (hình 2-31b), ECM đọc tín hiệu điện áp biến thiên từ bộ cảm biến oxy. Nếu hàm lượng oxy trong khí thải cao, hỗn hợp nghèo, ECM sẽ rút ngắn chiều rộng xung, nếu hàm lượng oxy thấp hỗn hợp giàu, ECM mở rộng chiều rộng xung. Hình 2-35 cho phép điều chỉnh hỗn hợp không khí-nhiên liệu phù hợp các điều kiện vận hành.

2.7.3. Ảnh hưởng của môi trường khai thác tới quá trình tạo hỗn hợp của bộ chế hoà khí

Động cơ ô tô sử dụng bộ chế hoà khí thông thường khi làm việc trong điều kiện khí hậu nóng ẩm, nhiệt độ cao hoặc miền núi cao có áp suất khí quyển giảm thì công

suất giảm, chi phí nhiên liệu tăng, nước mau sôi và mài mòn tăng. Sở dĩ như vậy vì khi tăng nhiệt độ môi trường hỗn hợp sẽ đậm vì mật độ không khí giảm dựa vào công thức:

$$\gamma_{kk} = \frac{p_0}{R.T} \quad (2\text{-}18)$$

p_0 - Áp suất khí quyển.

R - Hằng số trạng thái của không khí

T - Nhiệt độ tuyệt đối của không khí

Như vậy ta thấy khi nhiệt độ và áp suất môi trường thay đổi (Nhiệt độ cao, hoặc động cơ làm việc ở vùng núi cao, áp suất giảm) đều ảnh hưởng tới γ_{kk}.

Khi mật độ không khí thay đổi sẽ làm thành phần hỗn hợp thay đổi:

$$\alpha = \frac{G_{kk}}{L_0.G_{nl}} \quad (2\text{-}19)$$

G_{kk} - Suất tiêu hao không khí

G_{nl} - Suất tiêu hao nhiên liệu

L_o - Lượng không khí lý thuyết cần thiết để đốt cháy 1 kg nhiên liệu.

Suất tiêu hao không khí qua bộ chế hoà khí được tính toán như sau:

$$G_{kk} = \mu_h.f_h.\sqrt{2.g.\Delta p_h.\gamma_{kk}} \quad (2\text{-}20)$$

μ_h - Hệ số tiêu lưu lượng không khí của họng khuếch tán.

f_h - Tiết diện họng khuyếch tán

g - Gia tốc trọng trường

Δp_h - Độ chân không trong họng khuyếch tán

γ_{kk} - Mật độ (trọng lượng riêng của không khí)

Suất tiêu hao nhiên liệu qua bộ chế hoà khí

$$G_{nl} = \mu_g.f_g.\sqrt{2.g.\Delta p_h.\gamma_{nl}} \quad (2\text{-}21)$$

μ_g - Hệ số lưu lượng của gíclơ

f_g - Tiết diện giclơ

Δp_h - Độ chân không trong họng khuyếch tán

γ_{nl} - Trọng lượng riêng của nhiên liệu

Khi nhiệt độ môi trường thay đổi, độ nhớt của nhiên liệu thay đổi, độ bay hơi tăng nên γ_{nl} thay đổi.

Từ công thức (2-19) ta có:

$$\alpha = \frac{G_{kk}}{L_0.G_{nl}} = \frac{\mu_h.f_h.\sqrt{2.g.\Delta p_h.\lambda_{kk}}}{L_0.\mu_g.f_g.\sqrt{2.g.\Delta p_h.\gamma_{nl}}}$$

$$\alpha = \frac{1}{L_0}.\frac{\sqrt{\gamma_{kk}}}{\sqrt{\lambda_{nl}}}.\frac{f_h}{f_g}.\frac{\mu_h}{\mu_g} \quad (2\text{-}22)$$

Từ (2-22) ta thấy khi nhiệt độ môi trường khai thác cao việc giảm trọng lượng riêng của nhiên liệu không đáng kể so với việc giảm γ_{kk}. Do đó làm hỗn hợp rất đậm. Hỗn hợp đậm sẽ làm cho quá trình cháy kém, dầu bôi trơn sẽ bị các hạt xăng quét màng dầu làm tăng mài mòn xylanh.

Nếu gọi: α, γ_{kk}, γ_{nl} ở nơi thiết kế động cơ, α', γ_{kk}', γ_{nl}' ở điều kiện Việt Nam

Ta có:
$$\alpha' = \frac{1}{L_0}.\frac{\mu_h}{\mu'_g}.\frac{f_h}{f_g}.\frac{\sqrt{\gamma'_{kk}}}{\sqrt{\gamma'_{nl}}}$$

$$\frac{\alpha}{\alpha'} = \frac{\mu'_g}{\mu_g}.\sqrt{\frac{\gamma'_{kk}}{\gamma_{kk}}.\frac{\gamma_{nl}}{\gamma'_{nl}}}$$

$$\alpha' = \alpha.\frac{\mu_g}{\mu'_g}\sqrt{\frac{\gamma'_{kk}}{\gamma_{kk}}.\frac{\gamma_{nl}}{\gamma'_{nl}}}$$

Nếu coi ảnh hưởng của μ_g, μ'_g, γ_{nl} và γ'_{nl} không đáng kể ta có:

$$\alpha' = \alpha.\sqrt{\frac{\gamma'_{kk}}{\gamma_{kk}}} \qquad (2\text{-}23)$$

Như vậy để tránh làm đậm hỗn hợp khi nhiệt độ và áp suất môi trường khai thác thay đổi ta phải điều chỉnh hoặc cải tiến bộ chế hoà khí bằng sử dụng bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử.

2.7.4. Bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử

Vào những năm 90 của thế kỷ XX các hãng ô tô Ford và General Motors bắt đầu sử dụng bộ trung hoà khí thải (bộ hoá khử 3 chất) để khử HC, CO, NO_x. Chính vì vậy các động cơ ô tô của các hãng này đã đưa vào sử dụng bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử.

Bộ chế hoà khí điện tử thường sử dụng các bộ phận bằng điện tử Solenoid để điều khiển lưu lượng khí, lưu lượng xăng nạp vào động cơ với tỷ lệ tiết kiệm nhất. Các bộ phận này chịu sự giám sát của hệ thống cảm biến và chấp hành mọi mệnh lệnh điều khiển từ xa của máy tính. Do đó, bộ chế hoà khí máy tính điều khiển còn được coi là hệ thống chế hoà khí hồi tiếp điện tử.

Ưu điểm của bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử là điều chỉnh được tỷ lệ hỗn hợp tối ưu bằng cách bố trí cảm biến oxy đặt trong ống thải. Cảm biến này làm việc dưới sự điều khiển của một môđun điện tử ECM. Nhiệm vụ duy nhất của cảm biến oxy là đo lượng oxy có trong khí thải rồi đổi thành tín hiệu điện gửi về ECM. Sau khi nhận được tín hiệu từ các cảm biến, ECM tiến hành so sánh với các thông số chuẩn rồi gửi tín hiệu điều khiển đến các bộ phận chấp hành (các bộ phận điện tử ở các mạch gió, mạch xăng...) làm ngay công việc cân đo, đong đếm sao cho đúng với chương trình ECM tạo thành một dây truyền khép kín.

Tuy cảm biến oxy làm việc thường xuyên nhưng không phải lúc nào các tín hiệu của nó cũng được ECM tiếp nhận, vì vậy trong những điều kiện nhất định ECM không nhận bất kỳ tín hiệu nào từ cảm biến oxy mà cũng không phát tín hiệu điều tiết tỷ lệ hoà khí tới các bộ điện tử nên mạch hồi tiếp bị gián đoạn tạm ngưng làm việc. Lúc này bộ chế hoà khí làm việc bình thường cho tới khi cảm biến oxy nóng tới nhiệt độ tới hạn.

Khi chạy ấm máy và khi tải nặng mạch hồi tiếp điện tử sẽ bị gián đoạn. Vì vậy bộ cảm biến điện tử (ECM) cần trang bị thêm các cảm biến:

- Cảm biến thủy nhiệt (cảm biến nhiệt độ nước làm mát động cơ)
- Cảm biến áp suất khí nạp
- Cảm biến vị trí bướm ga để biết được tải trọng của động cơ mà tăng giảm tỷ lệ hoà khí.

Do đó tỷ lệ hoà khí luôn được hiệu chỉnh kịp thời với mọi sự thay đổi điều kiện khai thác của động cơ.

Từ cơ sở lý luận về chế hoà khí và các trang bị điện tử hiện có, các động cơ ô tô có trang bị bộ chế hoà khí hồi tiếp điện tử luôn thoả mãn điều kiện làm việc ở Việt Nam và có tính ưu việt hơn hẳn các động cơ có bộ chế hoà khí thông thường. Trong qúa trình khai thác khi hỗn hợp quá đậm hoặc quá nhạt ta sẽ tiến hành điều chỉnh các cảm biến (mạch điện) theo sơ đồ đã cho.

CHƯƠNG 3

HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU ĐIỆN TỬ

Hệ thống phun nhiên liệu điện tử là hệ thống phun nhiên liệu (xăng) vào xylanh động cơ được điều khiển bằng điện tử

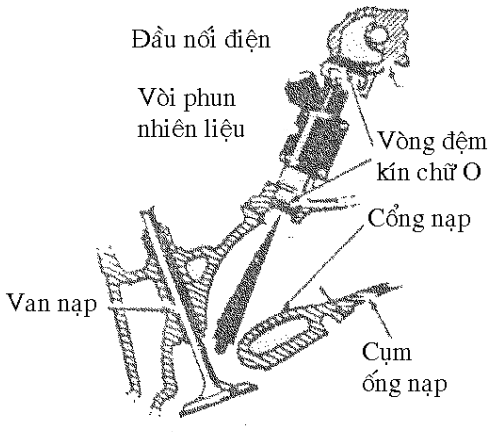
3.1. CÁC HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU

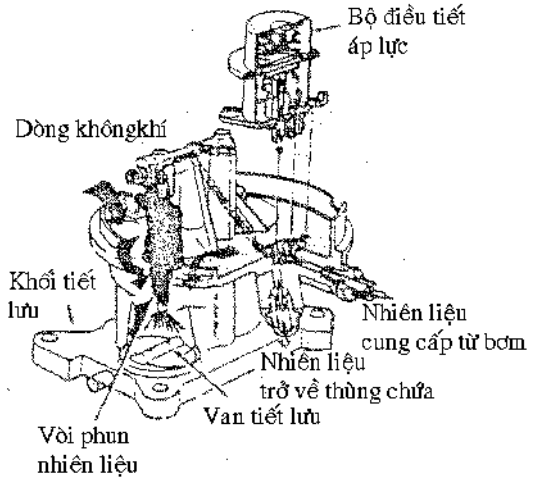
Hầu hết các xe được chế tạo từ 1980 về sau đều có hệ thống điều khiển động cơ bằng điện tử (EEC). Nó điều khiển hệ thống đánh lửa và hệ thống phun nhiên liệu.

Hệ thống phun nhiên liệu cung cấp cho động cơ một hỗn hợp nhiên liệu-khí dễ bốc cháy. Nó có thể thay đổi độ giàu của hỗn hợp để thích hợp với các điều kiện hoạt động khác của động cơ. Khi động cơ khởi động lạnh, hệ thống nhiên liệu phát ra một hỗn hợp rất giàu; sau khi động cơ ấm lên, hệ thống nhiên liệu sẽ phát ra hỗn hợp nghèo hơn, để gia tốc và hoạt động ở tốc độ cao hơn hỗn hợp được làm giàu trở lại.

Có hai loại hệ thống phun nhiên liệu:

Loại 1: trước mỗi xuppap nạp có một vòi phun, vòi phun sẽ phun nhiên liệu phía trước xupáp nạp gọi là hệ thống PFI (Port Fuel Injection), hình 3-1.





Hình 3- 1. Hệ thống phun nhiên liệu PFI	*Hình 3- 2. Hệ thống phun nhiên liệu TBI*

Loại 2: ở hệ thống này nhiên liệu được một hoặc hai vòi phun phun vào không khí nạp lúc nó đi ngang qua khối tiết lưu ở trên cụm ống nạp, gọi là hệ thống TBI (Throttle Body Injetion), hình 3-2.

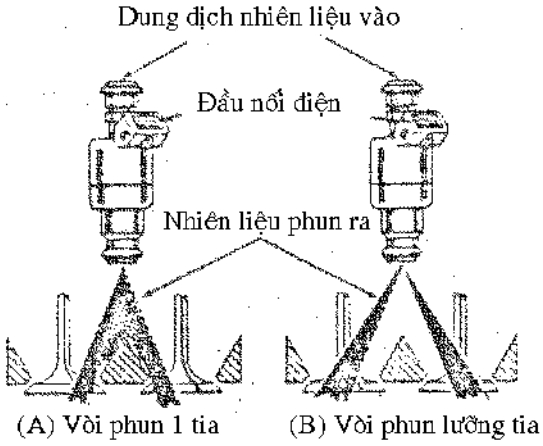
Bơm nhiên liệu bằng điện cung cấp nhiên liệu đến các vòi phun. Ngay khi vòi phun mở, nhiên liệu sẽ phun ra (hình 3-3). Việc đóng mở vòi phun được thực hiện nhờ 1

solenoid nhỏ đặt bên trong vòi phun (hình 3-4). Kim phun được nối vào lõi của solenoid. Khi đặt một điện áp vào solenoid sẽ sinh ra từ trường hút lõi và kim phun lên khỏi bệ của nó, nhiên liệu bị nén sẽ phun ra ngoài. Khi ngắt điện, từ trường mất đi, lò xo sẽ đẩy kim phun đi xuống tì lên bệ của nó, nhiên liệu ngừng phun. Mỗi lần mở, đóng của kim phun gọi là 1 xung phun.

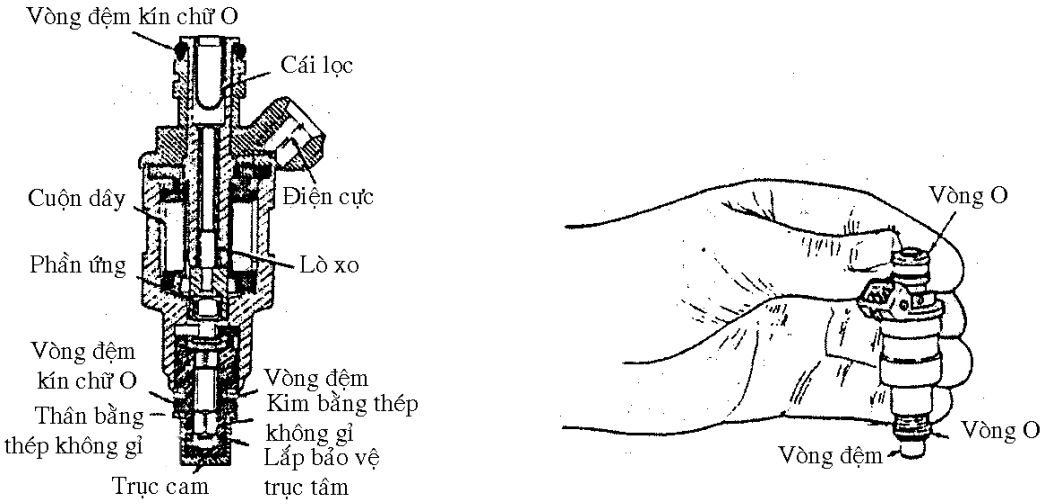
Một số vòi phun dùng van bi thay vì dùng van kim. Vận hành của chúng cơ bản giống nhau.

3.2. SO SÁNH GIỮA HAI HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU PFI VÀ TBI

Hệ thống PFI cung cấp tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu-khí chính xác hơn hệ thống TBI. Lượng nhiên liệu phát ra đến mỗi xylanh giống nhau. Vì vậy tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu-khí ở tất cả các xylanh như nhau. Điều này làm tăng tính năng của động cơ, hiệu quả sử dụng nhiên liệu và giảm lượng khí thải độc hại.



Hình 3-3. Phun nhiên liệu đơn tia và lưỡng tia



Hình 3-4. Cấu tạo bên trong của vòi phun dùng solenoid đóng mở van

Hệ thống TBI cần ít vòi phun và đường ống nhiên liệu hơn, nhưng nó không chính xác trong việc cân bằng nhiên liệu-khí giữa các xylanh với nhau. Sự "đọng vũng" nhiên liệu có thể xảy ra ở cuối cụm ống nạp như trong hệ thống hoà khí dùng carburetor, làm cho các xylanh ở cuối mỗi đầu có xu hướng nhận được hỗn hợp giàu hơn.

3.3. HỆ THỐNG PHUN XĂNG ĐIỆN TỬ

Hầu hết các hệ thống phun nhiên liệu được điều khiển bằng điện tử. Bộ phận điều khiển là ECM hay ECU.

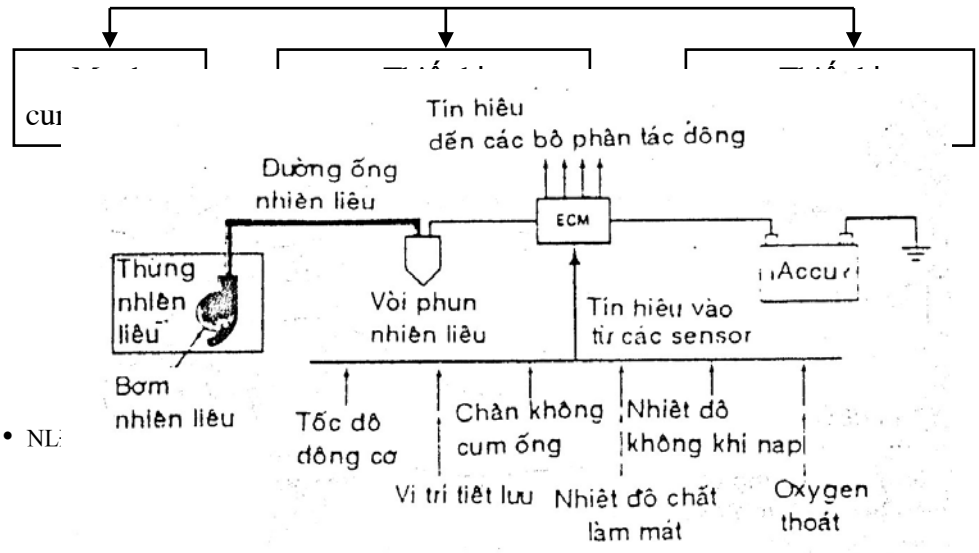
Các bộ phận khác nhau của động cơ và hệ thống nhiên liệu sẽ gửi tín hiệu đến ECM (hình 3-5). ECM tính toán lượng nhiên liệu cần phun, rồi nó điều khiển mở các vòi phun phun ra một lượng nhiên liệu thích hợp tạo ra hỗn hợp nhiên liệu-khí phù hợp với điều kiện hoạt động của động cơ.

ECM: /Electric Control Module/

ECU: /Electric Control Units/ Hệ thống điều khiển điện tử động cơ trung ương

CCCS/Computer command Control System/ Trung tâm chỉ huy của hệ thống máy vi tính kiểm soát và điều khiển hỗn hợp.

Kết cấu có 3 khối



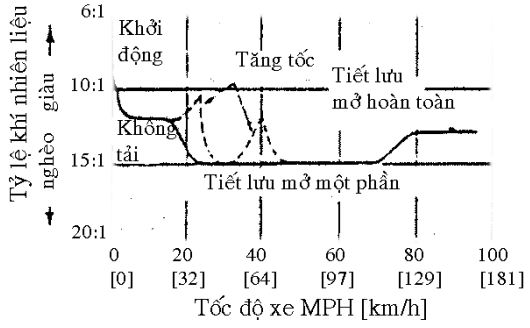
Hình 3-5. Sơ đồ khối hệ thống phun nhiên liệu điều khiển bằng điện tử

3.4. TỈ LỆ NHIÊN LIỆU-KHÍ

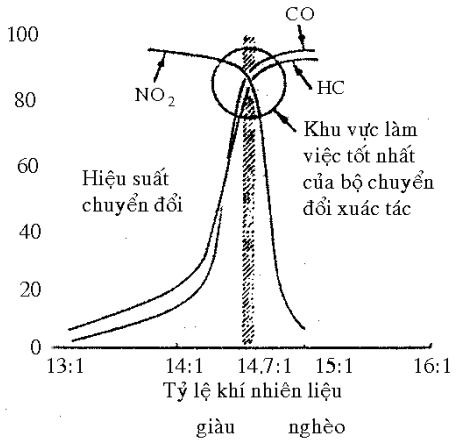
Khi điều kiện hoạt động của động cơ thay đổi thì tỉ lệ nhiên liệu-khí cũng phải thay đổi. Tỉ lệ đó được tính theo tỉ số khối lượng giữa không khí đối với nhiên liệu.

Hình 3-6 cho thấy tỉ lệ nhiên liệu-khí tương ứng với các điều kiện hoạt động khác nhau của động cơ. Khi khởi động, động cơ còn nguội nên hỗn hợp đậm (tỉ lệ 9:1). Khi chạy không tải hỗn hợp nhạt hơn (tỉ lệ khoảng 12:1). Ở tốc độ trung bình tỉ lệ là 15:1. Khi gia tốc để tăng tốc độ thì hỗn hợp trở nên đậm một cách tạm thời (đường gạch gạch).

Mục đích của việc thay đổi tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu-khí là làm cho hỗn hợp dễ cháy luôn luôn đến các xylanh động cơ. Ví dụ, khi động cơ khởi động còn lạnh, hỗn hợp phải rất giàu, vì ở nhiệt độ thấp chỉ có một phần nhiên liệu hoá hơi, nên hỗn hợp giàu mới cung cấp đủ hơi nhiên liệu để tạo nên hỗn hợp dễ cháy cho các xylanh.



Hình 3-6. Bảng tỷ lệ nhiên liệu – khí tiêu biểu tương ứng với các điều kiện hoạt động của động cơ



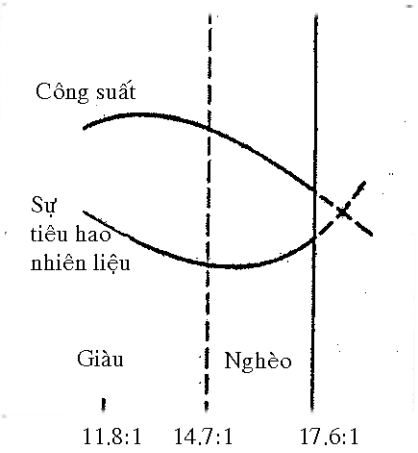
Hình 3-7. Sự liên quan giữa tỷ lệ nhiên liệu – khí và hiệu suất của bộ chuyển đổi xúc tác

3.5. TỈ LỆ HỖN HỢP NHIÊN LIỆU- KHÍ LÍ TƯỞNG

Tỉ lệ hỗn hợp nhiên liệu-khí lí tưởng là 14,7:1 (hình 3-7). Lí tưởng vì tỉ lệ oxy trong không khí với hydrocarbon trong nhiên liệu là thích hợp để tạo ra một sự đốt cháy hoàn toàn nhất. Nếu tỉ lệ thấp hơn (ví dụ 14:1) thì có quá nhiều nhiên liệu để tác dụng với Oxy. Nếu tỉ lệ cao hơn (ví dụ 16:1) thì có quá nhiều oxy.

Duy trì tỉ lệ nhiên liệu-khí ở mức lý tưởng là điều rất quan trọng trong những động cơ có dùng bộ chuyển đổi xúc tác. Bộ chuyển đổi xúc tác sẽ làm việc tốt nhất khi động cơ hoạt động với tỉ lệ nhiên liệu-khí lí tưởng (hình 3-7).

Hầu hết các động cơ có khối điều khiển điện tử (ECM), nó giữ cho tỉ lệ hỗn hợp ở mức lí tưởng.



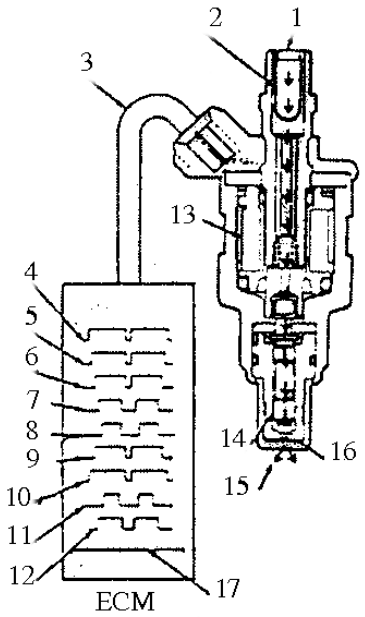
Hỗnh 3.8. Ảnh hưởng độ giàu của hỗn hợp đến cụng suất động cơ và sự tiờu hao nhiờn liệu

3.6. HOẠT ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU

Khối điều khiển điện tử (ECM) điều khiển sự hoạt động của hệ thống nhiên liệu. ECM nhận tín hiệu từ các cảm biến (Sensor), bao gồm:

- Tốc độ động cơ
- Vị trí bướm ga
- Chân không cụm ống nạp hay áp suất tuyệt đối cụm ống nạp (MAP)
- Nhiệt độ của chất làm mát
- Nhiệt độ và số lượng không khí nạp vào động cơ
- Lượng oxy trong khí thải
- Áp suất khí quyển

ECM liên tục nhận các thông tin hay dữ liệu này so sánh với dữ liệu chuẩn lưu trong bộ nhớ của nó, rồi quyết định khi nào mở vòi phun và mở trong bao lâu (hình 3-9). Ví dụ, khi động cơ chạy không tải, ECM chỉ giữ vòi phun mỗi lần mở kéo dài 0,003 giây.



1. Nhiên liệu vào
2. Lưới lọc
3. Các dây dẫn tđến từ ECM
4. Khởi động lạnh
5. Xe chạy không tải (tốc độ nhanh)
6. Xe vận hành ở thời tiết lạnh
7. Xe vận hành ở thời tiết nóng
8. Xe chạy đều đều
9. Tăng tốc lúc ĐC nóng (tiết lưu mở hơn 60%)
10. Tiết lưu mở rộng
11. Tiết lưu đóng
12. Xe chạy không tải lúc nóng
13. Cuộn dây
14. Trục tâm
15. Tia nhiên liệu; 16. Bệ ; 17. 1 vòng quay

Hình 3-9. Khi xung rộng hơn,
vòi phun mở lâu hơn nên lượng nhiên liệu phun ra nhiều hơn

Thời gian ECM phát tín hiệu đến vòi phun để duy trì trạng thái mở của vòi phun gọi là bề rộng xung phun nhiên liệu. Hình 3-9 cho thấy sự liên quan của bề rộng xung và lượng nhiên liệu được phun.

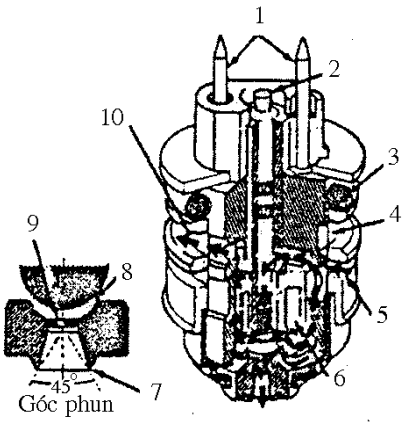
Hệ thống được mô tả trên là hệ thống phun xung. Các vòi phun lúc mở, lúc đóng. Một vài xe ô tô dùng hệ thống phun liên tục (CIS), vòi phun mở thường trực, điều chỉnh lượng nhiên liệu bằng cách thay đổi áp lực đặt vào nhiên liệu.

3.7. CÁC LOẠI VÒI PHUN NHIÊN LIỆU

Có hai loại vòi phun nhiên liệu:

+ Vòi phun được vận hành bằng solenoid

Hình 3-4 mô tả vòi phun dùng solenoid đóng mở kim phun, việc đóng mở được điều hành bởi ECM. Khi mở công tắc máy, solenoid được nối với nguồn điện, solenoid tác động vòi phun mở và nhiên liệu được phun ra. Khi solenoid mất điện, nhiên liệu ngừng phun. Hệ thống phun nhiên liệu PFI và TBI dùng loại vòi phun riêng.



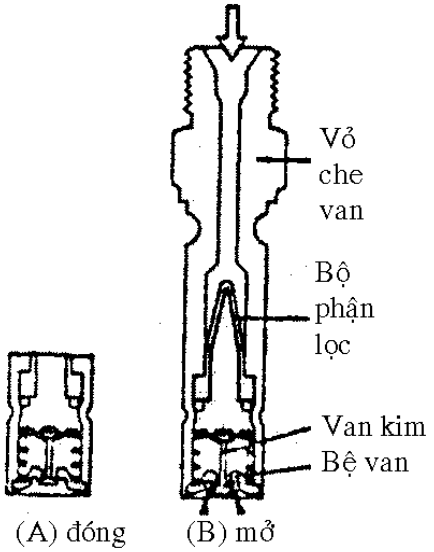
1. Các điện cực
2.Chốt điều chỉnh
3. Vòng O
4. Lưới lọc
5. Ngõ nhiên liệu vào
6. Cuộn Solenoid
7. Đầu phun sắc cạnh
8. Bệ viên bi
9. Đầu phun và lỗ phun (jiclơ)
10. Nhiên liệu trở về.

Hình 3-10. Vòi phun vận hành bằng solenoid dùng van bi

Hình 3-10 là một loại vòi phun khác cũng dùng solenoid. Nhiên liệu đi vào vòi phun ở bên hông của nó. Một van bi điều khiển tia nhiên liệu phun, nó có 6 lỗ nhỏ, mỗi lỗ nhỏ tạo ra các tia phun theo hướng khác nhau nên nhiên liệu phun ra xoáy cuộn, tạo sự hoà trộn với không khí tốt hơn.

+ Vòi phun nhiên liệu kiểu cơ khí

Loại này được dùng trong hệ thống phun nhiên liệu liên tục (CIS). Vòi phun cơ bản là 1 gíclơ cố định có một van kim vận hành bởi áp lực nhiên liệu (hình 3-11). Lượng nhiên liệu phun ra tuỳ thuộc vào áp lực đặt vào nhiên liệu.

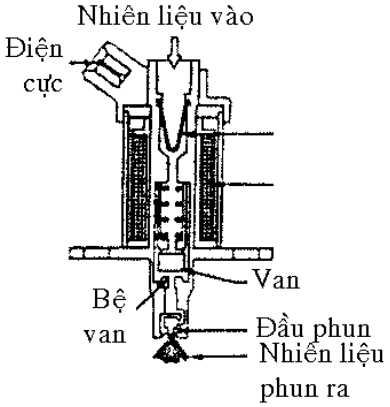


Hình 3-11 cho thấy vị trí đóng mở của van kim. Khi đóng nhiên liệu chảy qua làm cho kim đóng mở một cách nhanh chóng, giúp cho việc tán nhỏ nhiên liệu. Sự giao động của kim đôi khi phát ra tiếng lạch cạch nhỏ. Khi tắt công tắc máy, bơm nhiên liệu ngừng, áp lực nhiên liệu giảm xuống, lò xo đẩy van kim đóng lại, không cho nhiên liệu rò vào cửa nạp.

Hỡnh 3-11. Vũi phun nhiờn liệu kiểu cơ khớ dựng trong hệ thống phun liờn tục

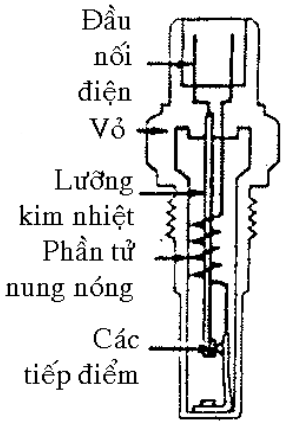
3.8. VAN KHỞI ĐỘNG

Một số động cơ dùng hệ thống phun nhiên liệu điện tử có một van khởi động (hình 3-12), dùng để cung cấp thêm nhiên liệu cho việc khởi động động cơ. Van có cấu tạo được vận hành tương tự như vòi phun dùng solenoid. Một công tác định thời gian theo nhiệt độ (hình 3-13) giới hạn vòi phun nhiên liệu của van, để tránh việc động cơ nhận quá nhiều nhiên liệu. Hình 3-13 cho thấy vị trí của van khởi động và công tác định thời gian theo nhiệt độ trong hệ thống phun nhiên liệu.



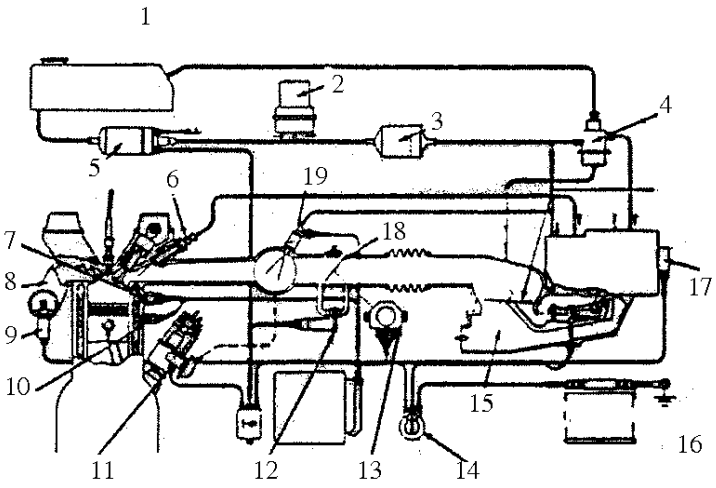
Hình 3-12. Cấu tạo của van khởi động

Công tắc (hình 3-13) có một lưỡng kim nhiệt, một bộ tiếp điểm và một phần tử gia nhiệt (điện trở nung nóng). Khi động cơ lạnh, lưỡng kim nhiệt thẳng, tiếp điểm đóng, khi động cơ quay van khởi động sẽ phun nhiên liệu. Khi động cơ nóng lên, lưỡng kim uốn cong làm tiếp điểm mở ra, làm hở mạch van khởi động, nhiên liệu ngừng phun. Phần tử gia nhiệt làm cho tiếp điểm mở nhanh hơn để giảm thời gian động cơ làm việc với hỗn hợp rất giàu.



Hình 3-13. Công tắc định thời gian theo nhiệt độ cùng với van khởi động

Hầu hết các hệ thống phun nhiên liệu theo kiểu xung không cần dùng van khởi động. Khi động cơ lạnh, ECM sẽ điều khiển để vòi phun mở trong thời gian dài hơn, để phát ra nhiên liệu nhiều hơn tạo nên hỗn hợp giàu cần thiết cho việc khởi động động cơ lạnh.

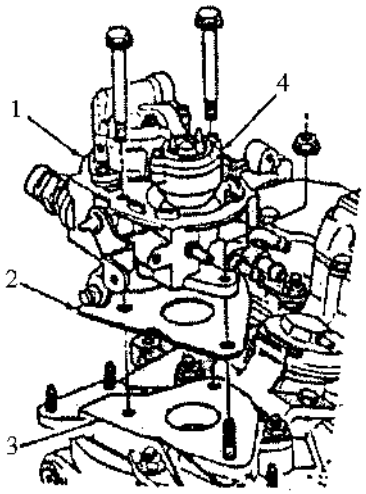


1. Thùng nhiên liệu
2. Bộ tích trữ nhiên liệu
3. Lọc nhiên liệu
4. Bộ điều tiết áp lực sơ cấp
5. Bơm nhiên liệu
6. Vòi phun
7. Công tắc định thời gian theo nhiệt độ
8. Cụm ống thoát
9. Cảm biến
10. Cảm biến nhiệt độ chất làm mát
11. Bộ chia điện
12. Van không khí phụ
13. Công tắc vị trí tiết lưu; 14. Công tắc máy; 15. Đồng hồ lưu lượng không khí; 16. Accu;
17. Bộ phân phối nhiên liệu; 18. Van tiết lưu; 19. Van khởi động lạnh.

Hình 3- 14. Sơ đồ bố trí của hệ thống phun nhiên liệu liên tục Bosch KE

3.9. CẢM BIẾN VỊ TRÍ BƯỚM GA

Khối tiết lưu có bướm ga bên trong, được đặt trong cụm ống nạp (hình 3-15). Bướm ga được nối vơi pedal gia tốc bằng một cơ cấu đòn bẩy. Khi nhấn pedal gia tốc bướm ga sẽ mở, tăng lượng khí nạp vào động cơ.



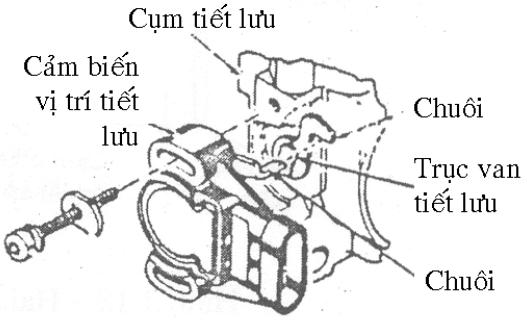
1. Cụm tiết lưu; 2. Đệm;
3. Cụm ống nạp; 4. Vòi phun nhiên liệu.

Hình 3-15. Khối tiết lưu và vòi phun nhiên liệu lắp trên cụm ống nạp

ECM phải luôn luôn biết vị trí bướm ga. ECM phải phối hợp dòng nhiên liệu và dòng khí để đưa vào động cơ hỗn hợp nhiên liệu-khí thích hợp. Để thực hiện việc đó

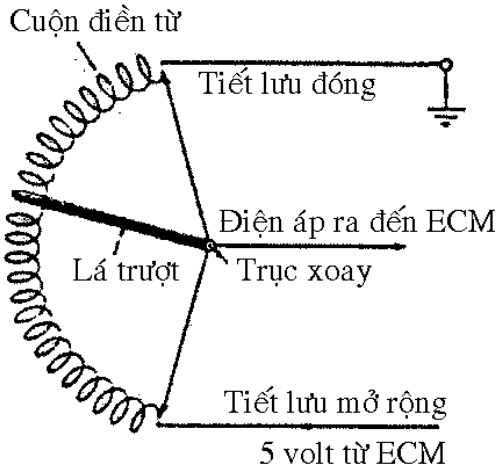
một cảm biến vị trí tiết lưu (TPS) trên khối tiết lưu phải liên tục báo vị trí của bướm ga về ECM.

Cảm biến vị trí bướm ga là một biến trở hay một chiết áp (hình 3-17). Nó có một cuộn điện trở có dạng nửa vòng tròn, một đầu nối masse và đầu kia nối với nguồn điện áp 5V từ ECM, một lá trượt nối với trục xoay của bướm ga trượt trên cuộn dây điện trở. Khi vị trí bướm ga thay đổi, lá trượt trượt trên cuộn điện trở. Nếu bướm ga đóng, lá trượt sẽ ở cuối phía nối masse của cuộn điện trở, chỉ có một tín hiệu điện áp nhỏ gửi tới ECM. Khi bướm ga mở càng rộng thì lá trượt trượt về phía đầu cuộn điện trở nối nguồn 5V càng nhiều. Tín hiệu điện áp gửi đến ECM tăng lên. Độ lớn của tín hiệu điện áp cho ECM biết vị trí của bướm ga.



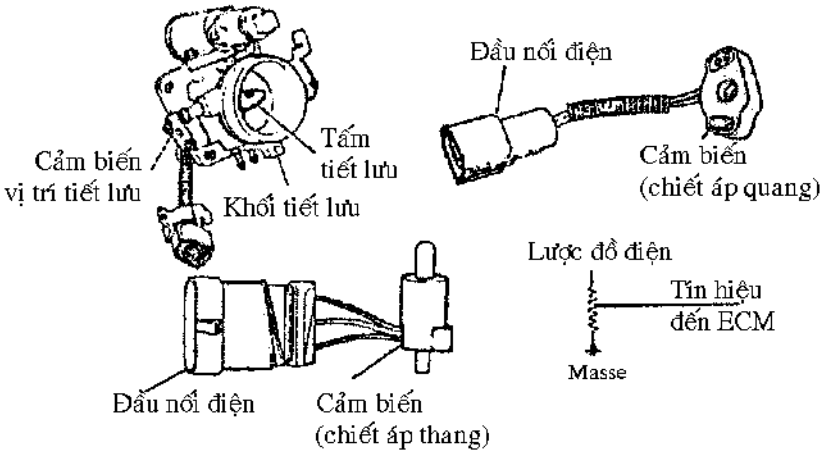
Hỗnh 3-16. Vị trớ của cảm biến, vị trớ của bướm ga trờn khối tiết lưu

Hình 3-18 cho thấy hai loại cảm biến vị trí bướm ga: loại quay và loại thẳng. Loại thẳng có cuộn dây điện trở thẳng, lá trượt chuyển động trượt theo cuộn dây để lấy tín hiệu điện áp (hình 3-18, phía dưới bên phải).



Thay vì dùng một cảm biến, nhiều hệ thống phun nhiên liệu dùng một công tắc để báo vị trí bướm ga (hình 3-14 và hình 3 – 21). Công tắc sẽ phát tín hiệu đến ECM khi bướm ga đóng hoặc mở hoàn toàn.

17. Sơ điện cảm trí của ga, loại



Hình 3- đồ mạch biến, vị bướm xoay

Hình 3 -18. Hai loại cảm biến vị trí bướm ga

3.10. ĐO LƯỜNG LƯU LƯỢNG KHÔNG KHÍ NẠP

Lượng không khí vào cụm ống nạp phải được đo lường chính xác. ECM phải biết những thông tin này để tính toán lượng nhiên liệu cần thiết. Lưu lượng không khí có thể được đo theo các phương pháp.

+ Đo gián tiếp thông qua: vị trí bướm ga, tốc độ động cơ và chân không cụm ống nạp.

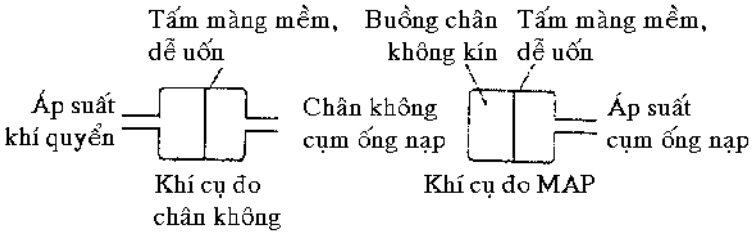
+ Đo trực tiếp bằng van bướm, tấm cảm biến lưu lượng khí, dây dẫn toả nhiệt hoặc màng nhiệt.

3.10.1. Đo chân không cụm ống nạp.

Chân không cụm ống nạp được đo bằng hai cách (hình 3-19).

+ Với khí cụ đo chân không

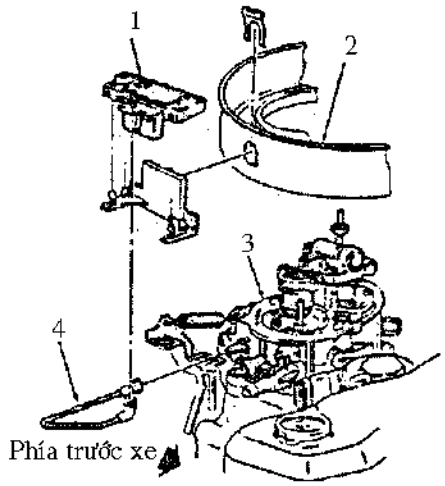
+ Với khí cụ đo áp suất tuyệt đối



Hình 3-19. Sự khác nhau giữa khí cụ đo chân không và khí cụ đo áp suất tuyệt đối của cụm ống

Hai loại khí cụ đo căn bản là giống nhau, cả hai có một màng mềm dễ uốn cong chia bên trong khí cụ thành hai buồng. Sự khác nhau là một buồng của khí cụ đo chân không mở ra khí quyển và áp suất trong cụm ống nạp và đo độ chênh lệch này.

Khí cụ đo áp suất tuyệt đối của cụm ống (MAP) so sánh áp suất thực trong ống với chân không. Vì vậy MAP đo chính xác hơn bởi khí cụ đo chân không so sánh áp



1. Cảm biến MAP; 2. Bộ lọc không khí
3. Khối tiết lưu; 4. Đường ống áp lực

suất trong cụm ống với áp suất khí quyển mà áp suất khí quyển thì thay đổi.

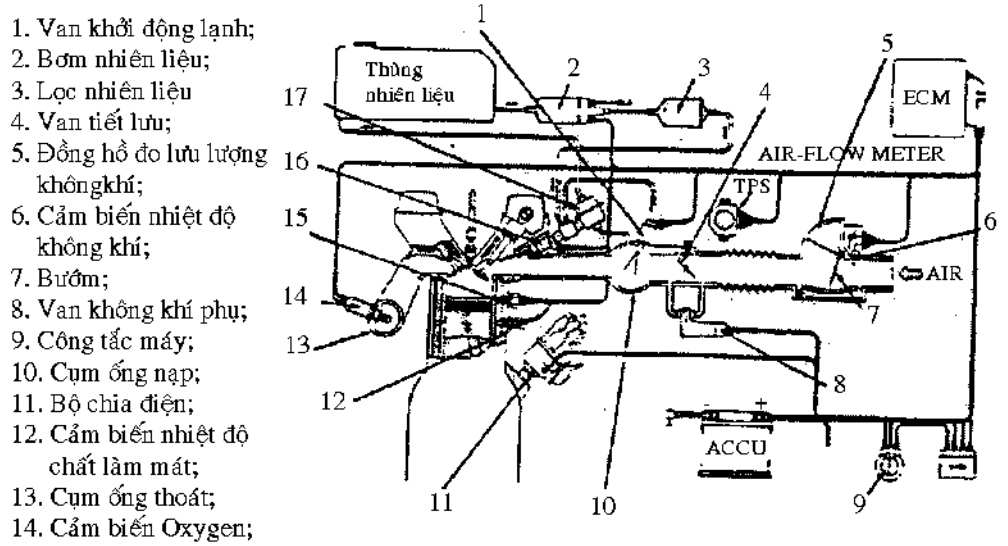
Cấu tạo của các cảm biến chân không, cảm biến áp suất không hoàn toàn giống như các khí cụ đo đã mô tả trên, những cơ bản thì chúng vận hành giống nhau. Hầu hết các hệ thống điều khiển động cơ bằng điện tử có một cảm biến áp suất tuyệt đối trong cụm ống (hình 3-20). Nó cảm biến sự thay đổi đó đến ECM bằng sự thay đổi các tín hiệu điện áp.

3.10.2. Đo lưu lượng không khí trực tiếp

Hỗnh 3- 20. Một cảm biến ỏp suất tuyệt đối của cụm ống nạp được gắn với bộ lọc khụng khớ của động cơ

1. Dùng van bướm

Đo lưu lượng không khí kiểu van bướm được dùng trong một số hệ thống phun nhiên liệu kiểu xung, chẳng hạn như hệ thống Bosch L (hình 3-21). Van bướm được đặt trong đường rãnh nạp khí của đồng hồ. Không khí chảy qua sẽ làm cánh bướm xoay, càng nhiều không khí thì van bướm xoay càng nhiều.



Hình 3- 21. Hệ thống phun nhiên liệu điện tử Bosh L dùng van bướm để đo lưu lượng không khí

Một cảm biến vị trí van bướm làm việc giống như cảm biến vị trí bướm ga loại xoay. Tuỳ thuộc vào vị trí của bướm van, cảm biến sẽ gửi các tín hiệu điện áp khác nhau đến ECM. Điều này sẽ cho ECM biết có bao nhiêu không khí đang đi qua van, khi đó ECM sẽ điều chỉnh lượng nhiên liệu phối hợp.

2. Dùng tấm cảm biến lưu lượng không khí

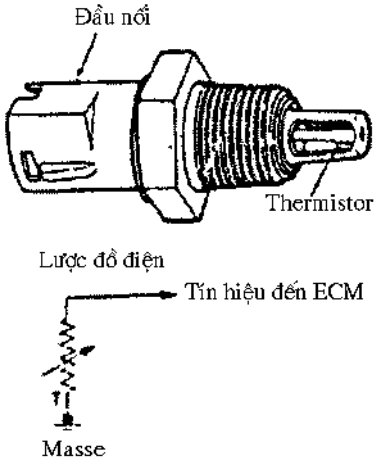
Tấm cảm biến được dùng trong hệ thống phun nhiên liệu liên tục kiểu cơ khí (hình 3-14). Nó được đặt trên đường rãnh nạp khí của đồng hồ. Khi lưu lượng không khí gia tăng, tấm cảm biến sẽ chuyển động lên cao hơn, làm cho trụ trượt điều khiển trong bộ phận phân phối nhiên liệu được nâng lên cho phép nhiều nhiên liệu chảy đến các vòi phun, để có thêm nhiên liệu phối hợp với lượng không khí gia tăng.

3. Dùng dây toả nhiệt

Một dây bạch kim (platinum) được đặt trên đường nạp khí. Dây được làm nóng bằng cách cho một dòng điện chạy qua nó. Tuy nhiên khi không khí đi qua sẽ làm nguội dây bạch kim, càng nhiều không khí đi qua thì dây bạch kim mất nhiệt càng nhiều. Để giữ cho dây bạch kim ở nhiệt độ nhất định thì phải điều chỉnh dòng điện qua nó. Dựa vào sự thay đổi của dòng điện ECM sẽ biết được lưu lượng khí chảy qua.

4. Dùng màng nhiệt

Màng nhiệt là một lưới Niken được phủ một vật liệu chịu nhiệt cao (hình 3-22). Dòng điện chảy qua màng nung nóng nó. Khi không khí chảy qua màng làm nó nguội đi. Giống như dây toả nhiệt, để giữ cho màng ở một nhiệt độ nhất định phải điều chỉnh dòng điện đi qua nó, lượng thay đổi của dòng điện sẽ cho biết lượng không khí chảy qua.

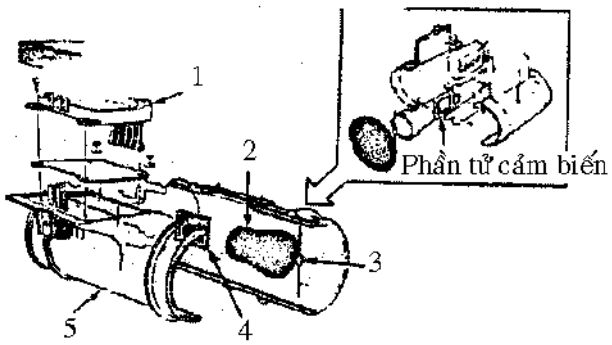


Hình 3-22. Cảm biến nhiệt độ không khí và cảm biến lưu lượng khí

3.11. CẢM BIẾN ÁP SUẤT KHÍ QUYỂN VÀ CẢM BIẾN NHIỆT ĐỘ KHÔNG KHÍ

Sự thay đổi áp suất khí quyển và nhiệt độ sẽ làm thay đổi tỉ trọng không khí. Không khí nóng và áp suất khí quyển thấp thì ít dày đặc, nghĩa là nó chứa ít oxy so với một thể tích không khí tương tự mà có nhiệt độ thấp và áp suất khí quyển cao hơn.

1. Khối điện tử;
2. Ống không khí mẫu;
3. Cảm biến nhiệt độ không khí;
4. Cảm biến lưu lượng khí dùng nhiệt;
5. Ống dẫn không khí.



Hình 3. 23. Cảm biến nhiệt độ không khí

Khi lượng oxy vào động cơ thay đổi thì cũng phải thay đổi lượng nhiên liệu đưa vào động cơ. Cảm biến áp suất khí quyển, còn được gọi là BARO sensor, nó tương tự như cảm biến áp suất tuyệt đối cụm ống (MAP sensor). Tuy nhiên, BARO sensor đo áp suất khí quyển còn MAP sensor đo áp suất tuyệt đối cụm ống.

Cảm biến nhiệt độ không khí là một nhiệt điện trở (thermisstor), điện trở của nó giảm khi nhiệt độ tăng. Hình 3-21 cho thấy vị trí của nó trên đồng hồ lưu lượng không khí dùng van bướm.

Cả hai cảm biến gửi tín hiệu điện áp thay đổi đến ECM. Vì vậy ECM biết được áp suất khí quyển và nhiệt độ không khí.

3.12. CẢM BIẾN NHIỆT ĐỘ CHẤT LÀM MÁT

Cảm biến nhiệt độ chất làm mát (CTS) là một nhiệt điện trở, nó báo thường xuyên nhiệt độ của dung dịch làm mát động cơ về ECM (hình 3-21) dưới dạng các tín hiệu điện áp thay đổi. Nếu nhiệt độ chất làm mát thấp, ECM phát tín hiệu điều khiển hệ thống định lượng nhiên liệu cung cấp thêm nhiên liệu để động cơ có thể làm việc ở tình trạng lạnh. ECM cũng có thể thay đổi thời điểm đánh lửa để thích hợp với nhiệt độ động cơ.

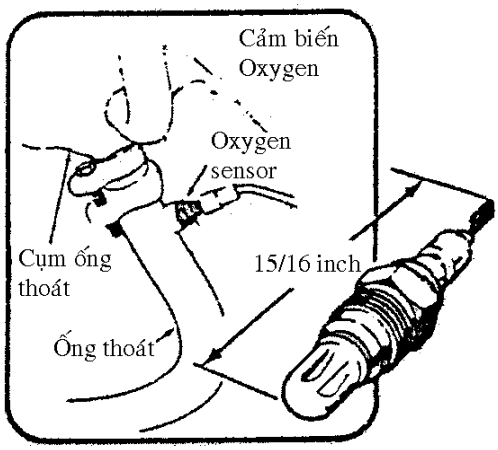
Hầu hết các động cơ đặt ngang dùng một quạt điện để làm mát động cơ. Khi động cơ lạnh, sự làm mát không cần thiết, quạt phải ngừng. Khi động cơ nóng, quạt điện phải hoạt động, ECM điều khiển việc đóng mở quạt điện thông qua tín hiệu nhận từ cảm biến nhiệt độ chất làm mát.

3.13. CẢM BIẾN OXY

Cảm biến oxy được đặt trên cụm ống thải (hình 3-24). Nó đo lượng oxy trong khí thải. Cảm biến oxy có kích thước như bugi và nó sẽ tạo ra một điện áp nhỏ khi nó đặt ở nơi có oxy. Điện áp sẽ thay đổi tuỳ theo lượng oxy và tín hiệu này sẽ được gửi tới ECM. Cảm biến oxy trong khí thải thường tạo ra điện áp từ 0,15V ÷1,3V. Khi điện áp gần tới 0,45V thì tỉ số nhiên liệu-khí gần với tỉ số lí tưởng (14,7:1). Nếu điện áp cao hơn 0,45V thì lượng oxy cao, tỉ lệ nhiên liệu-khí nghèo.

Điện áp thay đổi báo cho ECM biết hỗn hợp nhiên liệu-khí giàu hay nghèo. Khi đó ECM sẽ điều chỉnh chu kỳ làm việc của các vòi phun, làm cho vòi phun mở lâu hơn hay ngắn hơn, để điều chỉnh độ giàu nghèo của hỗn hợp.

Cảm biến oxy chỉ làm việc khi nhiệt độ của nó nằm trong khoảng 200^0C đến 800^0C, cảm biến sẽ phát ra tín hiệu điện áp khi động cơ lạnh. Như vậy trong suốt quá trình động cơ ấm lên, ECM sẽ không nhận được tín



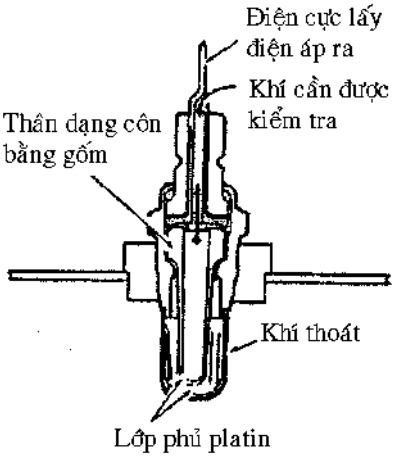
Hỗnh 3-24. Cấu tạo và hoạt động của cảm biến oxy

hiệu từ cảm biến oxy. Lúc này động cơ có thể nhận một hỗn hợp nhiên liệu-khí giàu, sẽ gây ra ô nhiễm thái quá trong khí thải. Để rút ngắn thời gian đạt tới nhiệt độ làm việc, nhiều cảm biến oxy có một phần tử nung nóng bằng điện bên trong.

3.14. CẢM BIẾN TỐC ĐỘ ĐỘNG CƠ

Thường là một cảm biến vị trí trục khuỷu. Nó sẽ báo cho ECM biết tốc độ quay của trục khuỷu. Từ những thông tin này, ECM sẽ điều khiển nhiên liệu, đánh lửa và chuyển đổi số (trong hộp số tự động điều khiển bằng điện tử).

Cảm biến vị trí trục khuỷu là "cảm biến hiệu ứng Hall" hoặc cảm biến từ tính. Hình 3-25 cho thấy một công tắc Hall được dùng như một cảm biến tốc độ động cơ trên động cơ V-6.



Hình 3-25. Hoạt động của cụng tắc hiệu ứng Hall

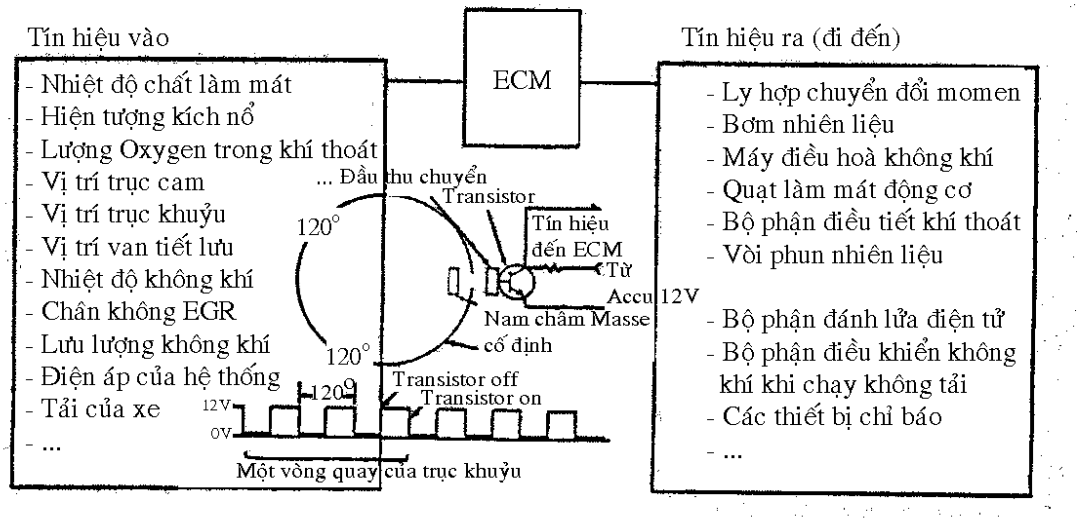
Để xác định tốc độ trục khuỷu ECM đếm số vòng quay của trục khuỷu trong một giây. Trên bộ giảm rung (bộ cân bằng) của trục khuỷu có ba cánh, khi các cánh này đi qua khoảng giữa nam châm vĩnh cửu và đầu thụ chuyển (đầu thụ chuyển là một thiết bị nhận tín hiệu vào dưới dạng này và biến đổi để đưa ra tín hiệu dạng khác), từ trường tác động lên đầu thụ chuyển mất đi, khi cánh đi qua khỏi vị trí nam châm và đầu thụ chuyển thì từ trường lại xuất hiện trên đầu thụ chuyển. Điều này làm cho transistor đóng, ngắt làm cho tín hiệu điện áp đến ECM thay đổi từ dưới 1V đến 12V. ECM sẽ tính các xung điện áp này để xác định tốc độ quay của trục khuỷu.

3.15. CÁC BỘ PHẬN TÁC ĐỘNG

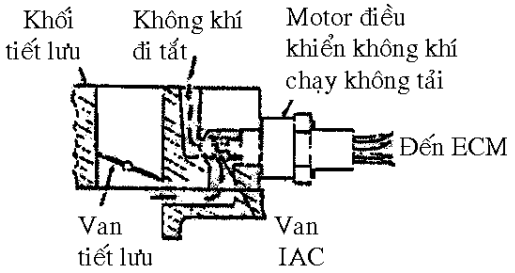
3.15.1. Mục đích của các bộ phận tác động

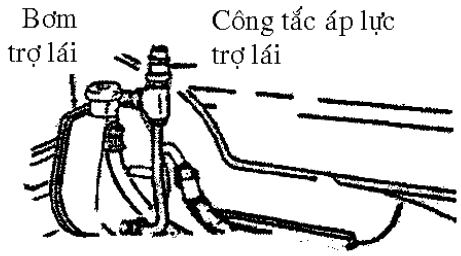
Các bộ phận cảm biến (sensor) chuyển các thông tin đến ECM, ECM thực hiện các quyết định rồi gửi các lệnh điều khiển đến các bộ phận tác động khác nhau.

Bộ phận tác động là các thiết bị chuyển đổi tín hiệu điện từ ECM gửi đến thành sự chuyển động cơ khí. Hình 3-26 cho thấy các tín hiệu vào và ra của ECM. Tín hiệu ra của ECM đến các bộ phận tác động để vận hành các chuyển động, các van và các thiết bị khác.



Hình 3-26. Các tín hiệu vào ra của EMC trong hệ thống phun nhiên liệu điện tử





Hình 3-27. Hoạt động của Motor điều khiển không khí khi chạy không tải	*Hình 3-28. Công tắc áp lực của hệ thống trợ lái*

3.15.2. Van điều khiển không khí khi chạy không tải (IAC)

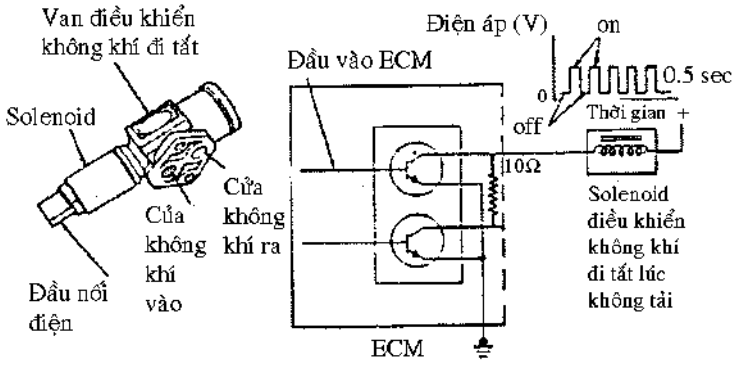
Van điều khiển không khí chạy không tải (hình 3-27) có nhiệm vụ giữ cho tốc độ không tải đều và tránh cho động cơ không bị chết máy khi tăng tải đột ngột.

Ví dụ, khi xe có hệ thống lái trợ lực đang đậu mà tài xế xoay vô lăng sẽ tạo ra một áp suất thủy lực cao trong hệ thống lái. Điều này sẽ làm cho động cơ chịu một tải nặng tức thời (trong thời gian ngắn) có thể làm động cơ chết máy. Tuy nhiên, áp suất thuỷ lực cao tác động đến công tắc áp lực của hệ thống trợ lái (hình 3-28), nó gửi tín hiệu đến "motor điều khiển không khí lúc không tải" để mở van IAC, vì vậy, sẽ có không khí đi vòng phía ngoài bướm ga (hình 3-27.). Cùng lúc đó, ECM sẽ cho phép các vòi phun phun ra nhiều nhiên liệu để phối hợp với lượng không khí thêm này.

ECM cũng nhận tín hiệu từ các cảm biến vị trí bướm ga, tốc độ động cơ, chân không cụm ống nạp, nhiệt độ chất làm mát. ECM cũng dùng những tín hiệu này để tính toán có bao nhiêu không khí cần đi tắt (không qua bướm ga). Ví dụ, khi động cơ lạnh có thể chết máy với tốc độ không tải chậm, ECM sẽ điều khiển để van IAC cho phép

không khí đi tắt qua nhiều. Vì vậy động cơ sẽ đạt tốc độ không tải cao. Khi động cơ nóng lên, ECM sẽ giảm lượng khí đi tắt, động cơ trở lại chạy không tải với tốc độ chậm.

Có hai loại van IAC: loại có van hình côn như hình 3-27 có độ mở khác nhau sẽ cho không khí qua nhiều hay ít. Loại khác là một van kim (hình 3-29), van mở và đóng trong khoảng thời gian 1/2 giây theo lệnh từ ECM. Nếu cần nhiều không khí hơn thì thời gian mở van có thể kéo dài hơn.



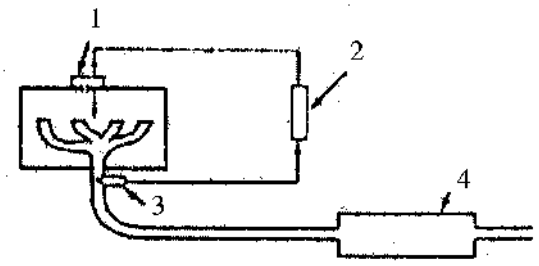
Hình 3-29. Van IAC được điều khiển bởi solenoid

3.16. CÁC HỆ THỐNG PHUN NHIÊN LIỆU

Như đã nói ở các phần trên, có ba hệ thống phun nhiên liệu cơ bản là TBI, PFI và CIS. Phần tiếp theo chúng ta sẽ nghiên cứu các hệ thống phun nhiên liệu của một số hãng xe ôtô.

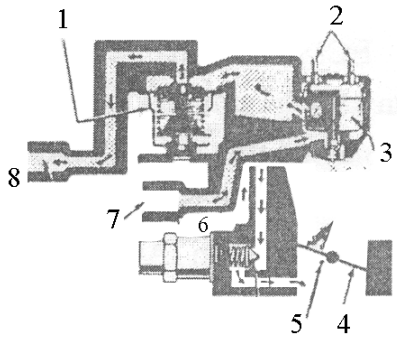
3.16.1. Hệ thống TBI của General Motors

Hình 3-30 là hệ thống phun nhiên liệu TBI được hãng General Motors sử dụng (gọi tắt là TBI-GM). Hình 3-31 là hoạt động của một hệ thống TBI-GM tiêu biểu. Trên một động cơ thẳng hàng, một vòi phun nhiên liệu cung cấp cho tất cả các xylanh. Một bộ điều tiết áp lực giữ cho áp lực của nhiên liệu đến các vòi phun một cách thích hợp. Hệ thống cũng dùng một van điều khiển không khí chạy không tải và một cảm biết vị trí bướm ga.



1. Cụm phun – tiết lưu
2. Khối điều khiển điện tử
3. Cảm biến Oxygen
4. Bộ chuyển đổi xúc tác

Hình 3-30. Sơ đồ khối của hệ thống TBI

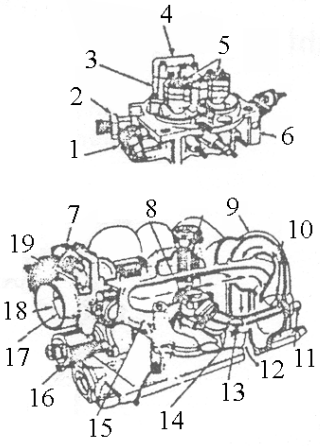


1. Bộ điều khiển áp lực
2. Các điểm cực
3. Vòi phun nhiên liệu
4. Van tiết lưu
5. Van điều khiển không khí không tải
6. Khí vào
7. Nhiên liệu cung cấp
8. Nhiên liệu trở về

Hình 3-31. Hoạt động của hệ thống TBI – GM tiêu biểu

Hình 3-32 cho thấy một hệ thống phun nhiên lệu kiểu PFI dùng với các động cơ V-6 của General Motors. Hệ thống này chỉ dùng một vòi phun vận hành bởi solenoid, được đặt trong cụm ống nạp. Khi vòi phun mở nó chuyển nhiên liệu thông qua 6 ống nylon đến các van phun cơ khí ở mỗi xupáp nạp. Điều này tạo ra việc phun ở các vòi phun xảy ra đồng thời.

1. Cảm biến vị trí tiết lưu
2. Van IAC
3. Thân đồng hồ nhiên liệu
4. Nhiên lệu
5. Vòi phun nhiên liệu
6. Khối tiết lưu
7. VanIAC
8. Vòi phun nhiênliệu trung tâm
9. Đường dẫn
10. Đường nhiên liệu về
11. Đường nhiên liệu vào
12. Đến cổng nạp
13. Van phun
14. Các ống nylon
15. Cụm ống nạp
16. Van EGR
17. Van tiết lưu
18. Không khí nạp
19. Không khí đi tắt qua van IAC

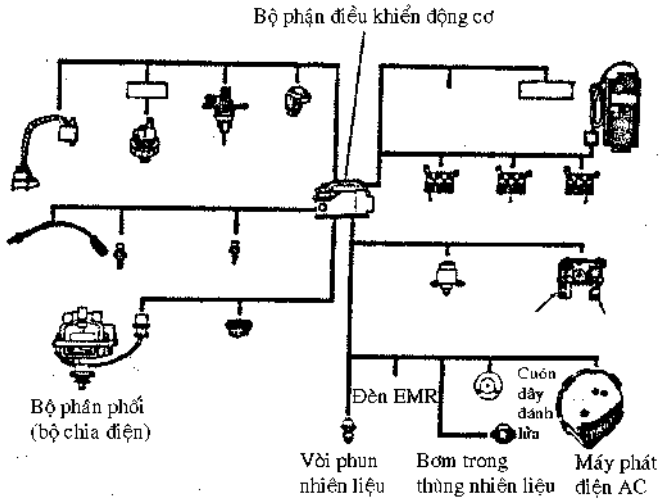


Hình 3-32. Một hệ thống PFI- ,
một vòi phun trung tâm chuyển nhiên liệu đến 6 van phun

3.16.2. Hệ thống TBI của Chrysler

Hệ thống TBI của Chrysler (hình 3-33) làm việc giống như các hệ thống khác. Trên các động cơ đầu tiên của hãng Chrysler, các công việc điều khiển động cơ được

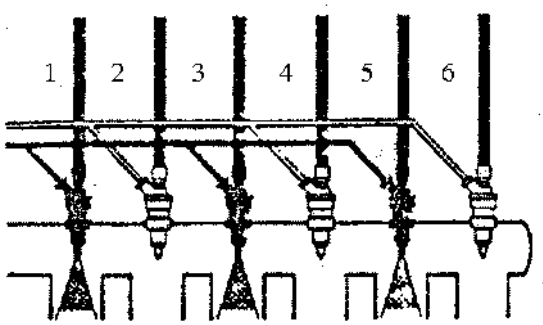
thực hiện bởi hai bộ phận riêng biệt: khối công suất và khối logic. Những động cơ sản xuất sau này có cùng chung một khối điều khiển (hình 3-33).



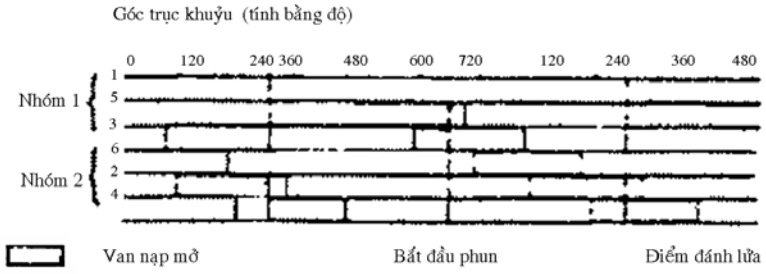
Hình 3-33. Hệ thống TBI với bộ điều khiển động cơ đơn

3.16.3. Phân phối thời gian phun nhiên liệu trong hệ thống PFI

Có một số cách phân phối thời gian phun nhiên liệu của hệ thống PFI (mỗi cổng nạp có một vòi phun).



Hình 3-34 . Hệ thống PFI trên động cơ 6 xylanh, các vòi phun được chia thành 2 nhóm



Hình 3-35. Phân phối thời gian phun nhiên liệu
của 2 nhóm vòi phun trong hệ thống PFI của động cơ 6 xylanh.

Tất cả các vòi phun mở cùng một lúc, mở một lần trong mỗi vòng quay của trục khuỷu. Như vậy, xupáp nạp mở một lần thì vòi phun mở hai lần. Một số hệ thống thì có một nửa các vòi phun mở cùng một lúc (hình 3-34 và hình 3-35). Loại này được gọi là "phun nhóm". Một số hệ thống khác thì mỗi vòi phun mở một cách riêng rẽ theo sự đốt cháy (hình 3-36). Cách phun này phát ra nhiên liệu chính xác nhất, tính năng động cơ tốt nhất và giảm thải độc hại tối thiểu.

3.17. SO SÁNH HỆ THỐNG EFI (EGI) VÀ BỘ CHẾ HOÀ KHÍ

EFI (hê thống phun xăng điện tử) là hệ thống cung cấp lượng nhiên liệu cần thiết cho động cơ có chức năng tương tự như bộ chế hoà khí. Hệ thống EFI bao gồm các cảm biến nhằm xác định chính xác chế độ làm việc của động cơ, bộ xử lý điện tử (ECU) tính toán lượng nhiên liệu cần thiết và các vòi phun. Hệ thống EFI bao gồm các hệ thống chính sau:

Tên hệ thống	Chức năng	Chi tiết chính
(1)	(2)	(3)
Hệ thống nạp (Intake air system)	1. Cung cấp lượng không khí cần thiết để hoà trộn với nhiên liệu cung cấp cho động cơ. 2. Đo chính xác lượng không khí cung cấp cho động cơ và gửi tín hiệu này tới ECU.	Lọc gió, cảm biến lượng khí nạp, bướm ga và thân bướm ga, van không khí.
(1)	(2)	(3)
Hệ thống nhiên liệu (Fuel System)	1. Nhiên liệu từ bình chứa được cung cấp tới các vòi phun dưới một giá trị áp suất nhất định nhờ bơm xăng và bộ điều chỉnh áp suất. 2. Các vòi phun nhận tín hiệu từ ECU, phun lượng nhiên liệu cần thiết vào buồng cháy của động cơ.	1. Bơm xăng, lọc xăng, bộ điều chỉnh áp suất đường ống phân phối nhiên liệu. 2. Các vòi phun.
Hệ thống điều khiển (Control System)	1. Dựa trên tín hiệu nhận được từ các cảm biến, ECU tính toán lượng nhiên liệu chính xác cần thiết cho động cơ, tuỳ thuộc vào chế độ làm việc của động cơ, từ đó, tín hiệu phun được gửi tới các vòi phun. 2. Bơm xăng được điều khiển điện tử, do đó bơm sẽ không làm việc khi động cơ không chạy, ngay cả khi khoá điện bật ON, và chỉ làm việc khi khởi động động cơ hoặc khi động cơ	1. ECU, Rơ le chính, cảm biến nhiệt độ khí nạp. Cảm biến nhiệt độ nước làm mát, Công tắc bàn đạp côn, công tắc số mo của hộp số, cuộn đánh lửa, bộ chia điện. 2. Rơ le bơm xăng

	chạy. 3. Điều khiển chế độ làm việc của động cơ nhằm giảm lượng khí thải độc hại như CO, HC, NO_x.	(màu xanh trong hộp rơ le chính).
Hệ thống điều khiển tốc độ không tải (ISC system)	Để duy trì tốc độ không tải của động cơ trong các điều kiện cụ thể khác nhau, ECU nhận tín hiệu từ các cảm biến và gửi tín hiệu điều khiển tới van ISC để cung cấp lượng không khí nhất định đưa vào động cơ.	ISC van, van không khí (BAC), công tắc không tải.
Hệ thống bù ga (Idle Up System)	Trong trường hợp động cơ ở số vòng quay không tải nếu tăng tải trọng phụ của động cơ như bơm trợ lực tay lái, máy nén điều hoà... một lượng không khí nhất định sẽ được cung cấp thêm vào động cơ đồng thời với việc tăng lượng nhiên liệu phun.	Cảm biến áp suất dầu trợ lực tay lái, công tắc điều hoà.
Hệ thống điều khiển đánh lửa điện tử (ESA system)	Tín hiệu đánh lửa được gửi tới cuộn dây đánh lửa từ ECU. Theo các chế độ làm việc khác nhau của động cơ, góc đánh lửa sớm có thể thay đổi từ 6-24 độ.	Cuộn đánh lửa, bộ điều khiển đánh lửa được bố trí bên trong bộ chia điện.

Để hiểu rõ về nguyên lý hoạt động của hệ thống EFI minh hoạ dưới đây so sánh những điểm giống và khác nhau cơ bản giữa EFI và bộ chế hoà khí.

Bộ chế hoà khí

Lượng nhiên liệu cần thiết được cung cấp vào động cơ được xác định bởi đường kính của giclơ chính và độ chân không được tạo ra bởi họng khuếch tán. Ngoài ra, trong bộ chế hoà khí còn có các hệ thống phụ như bơm tăng tốc, gíclơ không tải... để cung cấp nhiên liệu cho động cơ tuỳ thuộc vào các chế độ làm việc khác nhau của động cơ.

Hệ thống EFI

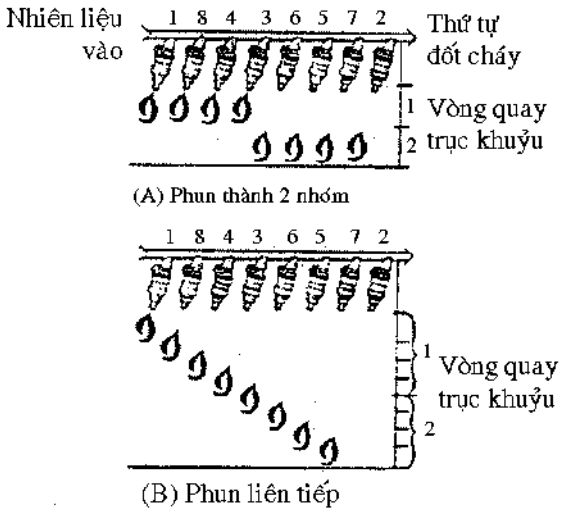
Lượng nhiên liệu cần thiết được cung cấp vào động cơ tuỳ thuộc vào thời gian phun của vòi phun (cỡ 5-50/100 giây). ECU dựa trên hai thông số cơ bản là số vòng quay động cơ và lượng không khí nạp để tính toán và gửi tín hiệu điều khiển tới các vòi phun.

Trong hệ thống EFI nhiều cảm biến khác nhau được sử dụng để xác định điều kiện làm việc của động cơ và gửi tín hiệu tới ECU, từ đó lượng nhiên liệu và không khí chính xác được cung cấp vào động cơ nhằm đạt được tỷ số nhiên liệu/ không khí hợp lý.

So sánh với bộ chế hoà khí, động cơ EFI có hai ưu điểm cơ bản sau:

- Thứ nhất, đặc tính cung cấp nhiên liệu của bộ chế hoà khí phụ thuộc vào kết cấu họng khuếch tán và đường kính giclơ. Do đó, nhiên liệu được cung cấp vào động cơ có thể không phù hợp với những thay đổi nhỏ diễn ra trong khoảng thời gian ngắn khi động cơ làm việc. Trong khi đó hệ thống EFI dựa vào các tín hiệu thu được từ các cảm biến có thể xác định chính xác điều kiện làm việc cụ thể của động cơ để điều khiển các vòi phun cung cấp một lượng nhiên liệu phù hợp.

- Không gặp phải sức cản như của họng khuếch tán như chế hoà khí, do đó tăng được một phần công suất ra của động cơ.



Hình 3-36. Nhiên liệu phót ra từ cỏch phun chia thành 2 nhúm so với cỏch phun theo trỡnh tự

Các ưu điểm của hệ thống EFI:

+ Hệ số cặn bẩn trên đường nạp thấp

+ α đồng đều giữa các xylanh

+ Cháy lý tưởng ít khí độc hại và tiệt kiệm xăng 10-16%

+ Tăng hệ số nạp.

+ Hoạt động tốt trong mọi điều kiện khai thác (lên xuống dốc, quay vòng xe...).

Các nhược điểm:

+ Cấu tạo phức tạp, yêu cầu khắt khe với nhiên liệu/xăng và không khí phải được lọc tốt.

+ Yêu cầu cao về bảo dưỡng và sửa chữa, đòi hỏi chuyên môn cao.

+ Giá thành chế tạo đắt.

CHƯƠNG 4
HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

4.1. QUÁ TRÌNH TẠO HỖN HỢP TRONG ĐỘNG CƠ DIESEL

Điều kiện tạo thành hỗn hợp trong động cơ có bộ chế hoà khí và động cơ diesel khác nhau rất nhiều.

Khi động cơ có bộ chế hoà khí làm việc, sự tạo thành hỗn hợp bắt đầu ở bộ phận khuếch tán của bộ chế hoà khí kéo dài theo các ống dẫn và xupáp và cả trong quá trình nén hỗn hợp. Các xoáy tạo thành trong quá trình nạp và nén tạo thuận lợi cho việc phun tơi, trộn lẫn các hạt nhiên liệu và không khí làm chúng bốc hơi.

Nhờ các loại nhiên liệu nhẹ có các tính chất lý hoá cao, đồng thời khoảng thời gian tạo thành hỗn hợp kéo dài và điều kiện tạo thành hỗn hợp thuận lợi hơn của các động cơ có bộ hoà khí, đến lúc cháy hỗn hợp nạp sẽ là một hỗn hợp đồng đều của không khí và các hạt nhiên liệu. Khi hỗn hợp của nhiên liệu và không khí đồng đều thì khả năng sử dụng oxy của không khí sẽ cực đại, điều đó thuận lợi để đạt được công suất thể tích cao và trọng lượng riêng của động cơ thấp.

Ở động cơ diesel do nhiệt độ tăng cao khi nén khí nạp mới, nhiên liệu được cung cấp khi pistong ở vị trí gần điểm chết trên, như thế sẽ rút ngắn thời kỳ chuẩn bị hỗn hợp. Do đó điều kiện làm việc của động cơ diesel (với cùng số vòng quay) kém thuận lợi hơn ở động cơ có bộ chế hoà khí về phương diện tính chất nhiên liệu cũng như về phương diện thời gian.

Ví dụ: Khi động cơ có bộ chế hoà khí bốn kỳ làm việc với số vòng quay 2000v/phút. Thời gian tạo thành hỗn hợp vào khoảng 1/40 giây, còn thời gian tạo thành hỗn hợp ở động cơ diesel sẽ nhỏ hơn khoảng 10 lần. Để làm giảm hiện tượng cháy không hoàn toàn, các động cơ diesel thường làm việc với hệ số dư không khí cao. Điều đó sẽ dẫn đến kết quả là trong quá trình đốt cháy một số lượng không khí làm nóng lên trong xylanh của động cơ sẽ không tham gia vào sự đốt cháy bị thải ra ngoài khí quyển, như thế sẽ làm giảm p_e, công suất thể tích của động cơ và làm việc cứng.

Khi quan sát quá trình cháy người ta thấy rằng nhiên liệu được phun vào buồng cháy chỉ bốc cháy sau một thời gian nào đó (thời gian cháy trễ), việc rút ngắn khoảng thời gian đó rất cần thiết. Khoảng thời gian đó phụ thuộc vào tính chất của nhiên liệu cũng như mức độ hoàn hảo của việc chuẩn bị hỗn hợp.

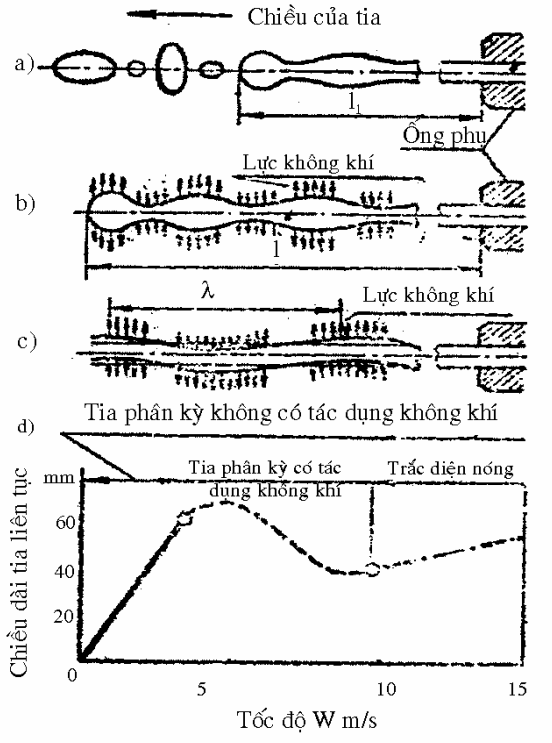
Để rút ngắn thời gian cháy trễ cần phải làm sao cho nhiệt độ của các hạt nhiên liệu trong không khí nhanh chóng tăng đến nhiệt độ tự cháy. Cường độ truyền nhiệt từ không khí đến các hạt nhiên liệu phụ thuộc vào nhiệt độ không khí và mặt truyền nhiệt từ không khí đến nhiên liệu được phun vào.

Với chất lượng phun tơi thấp và nhiên liệu phân phối không đều trong không khí thì chỉ có nhiệt lượng của một phần không khí nằm trong buồng cháy được dùng để hâm nóng nhiên liệu.

Từ đó ta thấy rằng việc rút ngắn thời kỳ cháy trễ sẽ thực hiện được với điều kiện nhiên liệu được phun hết sức tơi và các hạt nhiên liệu được trộn đều với không khí.

Vấn đề phun tơi nhiên liệu bằng vòi phun có liên quan tới hàng loạt công trình của các nhà nghiên cứu trong và ngoài nước. Trong các công trình đó người ta đã nghiên cứu ảnh hưởng của các tính chất lý học của nhiên liệu, tốc độ nhiên liệu khi phun, hình dạng lỗ của vòi phun, tỷ trọng không khí và các yếu tố khác.

Khi độ nhớt động học của nhiên liệu giảm thì thời điểm bắt đầu vỡ của tia nhiên liệu sẽ đến sớm hơn. Nguyên nhân của sự tan vỡ là do có những truyền động xoáy cuộn trong tia nhiên liệu được phun ra mà cường độ của những chuyền đồng đó sẽ tăng lên khi nhiệt động học giảm.



Hình 4-1. Sơ đồ quá trình tan thành hạt của tia nhiên liệu

Kết quả nghiên cứu cho ta thấy cường độ của các chuyển động xoáy kích thích trong tia nhiên liệu phụ thuộc vào cấu tạo, kích thước và trình độ chế tạo bộ phận lỗ phun của vòi phun.

Sự tan vỡ làm cho tia nhiên liệu biến dạng khác với dạng hình trụ khi nhiên liệu chảy ra khỏi ống phun. Hiện tượng nhiên liệu biến dạng khác đi với dạng hình trụ có thể giải thích vì dạng của tiết diện ống phun sai khác đi so với dạng chế tạo. Trong nhiên liệu có những bọt khí, có các hạt bụi nhỏ. Tác dụng của không khí tia hình sóng, tia nhiên liệu sẽ nhanh chóng mất hình bao đều đặn và phân thành những tia rất nhỏ. Khi tăng tốc độ lên nữa, thì tia nhiên liệu chảy ra sẽ biến thành một chùm các hạt nhiên liệu nhỏ (bụi nhiên liệu) ngay từ lỗ phun.

Trong số tất cả các giai đoạn tan vỡ của tia nhiên liệu kể trên thì giai đoạn sau cùng tức là giai đoạn phun tơi có một lợi ích thực tế, vì rằng chỉ có giai đoạn đó mới tạo điều kiện tạo thành hỗn hợp tốt.

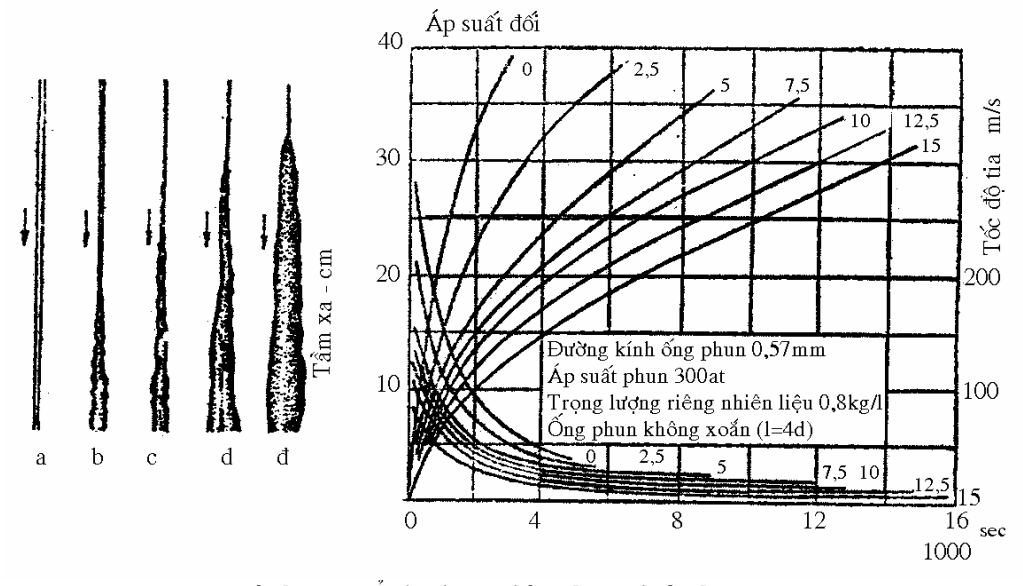
Cần chú ý rằng sự tan vỡ của tia và thời điểm chuyển biến thành chùm hạt sẽ chậm lại khi độ nhớt của nhiên liệu tăng lên. Khi áp suất của môi trường trong đó nhiên liệu được phun vào tăng lên (với cùng một độ chênh lệch về áp suất) thì sự tan vỡ của nhiên liệu sẽ tăng lên nhanh.

Hình 4-2 là ảnh chụp của tia nhiên liệu khi phun: a-trong chân không; b,c,d chống lại các áp suất tương ứng bằng 1,4;7,7; 15; 5at.

Trong trường hợp sự phun nhiên liệu được thực hiện với độ chênh lệch áp suất bằng 17,6at. Góc của chùm hạt nhiên liệu phụ thuộc vào kích thước và hình dạng lỗ phun, tốc độ chảy và do đó áp suất phun phụ thuộc vào áp suất trong buồng cháy và các chỉ số của nhiên liệu.

Theo các số liệu thí nghiệm khi tăng áp suất phun thì góc của chùm hạt nhiên liệu sẽ tăng theo định luật của đường thẳng. Với cùng một độ sâu thâm nhập của các hạt nhiên liệu và mọi điều kiện khác như nhau thì góc của chùm hạt lớn được ưa chuộng. Vì trong trường hợp đó thì mặt tiếp xúc của nhiên liệu với không khí sẽ lớn nhất và do đó điều kiện tạo thành hỗn hợp và cháy sẽ tốt nhất.

Góc của chùm hạt lớn được ưa chuộng (trong các điều kiện kể trên) vì khi phun thì đại đa số các hạt nhiên liệu và các hạt lớn nhất sẽ tập trung dọc theo trục của chùm tia. Do đó khi làm giảm góc của chùm hạt thì mức độ phân phối không đều của nhiên liệu trong không khí sẽ tăng lên.



Hình 4-2. Ảnh chụp chùm hạt nhiên liệu với các áp suất chống đối khác nhau và sự biến thiên tầm xa của tia nhiên liệu

Như đã nói ở trên, một trong các điều kiện chính để thu được một hỗn hợp đồng đều là sự phun tơi nhiên liệu. Rất nhiều nhà nghiên cứu đã tìm cách phát hiện ảnh hưởng của các yếu tố đến độ phun tơi. Những kết quả nêu trong các công trình đó rất khác nhau điều đó chứng tỏ là do các phương pháp thực nghiệm khác nhau. Trên cơ sở các kết quả thu được ta có thể rút ra các kết luận sau đây:

+ Đường kính của các hạt do các tia nhiên liệu được phun tan vỡ ra, căn bản thay đổi trong khoảng 0,0062-0,125mm. Phần lớn các hạt có đường kính 0,025mm (và nhỏ hơn). Song các hạt có đường kính là 0,038-0,063 mm chiếm trên một nửa tổng số nhiên liệu được phun tính theo trọng lượng.

+ Khi tăng tốc độ chảy ra khỏi lỗ phun và giảm đường kính của lỗ phun thì nhiên liệu sẽ được phun tốt hơn và các hạt được phân bố đều lớn.

+ Áp suất của không khí mà nhiên liệu được phun vào không ảnh hưởng nhiều đến độ phun tơi.

+ Các phương pháp như sự xoáy cuộn của nhiên liệu trong lỗ phun, lực đẩy của tia nhiên liệu, hướng của tia nhiên liệu ở gần miệng lỗ phun (để phun được tốt hơn do sự va đập) thực tế không đem lại hiệu quả rõ rệt, mà trong một số trường hợp còn làm cho sự tạo thành hỗn hợp xấu đi.

Hệ số dư không khí có thể giảm trong trường hợp bên cạnh việc phun tơi, các hạt nhiên liệu còn thâm nhập được tới mọi điểm của buồng cháy kể cả các điểm nằm cách xa vòi phun.

Đã có nhiều công trình nghiên cứu các yếu tố có ảnh hưởng đến độ bay xa của các hạt nhiên liệu (xa trình của tia nhiên liệu). Các công trình nghiên cứu đó chứng tỏ rằng tầm bay xa của các hạt nhiên liệu sẽ giảm xuống khi làm tăng áp suất của không khí trong buồng cháy và làm giảm tốc độ của tia nhiên liệu khi phun (làm giảm áp suất phun).

Hình 4-2 nêu lên các đường cong biến thiên của tầm xa và tốc độ của tia khi phun nhiên liệu dưới áp suất 300at. Trọng lượng riêng của nhiên liệu, đường kính của lỗ phun và tỷ số chiều dài của lỗ phun với đường kính tăng lên sẽ làm cho tầm xa của tia nhiên liệu tăng lên.

Sự xoáy cuộn của tia trong lỗ phun của vòi phun, lực đẩy và các biện pháp khác nhằm đạt được khả năng phun tơi hơn làm giảm tầm xa của tia một cách rõ rệt.

Bằng cách quan sát quá trình cháy và sự phun tơi nhiên liệu ta có thể đúc kết các yêu cầu chính mà phương pháp tạo thành hỗn hợp của động cơ diesel phải thoả mãn:

+ Nhiên liệu được phun vào buồng cháy (với số lượng đảm bảo hệ số dư không khí xấp xỉ bằng một) phải được phun tơi và trộn đều với không khí sao cho xung quanh mỗi hạt nhiên liệu phải có một số lượng không khí đủ để đốt cháy hoàn toàn hạt nhiên liệu đó.

+ Trong các động cơ diesel của ô tô và máy kéo người ta dùng nhiều phương pháp tạo thành hỗn hợp. Căn cứ vào phương pháp tạo thành hỗn hợp đã áp dụng người ta chia các động cơ diesel đó ra làm các loại có một buồng (buồng cháy thống nhất) và loại có hai buồng (buồng cháy phân cách). Loại có 2 buồng (phân cách) lại chia làm buồng cháy trước và buồng cháy xoáy lốc.

4.1.1. Động cơ diesel có một buồng (Buồng cháy thống nhất)

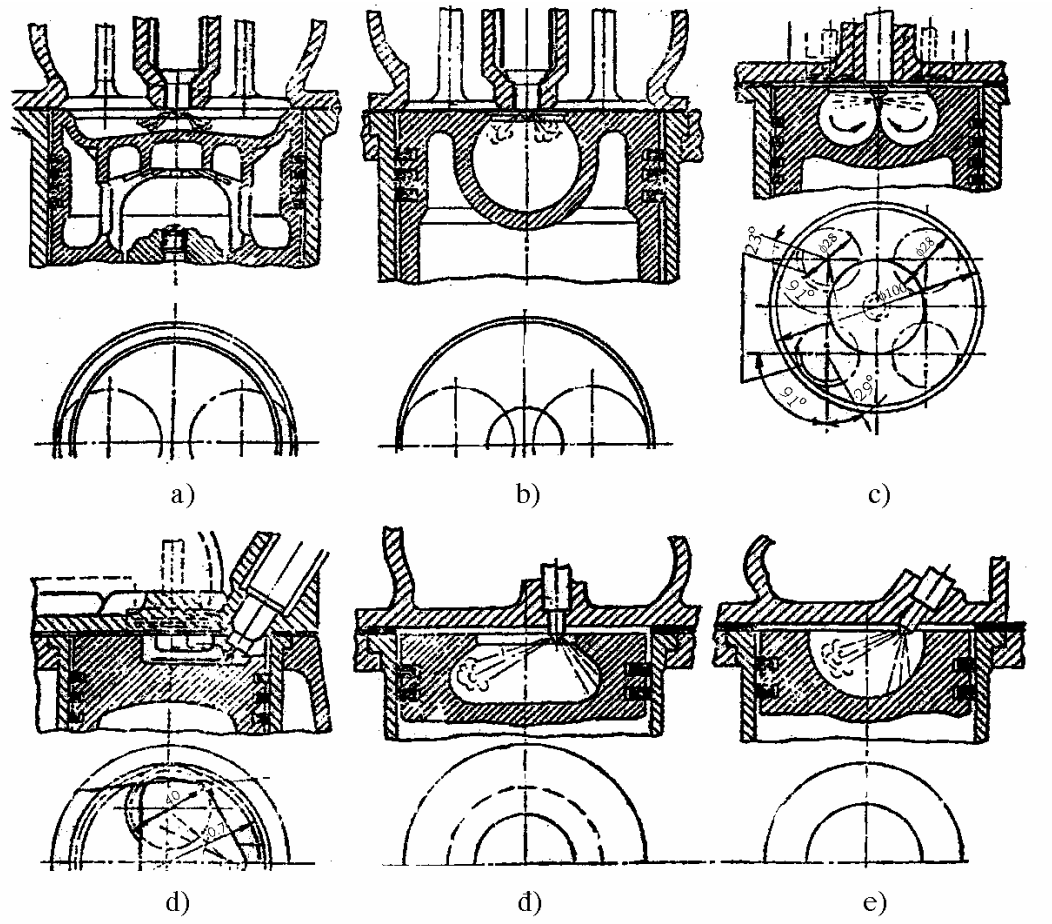
Động cơ diesel có một buồng là động có có buồng cháy không phân chia (buồng thống nhất), trong đó thực hiện các quá trình tạo thành hỗn hợp và đốt cháy nhiên liệu.

Trong những động cơ diesel này thì nhiên liệu cung cấp trực tiếp vào buồng cháy nhờ bơm cao áp và vòi phun và được phun tơi thành sương mù chủ yếu nhờ vào động năng truyền cho nhiên liệu khi phun. Khi những động cơ này làm việc để đảm bảo tạo thành hỗn hợp tốt ngoài việc phun thật tơi và tầm xa lớn ra, còn cần phải có buồng đốt có dạng thích hợp với hình dáng và kích thước của chùm hạt nhiên liệu. Góc của chùm hạt nhiên liệu đối với những động cơ loại này đóng một vai trò quan trọng vì rằng vòi phun có lỗ thông thường ngay cả khi áp suất phun rất cao cũng không thể đảm bảo phun thật tơi và phân phối nhiên liệu đều trong không khí. Đa số trường hợp vòi phun của các

động cơ đó thường được chế tạo có nhiều lỗ phun cho phép tạo được phân phối nhiên liệu mong muốn vào trong buồng cháy.

Việc phun tơi nhiên liệu và trộn đều với không khí được thực hiện nhờ vào động năng cho nên nhiên liệu được phun ra với áp suất rất cao, trung bình là 300-400kG/cm^2. Trường hợp cá biệt với áp suất 1400 kG/cm^2. Khi phun với áp suất cao khả năng làm việc chắc chắn của hệ thống nhiên liệu giảm xuống rõ rệt.

Vì thế cho nên để làm giảm áp suất cung cấp nhiên liệu người ta phải tìm đến các kiểu cấu tạo và bộ phận làm xoáy lốc đặc biệt.



Hình 4-3. Hình dạng buồng cháy của các động cơ diesel (buồng thống nhất).

Với chuyển động xoáy của khí mới nạp, áp suất cung cấp nhiên liệu có thể giảm xuống rất nhiều.

Hình 4-3 là sơ đồ buồng cháy thống nhất của động cơ diesel. Nhiên liệu được cung cấp vào buồng cháy (hình 4-3a) nhờ một vòi phun có 6 lỗ phun sao cho nó được phân phối rất đều trong toàn thể tích buồng cháy. Để cải thiện quá trình tạo hỗn hợp, không khí thổi vào được làm xoáy lốc nhờ các lỗ thổi được hướng theo một góc 14^0 đối với bán kính của xylanh.

Hình 4-3b là sơ đồ buồng cháy của động cơ diesel gồm có hai phần: phần nằm trên piston và phần buồng đốt hình cầu. Tuy nhiên phần phía trên piston chỉ chiếm 20% thể tích toàn phần buồng cháy và họng của buồng hình cầu có tiết diện đi qua lớn. Các động cơ diesel có buồng cháy như trên quy ước thuộc về loại buồng cháy thống nhất (loại một buồng).

Những động cơ diesel có buồng cháy như hình 4-3c,d cùng thuộc về loại buồng cháy thống nhất. Ở loại 4-3c không khí hút vào được làm xoáy lốc nhờ bộ phận chắn gió trên các xupáp nạp. Ngoài ra ở quá trình nén không khí được dồn vào buồng cháy nằm trong pistong lại được xoáy một lần nữa nhưng theo một hướng khác. Vòi phun nhô ra khỏi mặt phẳng nắp xylanh sao cho ngay cả với góc phun sớm cực đại nhiên liệu cũng chỉ được cung cấp vào buồng cháy nằm trong pistong.

Để hoàn thiện quá trình làm việc của động cơ diesel và trong trường hợp riêng khi tìm biện pháp làm giảm tiếng kêu và khói đen người ta đã nghiên cứu và đưa ra quá trình tạo thành hỗn màng. Khoảng 5% lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình được phun thành sương mù vào không khí bị nén, phần còn lại được vòi phun cung cấp lên bề mặt buồng cháy và được phân phối dưới dạng các màng mỏng. Nhiên liệu nằm trên thành buồng cháy dưới dạng các màng mỏng được bốc hơi và được cung cấp dẫn vào vùng đốt cháy nhờ chuyển động xoáy lốc và không khí. Hơi nhiên liệu được cung cấp dần dần sẽ đảm bảo động cơ làm việc êm dịu, giảm ồn, không có khói và tiết kiệm nhiên liệu. Phương pháp tạo hỗn hợp kể trên trong kỹ thuật gọi là "qúa trình M" hay là phương pháp tạo hỗn hợp nhờ màng nhiên liệu.

Các thí nghiệm nghiên cứu chứng tỏ rằng, động cơ diesel tạo hỗn hợp theo màng có thể làm việc tốt với các loại nhiên liệu có nhiệt độ tự cháy khác nhau. Rõ ràng nhiệt độ bề mặt trên đó tạo thành màng nhiên liệu phải biến thiên trong khoảng nào đó tuỳ theo tính chất của nhiên liệu được dùng, tỷ số nén, tốc độ quay của động cơ và các yếu tố khác.

Buồng đốt của động cơ diesel tạo màng nằm trong đỉnh piston như hình 4-3b, đ, e.

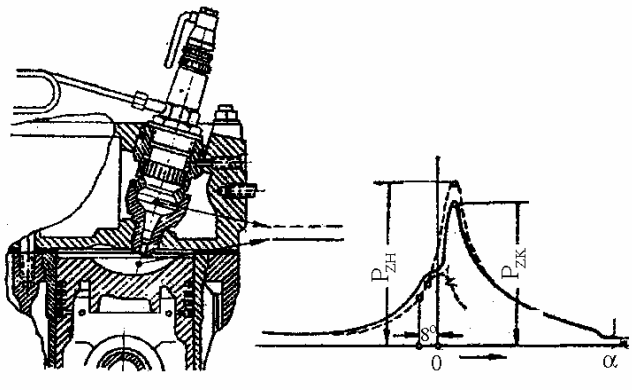
Động cơ diesel tạo hỗn hợp nhờ màng nhiên liệu bắt đầu được phổ biến rộng rãi. Đặc điểm tổng quát của các loại động cơ diesel này là: tỷ số nén thay đổi trong khoảng ε = 17-20, đường kính xylanh từ 75 đến 115mm, tỷ số S/D = 1,15-1,37. Khe hở phía trên pistong vào khoảng 0,6-1,1mm. Áp suất bắt đầu phun nhiên liệu của vòi phun là 175-200 kG/cm^2. Cung cấp nhiên liệu bằng vòi phun kín có hai-ba lỗ phun. Chi phí nhiên liệu nhỏ nhất là 159g/ml.h với áp suất có ích trung bình p_e = 7,5kG/cm^2.

4.1.2. Động cơ diesel có buồng phân cách

Buồng phân cách là loại có hai không gian riêng biệt thông với nhau bằng một hoặc nhiều lỗ thông nhỏ. Buồng phụ nằm trên nắp máy và buồng chính nằm trong đỉnh pistong. Có hai loại điển hình là buồng cháy trước và buồng xoáy lốc.

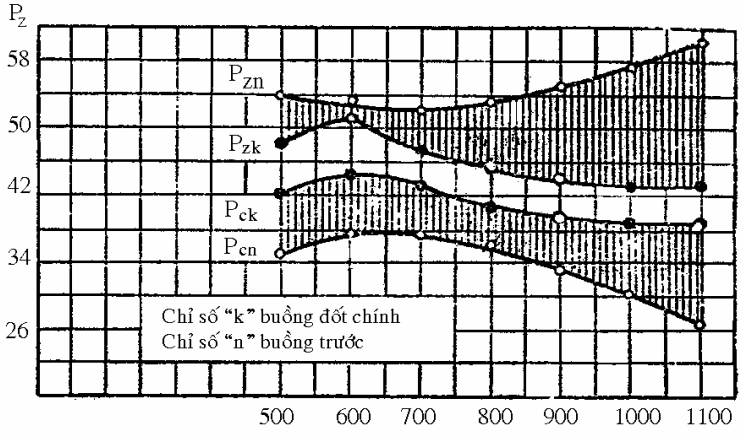
4.1.2.1. Động cơ diesel có buồng cháy trước

Trong những động cơ này để tạo thành hỗn hợp người ta sử dụng độ giảm áp suất thu được do một phần



nhiên liệu cháy trước trong một buồng đốt riêng gọi là "buồng trước". Buồng trước thông với buồng chính (hình 4-4) nhờ một hoặc nhiều lỗ thông. Lượng nhiên liệu cháy trong buồng trước vào khoảng 20-30% lượng nhiên liệu được phun.

Hình 4-4. Sơ đồ quá trình tạo thành hỗn hợp của động cơ có buồng cháy trước



Hình 4-5. Các đường cong biến thiên của áp suất trong buồng cháy trước và buồng hính khi động cơ làm việc.

Hình 4-5 là các đường cong biến thiên của áp suất trong buồng cháy trước và buồng cháy chính khi động cơ có buồng cháy trước làm việc theo đường đặc tính tốc độ.

Theo đồ thị ta thấy độ giảm áp suất giữa buồng trước và buồng chính phụ thuộc rất nhiều vào chế độ tốc độ. Điều đó được giải thích là vì ảnh hưởng tiết lưu của tiết diện đi qua, thông buồng trước với buồng chính. Độ giảm áp suất giữa buồng trước và buồng cháy chính tạo sự dồn khí mãnh liệt, do đó đảm bảo phun tơi và trộn đều nhiên liệu chưa cháy với không khí. Thể tích buồng trước lấy bằng 1,6-3,0% thể tích làm việc hoặc bằng 25-40% thể tích của buồng cháy chính.

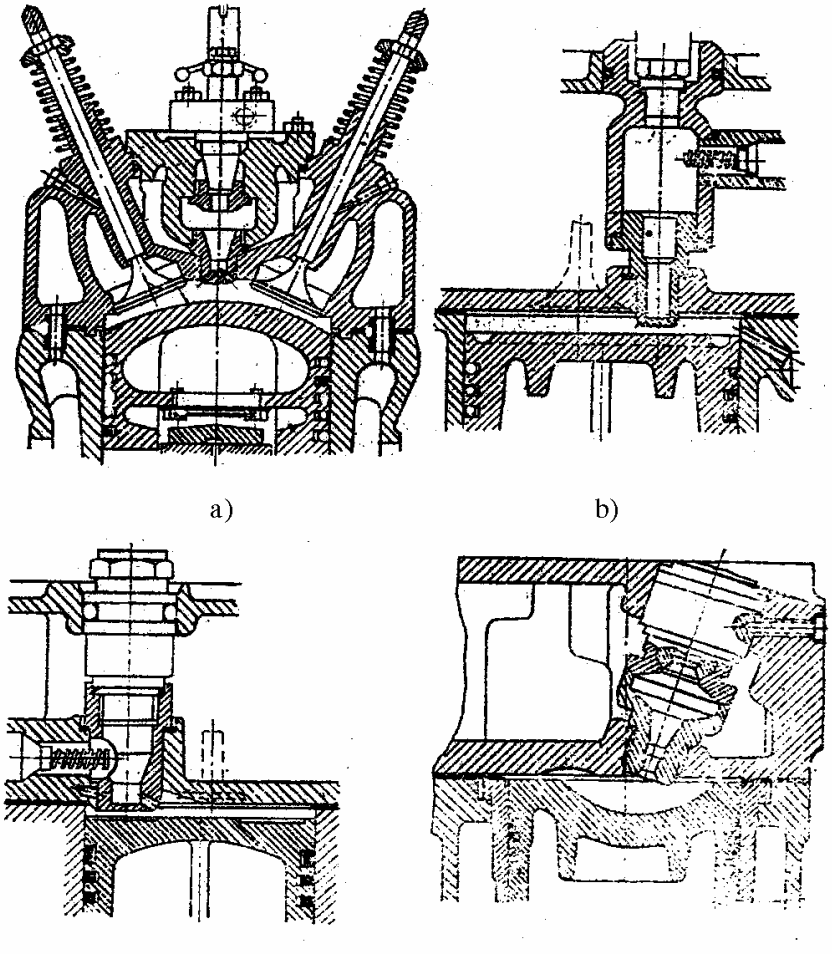
Với phương pháp tạo hỗn hợp này, sự làm việc của bơm cao áp và vòi phun được đơn giản và giảm nhẹ rất nhiều. Nhiên liệu được cung cấp với áp suất tương đối thấp (75-130) kG/cm^2 thành chùm hạt hướng về các lỗ của buồng trước. Áp suất phun nhiên liệu thấp là một trong những ưu điểm chính của động cơ có buồng cháy trước.

Hình 4-6 là lỗ nắp xylanh của động cơ diesel có buồng cháy trước. Khi buồng trước đặt ở trung tâm thì tạo thành hỗn hợp tốt hơn và hệ số dư không khí nhỏ nhất (hình 4-6a). Tuy nhiên ở những động cơ ô tô máy kéo có tốc độ nhanh với đường kính của xylanh nhỏ, sự bố trí như thế khó thực hiện. Vì thế trong những trường hợp đó buồng trước được đặt lệch sang một bên (hình 4-6 b, c) hay đặt theo phương của trục buồng trước nghiêng đi so với trục tâm xylanh như hình 4-4 và hình 4-6d.

Số lỗ trong buồng trước thay đổi từ 1 đến 8. Khi buồng trước đặt ở trung tâm thì các lỗ có đường kính như nhau và phân bố đều xung quanh buồng trước. Khi buồng trước đặt chệnh đi như (hình 4-6b) thì các lỗ vẫn phân bố đều theo chu vi nhưng có đường kính khác nhau. Các lỗ có đường kính lớn hướng về phía tâm xylanh.

Do tải trọng nhiệt cao nên tất cả các buồng trước đều được làm mát bằng nước.

Trong thời kỳ khởi động động cơ nguội, không khí nóng được dồn từ buồng đốt của động cơ vào buồng trước (do tiếp xúc với thành của buồng trước còn nguội với ảnh hưởng tiết lưu của các lỗ) nhiệt độ của không khí sẽ giảm xuống do đó việc khởi động động cơ diesel có buồng trước sẽ khó khăn. Để khởi động được dễ dàng tỷ số nén của động cơ diesel cao hơn, ngoài ra người ta còn đặt dây xoắn hướng kim (cháy sáng) trong buồng cháy trước, chạy bằng một bộ ắc quy riêng, giây xoắn cháy sáng sẽ tắt ngay sau khi khởi động.



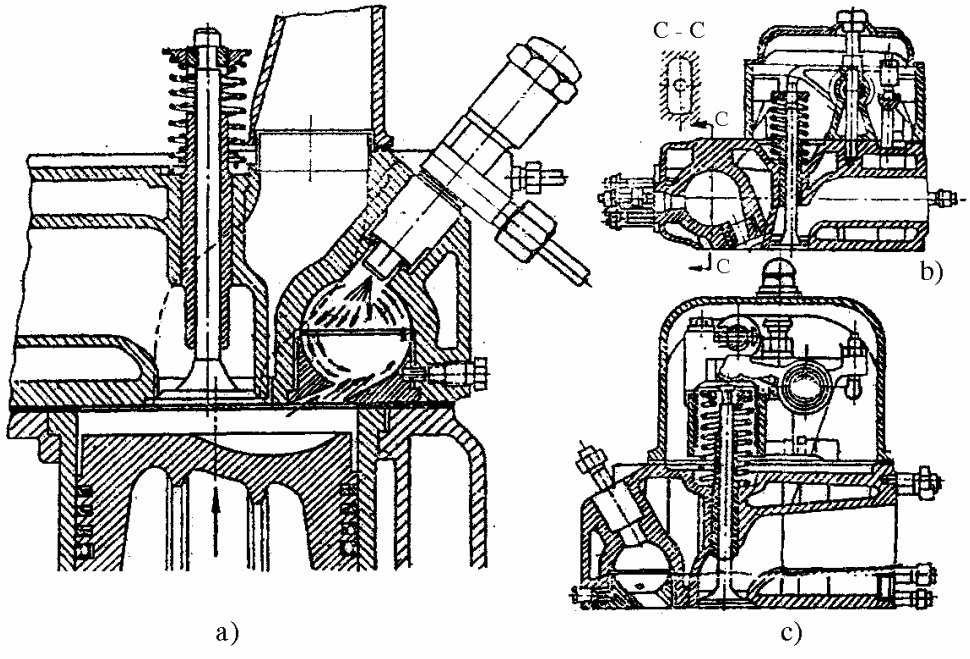
Hình 4-6. Dạng buồng đốt của các động cơ diesel có buồng cháy trước.

4.1.2.2. Động cơ diesel có buồng cháy xoáy lốc

Trong những động cơ này để tạo thành hỗn hợp người ta dùng buồng không khí xoáy, tạo nên trong thời kỳ nén ở một buồng riêng gọi là "buồng xoáy lốc". Nhiên liệu được cung cấp trực tiếp vào trong buồng xoáy. Cũng trong buồng này phần lớn nhiên liệu được tạo thành hỗn hợp và đốt cháy (hình 4-7).

Sự tạo thành xoáy lốc trong các động cơ này được thực hiện nhờ hình dạng thích hợp của buồng cháy, được xác định bằng tỷ số giữa các thể tích của buồng xoáy và buồng chính và vị trí của buồng xoáy. Thể tích của buồng xoáy lốc chiếm 60-80% thể tích V_c.

Hình dạng của buồng xoáy phụ thuộc vào phương pháp chế tạo nó. buồng xoáy chế tạo bằng cách đúc và có bộ phận ghép. Buồng xoáy đúc sẽ làm giảm giá thành nắp xylanh của động cơ, nhưng đồng thời ở những động cơ nhiều xylanh thì buồng xoáy đúc sai lệch đi so với thể tích V_c rất nhiều. Như thế sẽ làm cho các xylanh làm việc không đều. Buồng xoáy được làm thành dạng hình cầu, hình cầu cụt hay hình trụ. Hình cầu hay hình trụ thông với khoảng không gian phía trên piston bằng một đường rãnh hình côn hay hình trụ. Đường rãnh được bố trí tiếp tuyến với thể tích hình cầu hay hình trụ.



Hình 4-7. Dạng buồng đốt của các động cơ diesel có buồng xoáy lốc

Buồng xoáy có bộ phận ghép có một mặt được gia công-khi đó rãnh thông buồng xoáy với khoảng không gian phía trên piston làm trong bộ phận ghép làm bằng thép chịu nhiệt.

Thông thường bộ phận ghép được định tâm trong nắp xylanh bằng một đai cấy, còn tất cả các mặt ngoài còn lại không tiếp xúc với nắp xylanh (có khe hở). Do đó mà nhiệt độ của bộ phận ghép tăng cao, điều đó có một tầm quan trọng trong việc rút ngắn thời kỳ cháy.

Không khí được dồn từ khoảng trống phía trên piston vào buồng xoáy, ở thời kỳ nén sẽ có xoáy mạnh, như thế tạo điều kiện phun tơi và trộn đều nhiên liệu được phun vào buồng xoáy. Do một phần nhiên liệu phun vào được đốt cháy nên giữa buồng xoáy và khoảng không gian phía trên piston có một độ chênh lệch áp suất từ (1-5)kG/cm^2

Nhờ độ chênh lệch áp suất nên luồng không khí cùng với nhiên liệu được phun vào khoảng không gian phía trên piston và tiếp tục hoà trộn với lượng khí ở đây để tạo thành hỗn hợp cháy.

Để giảm nhẹ điều kiện làm việc của hệ thống nhiên liệu, cải thiện việc phun tơi và trộn đều nhiên liệu, tạo điều kiện đốt cháy nhiên liệu đó (bằng cách cung cấp những lượng không khí mới cho các hạt nhiên liệu đang cháy) cần phải có xoáy lốc với cường độ lớn. Khi tăng số vòng quay thì thời gian dành cho quá trình tạo thành hỗn hợp và đốt cháy sẽ được rút ngắn cho nên rõ ràng là năng lượng xoáy cũng phải tăng lên. Thí nghiệm chứng tỏ muốn có những chỉ số tốt cần phải có một tỷ số nhất định giữa số vòng quay của trục khuỷu và số vòng quay của những xoáy lốc.

Áp suất cung cấp ở những động cơ này cũng biến thiên trong khoảng như ở những động cơ diesel có buồng cháy trước (tức là khoảng 80-130 kG/cm^2). Trong những động cơ diesel có buồng xoáy lốc cũng như trong những động cơ diesel có buồng trước đa số trường hợp người ta dùng vòi phun có một lỗ.

Ở gần điểm chết trên tốc độ của piston giảm xuống do đó sẽ làm giảm tốc độ của khí mới nạp ở họng của buồng xoáy. Năng lượng của những xoáy lốc sẽ giảm xuống rất nhiều và sẽ có ảnh hưởng xấu tới việc tạo thành hỗn hợp. Nhược điểm này có thể khắc phục được hầu như hoàn toàn. Muốn thế buồng xoáy lốc phải được bố trí trong khối xylanh sao cho ở cuối quá trình nén đồng thời với khi tốc độ của piston giảm xuống thì nó sẽ làm giảm tiết diện của họng của buồng xoáy lốc. Như thế tốc độ dồn khí vào buồng xoáy và năng lượng xoáy sẽ tăng lên rất nhiều.

4.1.3. So sánh và đánh giá các phương pháp tạo thành hỗn hợp trong động cơ diesel

So sánh các phương pháp tạo thành hỗn hợp dùng cho động cơ diesel của ô tô máy kéo ta có thể kết luận như sau.

Trong những động cơ diesel có buồng cháy thống nhất (có một buồng) việc tạo thành hỗn hợp được thực hiện tốt (phun tơi và trộn đều nhiên liệu với không khí) với áp suất phun cao, áp suất phun đạt tới 300-400 kG/cm^2. Áp suất phun cao khiến cho toàn thể hệ thống cung cấp nhiên liệu (bơm cao áp, các ống dẫn vòi phun) làm việc trong những điều kiện hết sức nặng nề. Khi kết hợp tốt cấu tạo xoáy lốc không khí và dạng buồng cháy thì áp suất phun có thể giảm xuống rất nhiều.

Trong động cơ diesel có buồng cháy thống nhất (một buồng) để đạt được sự tạo thành hỗn hợp cần thiết người ta dùng vòi phun có nhiều lỗ phun đường kính nhỏ (đường kính của lỗ là 0,1 ÷ 0,25mm). Chế tạo vòi phun có đường kính nhỏ rất khó khăn. Những sai lệch không nắm được về kích thước và hình dạng của từng lỗ phun gặp phải khi chế tạo hay trong quá trình sử dụng sẽ có ảnh hưởng rất nhiều đến chất lượng tạo thành hỗn hợp và làm giảm các chỉ số làm việc của động cơ.

Do ở các động cơ diesel buồng cháy thống nhất việc trộn đều các hạt nhiên liệu với không khí không được hoàn hảo bằng ở động cơ có buồng cháy trước hay buồng xoáy lốc. Vì vậy động cơ có buồng cháy thống nhất làm việc với hệ số dư lượng không khí nhiều hơn (α lớn).

Số vòng quay của động cơ diesel có buồng cháy thống nhất giới hạn bởi tốc độ xâm nhập của các hạt nhiên liệu vào lớp không khí.Số vòng quay của động cơ tăng thì hệ số dư không khí cũng tăng (α tăng).

Do tính chất vật lý của nhiên liệu có ảnh hưởng nên mọi sự khác biệt về tính chất của nhiên liệu đối với tiêu chuẩn đều làm cho các chỉ số của động cơ có buồng cháy thống nhất có thể xấu đi nhiều hơn so với các động cơ có buồng trước hay có buồng xoáy lốc.

Các động cơ diesel có buồng cháy thống nhất kém thích nghi với các chế độ tốc độ và tải trọng thay đổi hơn. Động cơ làm việc cứng hơn. Độ lớn của chỉ số làm việc cứng (tốc độ tăng áp suất trung bình) $\Delta p/ \Delta \varphi$ của động cơ diesel buồng cháy thống nhất lớn hơn khoảng (4-8) lần so với động cơ có buồng trước và buồng xoáy lốc. Do độ phun tơi và trộn đều các hạt nhiên liệu với không khí kém hơn nên độ khói cũng lớn hơn.

Khả năng sử dụng nhiệt khi động cơ làm việc phụ thuộc vào nhiều yếu tố trong đó có thời gian đốt cháy toàn thể nhiên liệu và độ lớn của bề mặt buồng cháy. Quá trình cháy càng kéo dài và bề mặt buồng cháy càng lớn thì nhiệt lượng được sử dụng để sinh công càng nhỏ.

Ở những động cơ diesel có buồng cháy thống nhất thì thời gian cháy so với các động cơ có buồng cháy phân cách nhỏ hơn nhiều. Chỉ số về độ gọn của buồng cháy F_C/ V_C ở động cơ buồng cháy thống nhất chỉ chiếm chừng 55-60% trị số của cùng tỷ số đó ở các động cơ buồng cháy phân cách. Vì những lý do này, tính tiết kiệm của các động cơ diesel có buồng cháy thống nhất cao hơn rõ rệt. Những hao phí khi tạo xoáy lốc hay khi dồn khí qua các lỗ của buồng trước cũng làm giảm khả năng sử dụng nhiệt của các động cơ có buồng xoáy và buồng trước.

Việc khởi động động cơ diesel buồng cháy thống nhất đòi hỏi ít thời gian hơn nhiều so với khi khởi động các động cơ có buồng trước và buồng xoáy. Ví dụ thời gian phải tốn để khởi động các động cơ có buồng xoáy và buồng trước cần một thời gian lớn hơn 1,8 đến 3,6 lần.

Động cơ diesel buồng cháy thống nhất với quá trình tạo màng (quá trình M), nhiên liệu ở áp suất bắt đầu cung cấp tương đối nhỏ (p_ϕ = 175-200kG/cm^2) sẽ có tính tiết kiệm rất cao (tới 159 g/ml.h). Động cơ làm việc êm và không có khói với các loại nhiên liệu khác nhau có các hằng số khác nhau. Vì những lý do trên nên việc tạo hỗn hợp nhờ màng nhiên liệu được phổ biến rộng rãi trong các động cơ diesel.

Việc chế tạo nắp xylanh của các động cơ diesel có buồng trước, buồng xoáy lốc phức tạo hơn. Nắp xylanh của các động cơ đó trong sử dụng thường bị hỏng nhiều hơn.

Kể về những ưu điểm của động cơ diesel có buồng trước và có buồng xoáy cần chú ý:

+ Áp suất phun nhiên liệu giảm xuống rất nhiều.

+ Khả năng thích nghi với chế độ làm việc thay đổi của động cơ tốt hơn.

+ Làm việc êm hơn và có áp suất cháy thấp hơn và do đó có độ chịu mòn lớn hơn.

+ Ít hòi hỏi về chất lượng nhiên liệu.

+ Có khả năng dùng vòi phun một lỗ tiêu chuẩn.

+ Tạo thành hỗn hợp tốt hơn với số vòng quay cao và với trị số của hệ số dư không khí thấp. Động cơ diesel có buồng xoáy lốc có một số ưu điểm so với buồng cháy trước là tính tiết kiệm, chất lượng khởi động và các chỉ số khác.

4.2. TỔNG QUÁT VỀ HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ DIESEL

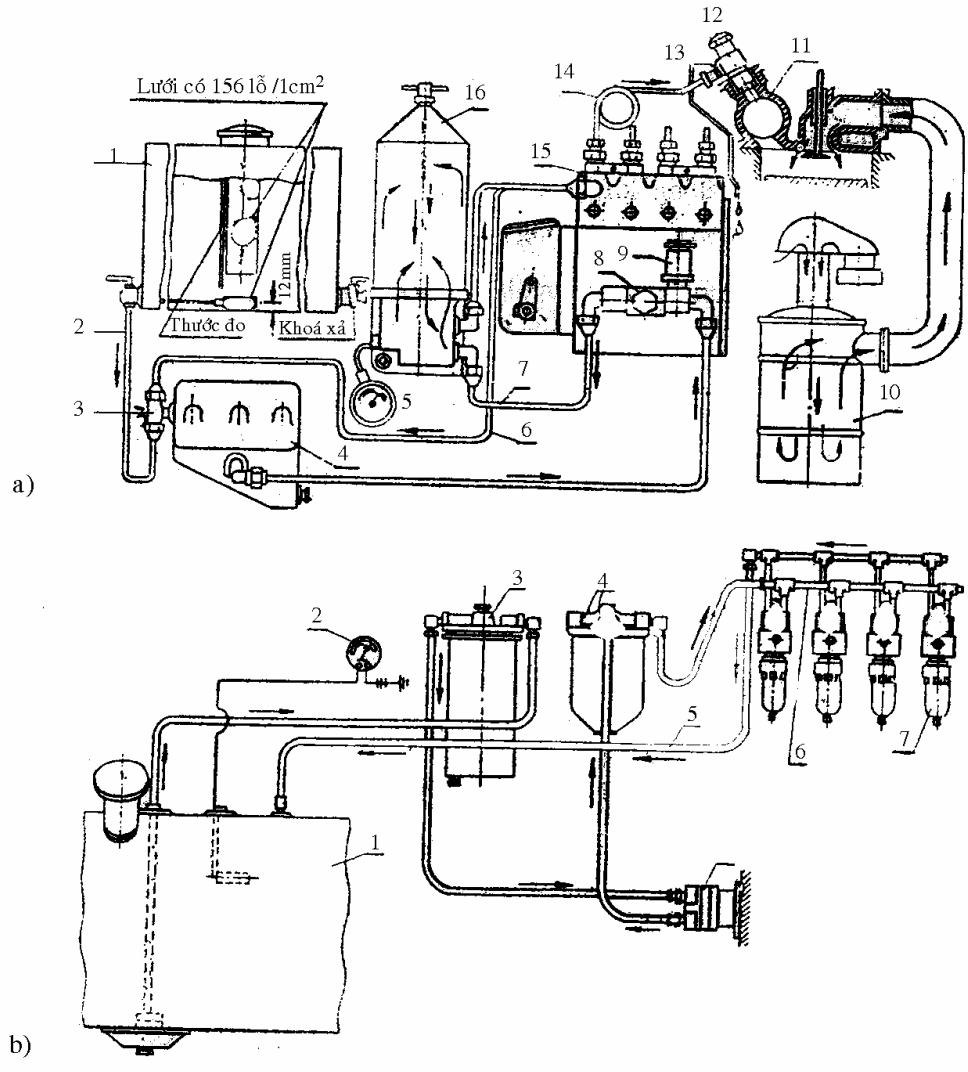
Hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ diesel có thể chia ra làm hai loại khác nhau: hệ thống cung cấp nhiên liệu có sơ đồ (bơm-ống dẫn-vòi phun, hình 4-8a) và sơ đồ (bơm-vòi phun, hình 4-8b).

Sơ đồ cấp nhiên liệu hình 4-8a, nhiên liệu từ thùng 1 theo ống dẫn 2 tự chảy đến bình lọc thô 4. Từ bình lọc nhiên liệu được bơm 8 bơm theo ống dẫn 7 đến bình lọc tinh 16. Để đánh giá độ bẩn của bình lọc người ta đặt đồng hồ áp lực 5, khi bình lọc bẩn áp kế sẽ chỉ áp suất tăng cao. Nhiên liệu từ bình lọc 16 được dẫn đến bơm cao áp 15.

Nhiên liệu do bơm đẩy cung cấp thừa sẽ làm tăng áp suất trong rãnh nạp của bơm do đó van thông sẽ mở ra và nhiên liệu theo ống 6 qua khoá 3 lại được dẫn đến bình lọc thô.

Từ bơm cao áp 15 nhiên liệu được cung cấp theo ống dẫn áp suất cao 14 tới vòi phun 12 và được phun vào trong buồng cháy 11 của động cơ. Nhiên liệu lọt qua khe hở giữa kim phun và vòi phun được hồi về theo đường ống 13.

Trước khi khởi động, không khí được xả ra khỏi bơm nhiên liệu nhờ bơm tay 9. Không khí được nạp vào trong động cơ sẽ đi qua bình lọc không khí 10.



a. Bơm-ống dẫn-vòi phun; b. Bơm-vòi phun

Hình 4-8. Sơ đồ các hệ thống cung cấp nhiên liệu.

Sơ đồ cấp dẫn nhiên liệu hình 8b, nhiên liệu từ thùng 1 qua bình lọc thô 3 và bơm đẩy 8 được bơm qua bình lọc tinh 4. Từ bình lọc tinh 4 nhiên liệu được dẫn vào ống mạch chính 6 và từ đó tới bơm vòi phun 7, ở đó nhiên liệu đi qua các bình lọc bằng đồng xốp bố trí sẵn. Bơm vòi phun được làm nguội bằng nhiên liệu lưu thông cho nên phần lớn nhiên liệu được cung cấp sẽ theo ống dẫn 5 quay trở về thùng. Kiểm tra mức nhiên liệu trong thùng bằng đồng hồ 2.

4.2.1. Bình lọc thô nhiên liệu

Trong tất cả các hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ diesel bình lọc thô nhiên liệu được đặt trước bơm đẩy và vì thế cần có sức cản nhỏ. Thường dùng lọc loại lọc qua khe, loại sợi (băng lọc) và loại lưới có sức cản rất nhỏ. Những tầng lọc đó chỉ

giữ lại những bụi thô; chủ yếu là tầng loại sợi. Thân của các tầng lọc này đồng thời là bình lọc lắng.

4.2.2. Bơm đẩy

Bơm cao áp và vòi phun của động cơ làm việc với những áp suất rất cao, và vì thế nên các cặp chi tiết được rà với nhau rất chính xác (ví dụ như khe hở giữa piston và xylanh của bơm không được quá 0,0015mm). Để cho các chi tiết của bơm và vòi phun lâu mòn thì nhiên liệu được cung cấp đến bơm phải không được chứa ngay cả nhưng bụi nhỏ. Muốn thế trong hệ thống cung cấp nhiên liệu có lắp các bình lọc đảm bảo lọc tinh nhiên liệu.

Những bình lọc như thế có sức cản rất lớn. Vì thế trong hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ diesel có lắp một cái bơm gọi là bơm đẩy. Các loại bơm đẩy phổ biến là bơm piston, bơm bánh răng hoặc bơm quay.

Loại bơm đẩy piston và bánh răng được dùng phổ biến nhất. Nhiều loại bơm đẩy có lắp bơm tay để xả không khí ra khỏi hệ thống.

4.2.3. Bình lọc tinh nhiên liệu

Để tách những hạt bụi nhỏ ra khỏi nhiên liệu người ta có lắp vào trong hệ thống cung cấp nhiên liệu một bình lọc tinh. Tầng lọc có thể là những lõi sợi nhồi (búi sợi) ống có cuộn sợi xốp, lõi sứ đặc biệt, lõi bằng len vô cơ, bằng đồng xốp và các vật liệu khác. Ngày nay lõi giấy lọc được dùng rộng rãi

4.3. TỔNG QUÁT VỀ CẤU TẠO CỦA BƠM CAO ÁP VÀ VÒI PHUN

4.3.1. Bơm cao áp kiểu Bosch

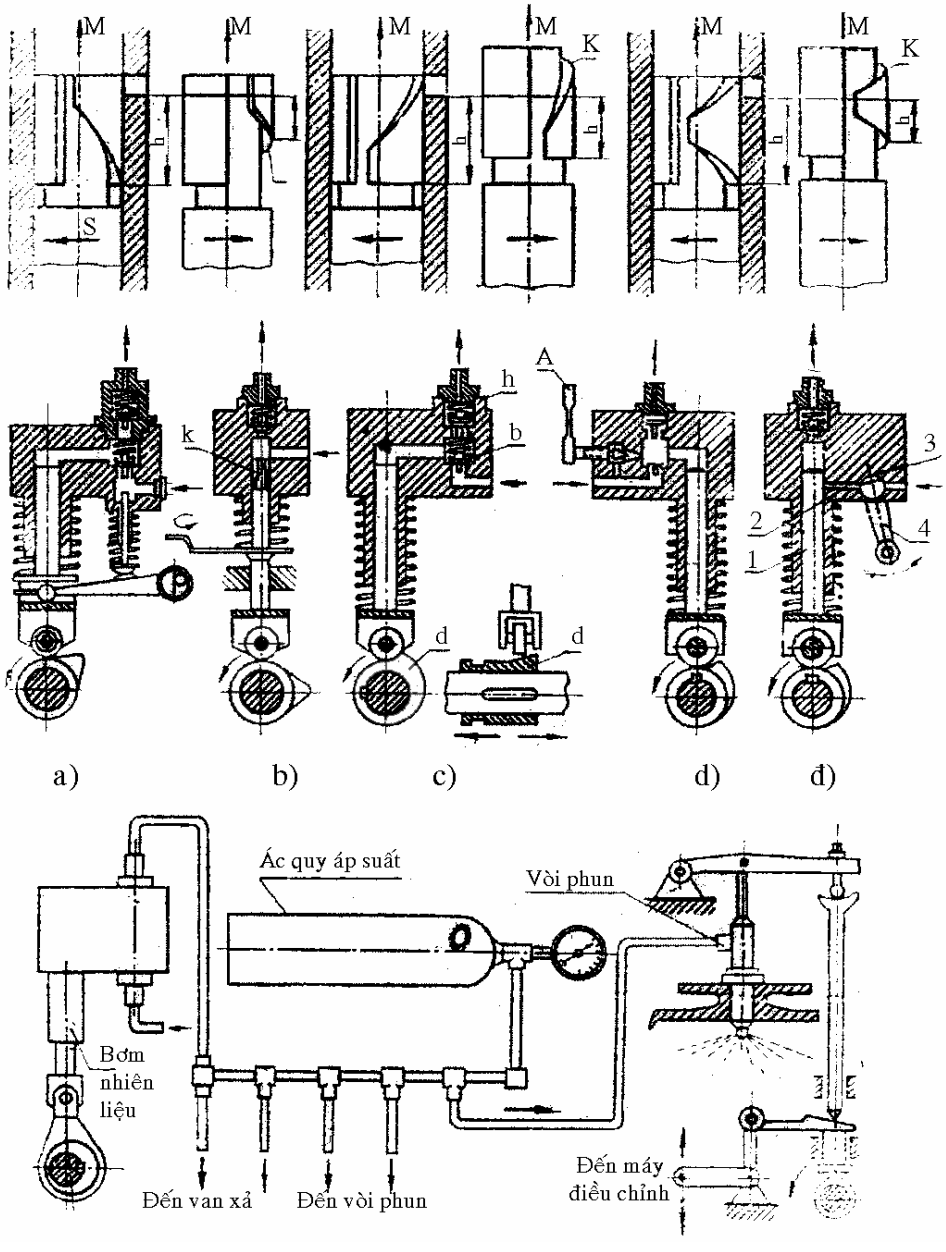
Bơm cao áp dùng để cung cấp vào trong buồng cháy của các xylanh riêng biệt vào một thời điểm nhất định, dưới một áp suất nhất định và theo một quy luật nhất định một lượng nhiên liệu được đo lường chính xác tương ứng với tải trọng đã cho của động cơ. Ở những động cơ diesel ôtô và máy kéo, những nhiệm vụ kể trên được thực hiện nhờ bơm cao áp nối với vòi phun bằng ống dẫn nhiên liệu (hệ thống bơm – ống dẫn – vòi phun) hay là bơm lắp trong cùng một thân với vòi phun (hệ thống "bơm cao áp-vòi phun").

Việc điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình có thể được thực hiện lúc piston đẩy nhiên liệu hay khi hút nhiên liệu vào khoảng trống phía trên piston. Khi cung cấp (lúc piston đẩy nhiên liệu) lượng nhiên liệu của một chu trình có thể điều chỉnh được bằng cách làm thay đổi:

+ Thời điểm bắt đầu cung cấp.
+ Thời điểm ngừng cung cấp.
+ Số lượng nhiên liệu được cung cấp trong cả hành trình của piston.
+ Thời điểm bắt đầu và ngừng cung cấp (phương pháp điều chỉnh phối hợp).

Hình 4-9 biểu thị bằng sơ đồ các loại bơm dùng các phương pháp điều chỉnh khác nhau. Ở những bơm (hình 4-9a,b) với hành trình của piston không đổi, lượng nhiên liệu được cung cấp phụ thuộc vào thời điểm cắt (xả) ở cuối quá trình đẩy. Việc thay đổi thời điểm cắt đạt được bằng cách quay bánh tâm sai (hình 4-9a) hay piston (ngăn kéo) có cạnh xoắn ốc K (hình 4- 9b).

Nếu cạnh cắt xoắn ốc được thực hiện như ở hình vẽ 4-9 phía trên bên trái, piston dịch chuyển theo mũi tên M (quá trình đẩy) và quay theo mũi tên N thì cạnh xoắn ốc sẽ cắt việc cung cấp nhiên liệu sớm hơn và mức cung cấp trong một chu trình sẽ giảm xuống. Khi quay piston theo mũi tên S thì thời điểm cắt nhiên liệu sẽ đến muộn hơn và mức cung cấp trong một chu trình sẽ tăng lên.



Hình 4-9. Các phương pháp điều chỉnh mức cung cấp nhiên liệu khác nhau

Piston có cạnh cắt như trên hình 4-9 (phía trên ở giữa), khi nó dịch chuyển theo mũi tên M và quay theo mũi tên N thì mức cung cấp trong một chu trình sẽ giảm nhờ làm thay đổi thời điểm bắt đầu cung cấp.

Piston vẽ trên hình 4-9 (phía trên bên phải) khi dịch chuyển theo mũi tên M và N sẽ làm giảm mức cung cấp bằng cách làm thay đổi thời điểm bắt đầu và kết thúc cung cấp nhiên liệu.

Việc điều chỉnh mức cung cấp nhiên liệu trong một chu trình bằng cách làm thay đổi thời điểm bắt đầu cung cấp có thể thực hiện được nhờ kim có điều khiển của vòi phun (hình 4-9 phía dưới).

Ở loại bơm vẽ trên sơ đồ hình 4-9d, hành trình của piston không thay đổi, việc điều chỉnh được thực hiện nhờ kim A thay đổi tiết diện của lỗ nhiên liệu đi qua trong quá trình đẩy. Dĩ nhiên là khi đó thời điểm bắt đầu và kết thúc cung cấp nhiên liệu bị thay đổi.

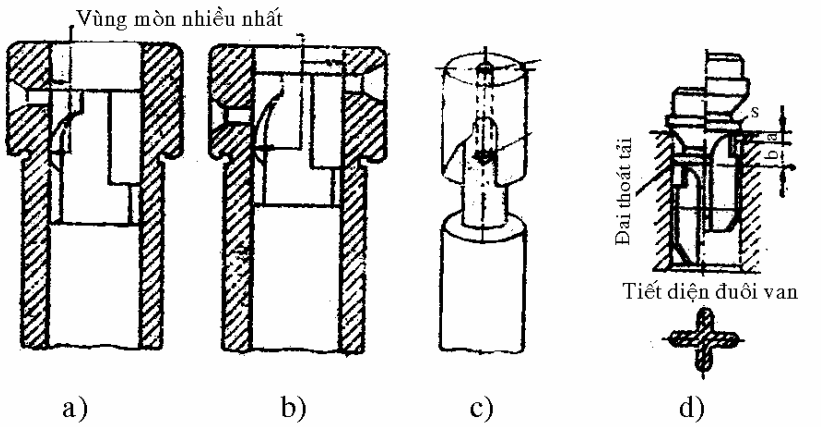
Trên sơ đồ hình 4-9đ là loại bơm có hành trình của piston không đổi và việc điều chỉnh mức cung cấp trong một chu trình thực hiện trong thời kỳ nạp nhiên liệu vào khoảng trống phía trên piston (tiết liệu trong quá trình nạp). Khi dịch chuyển xuống phía dưới thì piston một mở lỗ nạp 2 và nhiên liệu qua lỗ đó nạp vào khoảng trống phía trên piston với một số lượng phụ thuộc vào tiết diện đi qua, được điều chỉnh bằng ngăn kéo 3, tiết diện đó được làm thay đổi nhờ bơm đẩy.

Giá thành của hệ thống nhiên liệu chiếm 10-15% giá thành của động cơ, còn trọng lượng của nó chiếm 8-10% trọng lượng của động cơ. Vì thế cho nên ngày nay loại bơm nhiên liệu có một piston được phổ biến rộng rãi. Bơm nhiên liệu có một piston có thể được thực hiện với việc điều chỉnh số lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình theo một trong những phương pháp nêu trên hình 4-9.

Trong tất cả các phương pháp điều chỉnh mức cung cấp nhiên liệu thì phương pháp nêu trên hình 4-9b được dùng phổ biến hơn cả. Điểm ưu việt của phương pháp điều chỉnh này là có thể thu được đặc tính cung cấp nhiên liệu mong muốn theo thời điểm phun cũng như theo số lượng nhiên liệu. Ngoài ra những phương pháp nêu trên các sơ đồ (hình 4-9a, c, d) còn thua phương pháp ở hình 4-9b vì cấu tạo phức tạp và về tính ổn định của các chỉ tiêu.

Tính chịu mòn của cặp piston-xylanh của phương pháp điều chỉnh nêu trên hình 4-9đ cao hơn so với phương pháp ở hình 4-9b với mọi điều kiện khác như nhau.

Hao mòn của cặp piston-xylanh của bơm có tính chất cục bộ. Piston và xylanh bị mòn nhiều nhất ở chỗ mà nhiên liệu có các bụi nhỏ đi vào lỗ dưới một áp suất và tốc độ lớn. Nhiên liệu xói mạnh vào lỗ khi lỗ bị che bớt ở quá trình đẩy và ở thời điểm gần lúc cắt nhiên liệu.Vì thế cho nên xylanh mòn ở phía trên và phía dưới lỗ (nhất là phía trên). Còn piston thì mòn theo đường sinh, mòn nhiều hơn ở đầu mặt và cạnh cắt (hình 4-10a).



Hình 4-10. Cấu tạo của piston và xylanh (a,b và c)
và van cao áp (van cao áp một chiều d)

Trong loại bơm cao áp làm theo sơ đồ hình 4-9đ thì điều kiện làm việc của piston thuận lợi hơn (không cắt nhiên liệu lúc áp suất cao), do đó piston và xylanh ít bị mòn hơn.

Tính chất hao mòn cục bộ và tập trung của piston và xylanh làm cho chúng hư hỏng trước thời hạn. Nếu như người ta làm hai lỗ thay cho một lỗ và bố trí chúng cho thích hợp thì có thể làm cho chúng mòn đều hơn.

Lỗ xylanh của bơm cao áp (hình 4-10b) được bố trí sao cho ở thời điểm bắt đầu quá trình đẩy, nhiên liệu sẽ chỉ chui qua lỗ nạp. Lỗ thoát (cắt nhiên liệu) sẽ được bố trí sao cho đầu mặt của piston hoàn toàn không mở lỗ. Ở thời điểm gần lúc cắt, nhiên liệu chỉ chui qua lỗ thoát. Nhờ những biện pháp đó nên mặt đầu piston sẽ mòn về phía lỗ nạp còn cạnh cắt sẽ mòn về phía lỗ thoát. Hao mòn của xylanh chắc chắn là cũng sẽ được phân bố có ảnh hưởng đến thời hạn phục vụ của cặp piston-xylanh.

Đầu piston (hình 4-10c) thay cho rãnh phân chia (như ở piston nêu trên hình 4-10.a) có hai đường khoan: đường khoan dọc (a) và đường khoan ngang (b). Cấu tạo đó làm giảm phế phẩm khi chế tạo và khả năng lọt các bụi mài mòn vào trong khe hở của piston-xylanh khi quay piston.

Bước của cạnh xoắn ốc cũng có ảnh hưởng đến độ mòn tập trung của piston. Độ lớn của cạnh xoắn phụ thuộc vào góc xoay piston khi cung cấp nhiên liệu. Bước càng nhỏ thì góc đó càng lớn. Như đã nói ở trên, hao mòn của piston tập trung tại một vùng hẹp gần lỗ của xylanh. Vì thế cho nên với góc quay của piston lớn hơn, hao mòn đó sẽ phân bố trên một bề mặt lớn hơn. Do đó piston có bước của cạnh xoắn ốc nhỏ với mọi điều kiện khác như nhau sẽ làm việc được lâu hơn.

Đai hình trụ S của van cao áp (hình 4-10d) có ảnh hưởng quan trọng tới đường đặc tính cung cấp nhiên liệu. Đai S đặt khít trong lỗ đặt của van (bệ van). Khi van hạ xuống một khoảng a thì bảng đai trụ S của nó, thoạt tiên vạn phân cách ống dẫn nhiên liệu với khoảng trống phía trên piston và sau đó khi van tiếp tục hạ xuống một đoạn b đai của nó sẽ tác dụng như một cái piston, giải phóng được một thể tích nhỏ cho khoảng trống phía trên van. Do đó áp suất trong ống dẫn nhiên liệu giảm xuống đột ngột. Cấu tạo đó tránh được hiện tượng nhiên liệu chảy ra khỏi lỗ phun của vòi phun, đảm bảo cắt nhiên liệu dứt khoát và như thế sẽ giảm bớt nguy cơ đóng muội than ở lỗ phun của vòi phun.

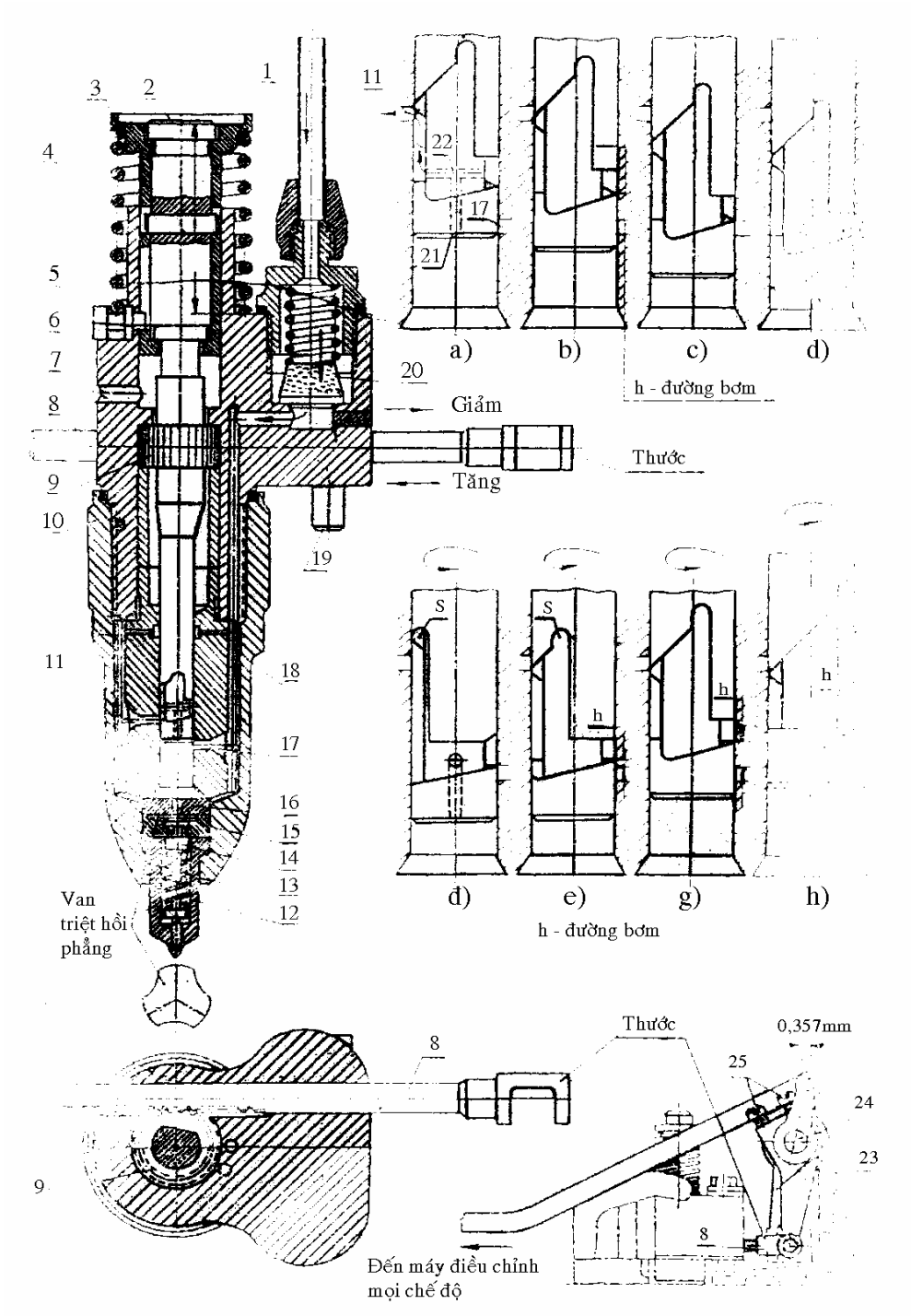
4.3.2. Bơm vòi phun

Cấu tạo của bơm vòi phun được nêu trên hình 4-11. Nhiên liệu theo ống dẫn áp suất thấp 1 vào trong thân 6 đi qua bộ phận lọc 20 bằng đồng xốp và theo một đường rãnh đi xuống dưới đến các lỗ 11 và 17 của xylanh. Trong xylanh có piston, ở đầu dưới piston có cạnh xoắn ốc, còn ở phần trên có tay đòn nhỏ, nhờ có chúng và bạc 3 piston được nối với con đội 2. Con đội bị tác dụng của lò xo 4, bộ phận giới hạn 5 ngăn ngừa khả năng làm cho con đội và piston rơi xuống. Quá trình đẩy của piston được thực hiện nhờ có đòn gánh được truyền động bởi một cam riêng trên trục phân phối tác dụng lên

con đội. Bộ phận phun 12 và hai ổ đặt 15 và 16 được ép vào đầu mặt phía dưới của xylanh nhờ ê cu 10 của thân. Vòi phun có sáu lỗ, đường kính của lỗ là 0,15mm. Van kiểm tra 14 ép vào ổ đặt 15 nhờ lò xo 13. Nhờ van đó việc bắt đầu cung cấp thực hiện được nhanh chóng và cắt nhiên liệu dứt khoát khi phun, ngoài ra còn để ngăn không khí lọt vào.

Phía trên van 13 có đặt một van triệt hồi phẳng thứ hai trong ổ đặt 16, đề phòng nhiên liệu chảy đi và các bọt khí lọt vào ở vòi phun (trong quá trình nạp của piston).

Dưới tác dụng của lò xo 4, piston thực hiện quá trình nạp. Nhiên liệu qua lỗ 17 nạp đầy khoảng trống phía dưới piston. Khi piston chạy xuống phía dưới thì cạnh piston sẽ khép lỗ 17 (vị trí-a), và nhiên liệu theo đường khoan dọc 21 và đường khoan ngang 22 chảy từ khoảng trống phía dưới piston vào lỗ 11 (vị trí-a). Chỉ khi cạnh xoắn ốc khép lỗ 11 (vị trí-b) quá trình đẩy mới bắt đầu qua các van triệt hồi và van kiểm tra và sau đó qua lỗ của bộ phân phun vào buồng cháy.



Hình 4.11. Cấu tạo của bơm vòi phun

Nhiên liệu được phun với áp suất 1400 kG/cm^2 (n = 2000 v/ph). Khi piston tiếp tục chạy xuống thì cạnh xoắn ốc phía dưới sẽ bắt đầu mở lỗ 17 và quá trình đẩy nhiên

liệu được điều chỉnh bằng cách quay piston nhờ thanh răng 8 ăn khớp với piston 9 lắp trên mặt cắt ở phần trên của piston, khi thanh răng dịch chuyển về bên trái piston sẽ quay theo chiều mũi tên.

Ở vị trí tận cùng bên phải của thanh răng (vị trí đ) khi rãnh trên piston nằm cạnh lỗ thì mức cung cấp sẽ bằng không. Khi quay piston theo chiều mũi tên thì cạnh xoắn ốc của piston sẽ khép lỗ phía trên 11 sớm hơn, do đó việc cung cấp bắt đầu sớm hơn và số lượng nhiên liệu cung cấp sẽ tăng lên (vị trí e, g và h). Đồng thời cạnh xoắn ốc phía dưới (cạnh cắt) sẽ mở lỗ 17 sớm hơn.

Theo như trên đã thấy rằng khi điều chỉnh mức cung cấp nhiên liệu thì thời điểm bắt đầu và kết thúc phun sẽ thay đổi. Lỗ 18 dùng để cho nhiên liệu lọt qua khe hở piston-xylanh thoát ra, còn lỗ 7 thông với khí quyển. Để hãm cố định bơm vòi phun ở một vị trí nhất định người ta dùng chốt 19. Bơm đẩy cung cấp nhiên liệu thừa rất nhiều như thế nhiên liệu còn là một chất lỏng làm nguội cho bơm vòi phun. Nhiên liệu thừa qua bộ phận thứ hai bằng đồng xấp và ống nối có răng ốc dẫn vào thùng nhiên liệu. Thanh răng dịch chuyển nhờ đòn bẩy 23 đặt trong nỉa của thanh răng 8. Các đòn bẩy lắp trên một trục chung 24. Khi quay trục sẽ làm thay đổi vị trí của thước thanh răng và do đó thay đổi mức cung cấp nhiên liệu. Người ta điều chỉnh mức cung cấp nhiên liệu đều của bơm vòi phun nhờ hai vít 25 tựa vào mặt cắt của trục 24. Nới một trong hai vít ra và vặn vít kia vào sẽ làm đòn bẩy 23 dịch chuyển và đồng thời cả thước thanh răng về phía này hay phía kia.

Thời điểm cung cấp nhiên liệu được điều chỉnh bằng cách thay đổi kích thước H. Thời điểm đó được kiểm tra bằng một cái dưỡng đặt vào trong một cái ở đặt riêng trong thân bơm. Thời điểm cung cấp nhiên liệu vào trong buồng cháy của động cơ có ảnh hưởng rất lớn tới các chỉ số làm việc như thời điểm cháy. Qua đồ thị biểu diễn quá trình cháy của động cơ diesel bắt đầu từ $15 \div 40^0$ trục khuỷu trước điểm chết trên. Trị số của nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Áp suất cung cấp, chiều dài và đàn tính của ống dẫn, nhiệt độ tự cháy của nhiên liệu, nhiệt độ không khí bị nén trong buồng cháy, số vòng quay và tải trọng của động cơ.

Ở một số động cơ diesel góc phun sớm có thể thay đổi (tuỳ theo số vòng quay trục khuỷu) thông thường điều chỉnh bằng tay. Tuy nhiên phương pháp này đối với động cơ ôtô hiện đại không thoả mãn. Vì vậy các bơm nhiên liệu cao áp hiện đại có lắp cơ cấu điều chỉnh tự động góc phun sớm (loại ly tâm hoặc thuỷ lực).

Khi tải trọng thay đổi, góc phun có thể được làm thay đổi nhờ cạnh vát piston (hình 4-9b) điều chỉnh bằng cách thay đổi thời điểm bắt đầu phun.

4.3.3. Đường đặc tính của bơm cao áp

Đường đặc tính tốc độ là đường cong biến thiên của mức cung cấp nhiên liệu trong một chu trình (Δg gam/chu trình hay Δv mm^3/chu trình) phụ thuộc vào sự biến thiên của số vòng quay của trục bơm. Đường đặc tính đó được lấy khi cố định thanh răng của bơm và với áp suất lúc bắt đầu cung cấp p_ϕ không đổi.

Đường đặc tính theo mức cung cấp nhiên liệu (hay gọi là đặc tính thanh răng) là đường cong biến thiên của mức cung cấp trong một chu trình phụ thuộc vào vị trí của thanh răng bơm cao áp. Trong đó số vòng quay và áp suất lúc bắt đầu cung cấp được giữ không đổi. Đường đặc tính tốc độ dùng phối hợp với đường đặc tính tốc độ của

động cơ diesel (với đường đặc tính giới hạn khói đen) cho ta khả năng đánh giá chất lượng động lực học của động cơ và xác định biện pháp hiệu chỉnh khắc phục.

Đường đặc tính thanh răng (đường đặc tính theo mức cung cấp nhiên liệu của bơm) dùng để đặt bộ phận hạn chế mức cung cấp nhiên liệu (mức cung cấp cực đại).

Hình 4-12 là đường đặc tính tốc độ $\Delta v = f(n)$ và đường đặc tính thanh răng $\Delta v = f(h)$ cho bơm cao áp của động cơ diesel. Trong đó Δv là mức cung cấp nhiên liệu cho một chu trình tính bằng mm^3; n là số vòng quay của trục cam vòng/phút; h: là vị trí của đầu bên phải của thanh răng tính đến đầu mặt của bạc tính bằng mm.

Ví dụ: Với động cơ diesel có (N_e = 37 mã lực, n = 400v/ph, chi phí nhiên liệu giữ của động cơ sẽ là 83kg/giờ. Chi phí nhiên liệu đó tương ứng với mức cung cấp trong mỗi chu trình là $60mm^3$(với trọng lượng riêng của nhiên liệu là $0,84 \div 0,85 kg/dm^3$). Theo đồ thị $\Delta v = f(h)$ ta thấy rằng mức cung cấp đó với số vòng quay của trục cam là 700v/ph có thể đạt được với vị trí của thanh răng là ≈ 10mm. Do đó đường cong $\Delta v = f(n)$ khi h = 10mm là đường cong tương ứng với động cơ diesel làm việc ở chế độ chính.

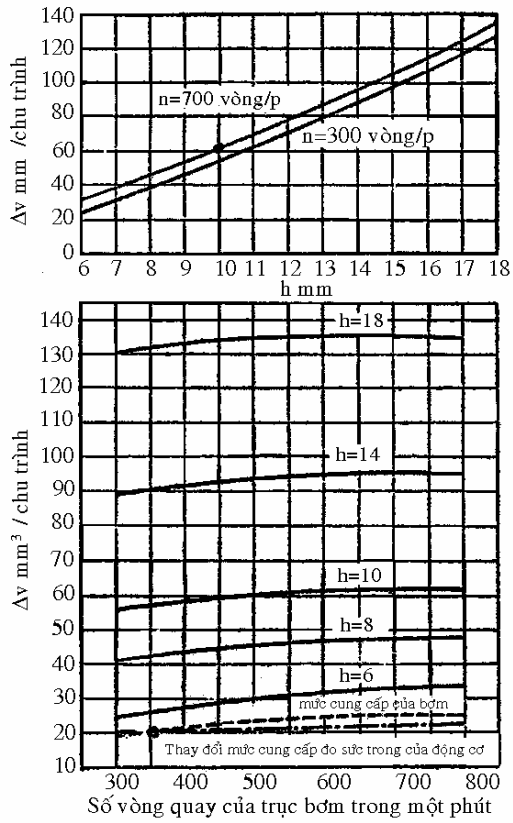
Hiệu chỉnh đường đặc tính của bơm. Khi nghiên cứu về đường đặc tính tốc độ (đường đặc tính tốc độ ngoài) của động cơ ôtô ta đã nhận xét thấy rằng nhiều động cơ diesel của ôtô và máy kéo có đường cong $M_e = f(n)$ biến thiên thoai thoải và hệ số thích ứng K thấp (1,0÷1,15). Sự biến thiên không thích ứng của đường cong $M_e = f(n)$ gây nên bởi đường đặc tính của bơm cao áp.

Từ đồ thị hình 4-12 ta thấy rằng với cùng một vị trí thanh răng h thì mức cung cấp trong một chu trình sẽ giảm xuống khi giảm số vòng quay. Cũng dễ thấy chứng minh rằng Δg giảm lập tức sẽ làm giảm áp suất hiệu dụng trung bình:

$$p_e = 427.10^{-3}.\frac{Q_h.\Delta g}{\alpha.L_0}.\eta_v.\eta_i.\lambda_{kk} - p_{ms}$$

Trong đó: Q_H - Nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

Δg - Lượng nhiên liệu được cấp trong một chu trình kg.



Hình 4-12. *Đường đặc tính theo mức cung cấp nhiên liệu (Đặc tính thanh răng) và đường đặc tính tốc độ của bơm nhiên liệu cao áp.*

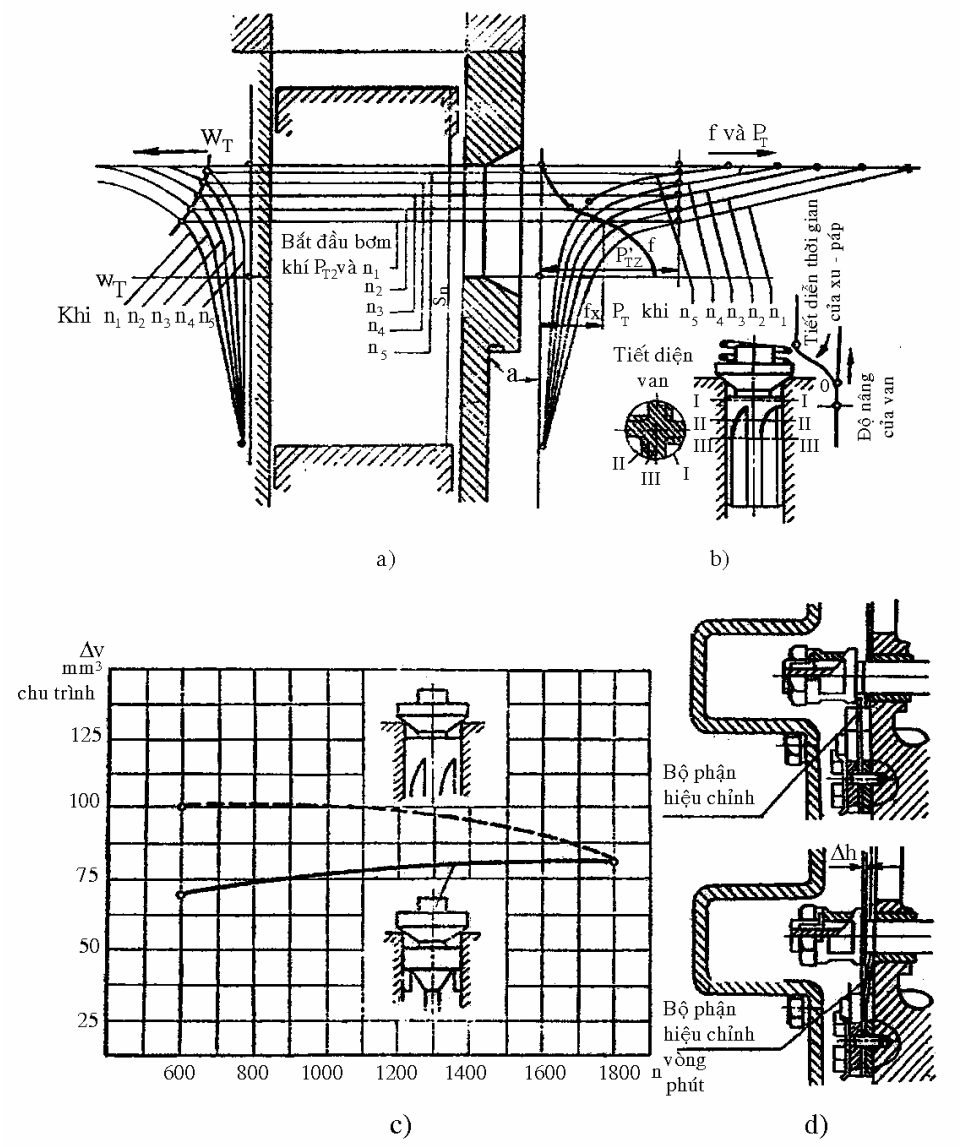
L_0 - Lượng không khí lý thuyết tính bằng kg, cần thiết để đốt cháy Δg kg nhiên liệu được cung cấp trong một chu trình.

α, η_v, η_i - Hệ số dư không khí, hệ số nạp đầy và hiệu suất chỉ thị.

γ_{kk} - Trọng lượng riêng của không khí kg/m^3

p_{ms} - Áp suất ma sát.

Từ biểu thức đã nêu ở trên ta thấy rằng với mọi điều kiện khác như nhau, khi Δg giảm sẽ làm giảm p_e. Ví dụ khi làm giảm số vòng quay thì p_e giảm khi tăng Δg trong giới hạn nào đó. Tùy thuộc mức độ hoàn hảo của việc tạo thành hỗn hợp ở động cơ đã cho thì p_e cũng tăng.



Hình 4-13: Phân tích bằng đồ thị những nguyên nhân làm giảm Δg khi số vòng quay giảm (a). Van hiệu chỉnh (b). Đường đặc tính của bơm với van tiêu chuẩn và van hiệu chỉnh (c) Bộ phận hiệu chỉnh với lò xo tấm (d).

Ta hãy xét với những nguyên nhân làm giảm Δg khi số vòng quay giảm, hình 4-13 biểu thị bằng sơ đồ xylanh và piston và biểu đồ gần đúng của sự biến thiên về áp suất và tốc độ của nhiên liệu trong lỗ nạp. Giả thiết rằng mức độ cung cấp đạt tới giá trị cực đại (thanh răng chạm vào đế tựa giới hạn đường chạy). Tốc độ ω_T của nhiên liệu được

piston đẩy qua lỗ nạp, phụ thuộc vào tốc độ w_{pt} của piston, diện tích f_{pt} và tiết diện f của lỗ ở thời điểm đã cho:

$$\omega_T = \frac{f_{pt}.w_{pt}}{f} \qquad (4\text{-}2)$$

Tiết diện f của lỗ khi piston dịch chuyển sẽ biến thiên theo quy luật của đường cong f. Do tốc độ của piston thay đổi cho nên tốc độ trong lỗ nạp thoạt tiên tăng lên chậm (khi piston dịch chuyển từ điểm chết dưới đến mép phía dưới của lỗ) và sau đó khi tiết diện của lỗ giảm, tốc độ sẽ tăng lên đột ngột.

Hình 4-13 (bên trái) là đường cong ω_T với những số vòng quay $n_1>n_2>n_3>n_4> n_5$. Xây dựng phụ thuộc vào độ dịch chuyển của piston. Sự biến thiên về tốc độ của nhiên liệu khi piston dịch chuyển sẽ được thực hiện nhờ độ tăng áp suất của nhiên liệu (p_T) nằm phía trên piston vì áp suất và tốc độ ở một thời điểm đã cho được liên hệ bởi phương trình:

$$p_T = \frac{\omega_T^2}{2.g.\varphi^2}.\gamma_T \qquad (4\text{-}3)$$

Xem đồ thị ta thấy rằng, với cùng một tiết diện f của lỗ nhưng với các số vòng quay khác nhau thì tốc độ nhiên liệu trong lỗ sẽ khác nhau và do đó áp suất đảm bảo tốc độ đã cho cũng khác nhau.

Thời điểm bắt đầu đẩy sẽ tương ứng với thời điểm nâng lên của van, còn van sẽ bắt đầu nâng lên khi áp suất phía dưới van và áp suất phía trên van cân bằng nhau. Áp suất phía trên van phụ thuộc vào áp suất nhiên liệu trong ống dẫn và áp suất của lò xo phía trên van. Giả thiết rằng áp suất ban đầu ở phía trên van (chẳng hạn như là nhờ van có đai thoát tải) luôn luôn giữ không đổi và bằng p_{T2}, như thế khi số vòng quay giảm, quá trình đẩy (van nâng lên) sẽ bắt đầu chậm hơn. Cũng lý luận như thế ta có thể đảm bảo rằng thời điểm kết thúc quá trình đẩy (van hạ xuống ổ đặt) với số vòng quay thấp hơn sẽ kết thúc sớm hơn vì áp suất phía trên piston khi nhiên liệu thoát ra với số vòng quay thấp sẽ thực hiện nhanh hơn.

Như vậy khi số vòng quay của động cơ giảm và với cùng một vị trí của thanh răng bơm cao áp thì quá trình đẩy sẽ bắt đầu chậm hơn và kết thúc sớm hơn. Ngoài ra nhiên liệu lọt qua những chỗ không kín có ảnh hưởng đến diễn biến của đường cong $\Delta g = f(n)$. Lượng nhiên liệu này khi số vòng quay giảm thì độ lớn của Δg cũng giảm. Đồng thời với n giảm đi thì hệ số nạp đầy của động cơ sẽ tăng lên.

Cả hai nguyên nhân đó sẽ làm cho hệ số dư không khí tăng lên rất nhiều và diễn biến của đường cong $M_e = f(n)$; $N_e = f(n)$ và $p_e = f(n)$ không thích hợp. Khi nghiên cứu về đường đặc tính tốc độ của động cơ ta đã thấy rằng khi động cơ làm việc theo đường đặc tính giới hạn khói đen thì diễn biến của đường cong $N_e = f(n)$ và $p_e = f(n)$ được cải thiện rất nhiều.

Để đảm bảo cho động cơ làm việc theo đường đặc tính đó cần thiết phải làm thay đổi diễn biến của đường cong $\Delta g = f(n)$ khi số vòng quay giảm. Điều đó có thể thực hiện được bằng cách đưa vào hệ thống bơm cao áp hay cơ cấu điều chỉnh những cấu tạo đặc biệt gọi là bộ phận hiệu chỉnh mức cung cấp nhiên liệu.

Bộ phận hiệu chỉnh đưa vào hệ thống của bơm nhiên liệu làm thay đổi diễn biến của đường cong $\Delta g = f(n)$. Khi cố định thanh răng bơm cao áp, tức là làm thay đổi đường đặc tính của bơm. Bộ phận hiệu chỉnh đưa vào hệ thống của máy điều chỉnh thì

đường đặc tính của bơm sẽ không thay đổi. Trong trường hợp sau này, diễn biến của đường cong $\Delta g = f(n)$ được làm thay đổi nhờ độ dịch chuyển phụ và tự động của thanh răng.

Muốn nắn đường đặc tính của bơm cao áp, bộ phận hiệu chỉnh được đưa vào trong mạch cung cấp nhiên liệu chính của mỗi xylanh động cơ. Van đẩy (van giảm áp) có cấu tạo đặc biệt (hình 4-13b) có thể liệt vào bộ phận hiệu chỉnh.

Cấu tạo van có đai thoát tải (tiết diện I-I) và tiết diện đi qua thay đổi của các khe trên phần dẫn hướng (tiết diện II-II và III-III). Vì thế độ nâng của van sẽ phụ thuộc vào tốc độ đẩy của nhiên liệu qua các khe của van: Số vòng quay càng thấp, tốc độ chạy của nhiên liệu qua các khe càng nhỏ và độ nâng của van càng nhỏ. Khi van hạ xuống sau khi cắt áp suất còn dư trong ống dẫn nhiên liệu sẽ càng lớn, van trong ống dẫn nhiên liệu trong thời kỳ đẩy chiếm một thể tích càng nhỏ, tức là độ nâng của van càng nhỏ. Như vậy khi số vòng quay của động cơ giảm xuống, áp suất còn dư trong ống dẫn nhiên liệu. Khi đẩy sẽ tăng lên và điều đó sẽ làm mức cung cấp trong một chu trình tăng lên một chút (hình 4-13c).

Cần chú ý rằng với bộ phận hiệu chỉnh loại đó rất khó đảm bảo tính đồng nhất về diễn biến của các đường đặc tính nắn lại của từng nhánh bơm. Ngoài ra khi số vòng quay giảm, góc phun sẽ tăng, điều đó làm giảm các chỉ tiêu của động cơ. Vì những lý do đó, các động cơ diesel có trong bộ cơ cấu điều chỉnh mọi chế độ thường thường có cấu tạo hiệu chỉnh đưa vào hệ thống của cơ cấu điều chỉnh cấu tạo này ít có những nhược điểm đã nêu trên.

4.3.4. Vòi phun

Vòi phun dùng để đưa nhiên liệu do bơm cao áp cung cấp vào trong buồng cháy và phun tơi nhiên liệu. Tuỳ theo phương pháp tạo thành hỗn hợp mà các yêu cầu đối với tác dụng phun tơi của vòi phun có thay đổi đôi chút.

Ví dụ: Trong những động cơ có buồng cháy thống nhất, vòi phun phải đảm bảo phun tơi hơn ở các động cơ có buồng trước và buồng cháy xoáy lốc. Trong các động cơ có buồng trước và có buồng xoáy lốc nhiệm vụ của vòi phun được giảm nhẹ đi nhiều vì việc phun tơi và trộn đều nhiên liệu được thực hiện nhờ năng lượng của nhiên liệu cháy trước hay năng lượng xoáy (buồng xoáy lốc).

Vòi phun loại hở có cấu tạo đơn giản nhất (hình 4-14a), như ta đã thấy trên hình vẽ, trong trường hợp này vòi phun chỉ gồm có ba phần: thân 1, ống phun 2 và êcu ép 3 nối ống phun với thân.

Vòi phun này có một lỗ phun đường kính $d_c = (0,15 \div 0,2)$mm. Áp suất phun cần thiết gây nên bởi sức cản của vòi phun phụ thuộc chủ yếu vào tiết diện ống phun, đường kính và tiết diện piston của bơm cao áp. Loại vòi phun này tuy có cấu tạo đơn giản song không được dùng phổ biến. Đó là vì khi số vòng quay hay tải trọng giảm thì chất lượng phun xấu hẳn đi. Thời điểm bắt đầu và kết thúc phun không dứt khoát, để chảy nhiên liệu (nhỏ giọt) tạo điều kiện hình thành muội than. Những nguyên nhân đó ảnh hưởng xấu đến quá trình đốt cháy và làm giảm các chỉ số làm việc chính của động cơ.

Một kiểu vòi phun khác được gọi là vòi phun kín. Nó khác với loại hở là có kim đóng kín, ngăn cách ống dẫn nhiên liệu với buồng cháy của động cơ và đảm bảo phun

nhiên liệu với một áp suất quy định hầu như không phụ thuộc vào chế độ làm việc của động cơ (tải trọng và số vòng quay).

Kim có thể mở ra bằng phương pháp cơ học hoặc bằng áp suất đẩy của nhiên liệu. Trong các động cơ ôtô và máy kéo vòi phun điều khiển cơ học do truyền động phức tạp và nhiều nguyên nhân khác nên hầu như không được ứng dụng. Các vòi phun có kim được nâng lên bằng áp suất nhiên liệu gọi là vòi phun điều khiển thuỷ lực. Trong các vòi phun này kim có lò xo tác dụng. Sức căng của lò xo gây áp suất cung cấp cần thiết. Cấu tạo của vòi phun phải sao cho dễ điều chỉnh sức căng của lò xo.

Kim là một chi tiết truyền động phải dễ dàng và lắp khít với phần hình trụ của thân để có ảnh hưởng đến diễn biến của đường đặc tính của vòi phun. Vòi phun có nhiều lỗ chỉ có loại không có chốt, áp suất vòi phun, tốc độ nhiên liệu trong ống phun của vòi phun và đường kính của ống phun có liên quan trực tiếp với nhau.

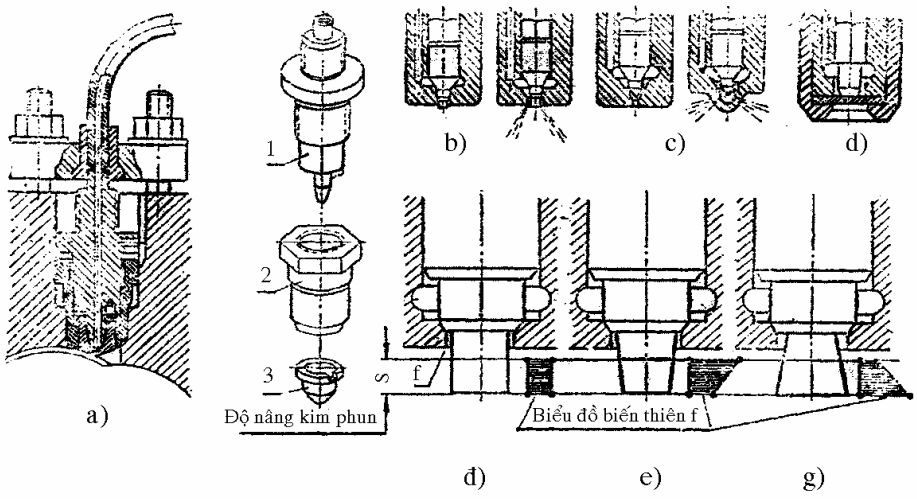
Cần chú ý rằng khi làm giảm đường kính của lỗ phun thì độ phun tơi sẽ tốt hơn nhưng đồng thời lại giảm độ xâm nhập của nhiên liệu vào trong không gian buồng cháy, điều đó rất quan trọng vì khi đó phần lớn không khí không thể tham gia vào quá trình cháy. Để tránh điều đó cần phải tăng áp suất phun.

Tỷ số chiều dài của ống phun và đường kính của nó ảnh hưởng rất lớn tới độ phun tơi. Khi chiều dài tăng thì tầm xa của tia nhiên liệu sẽ tăng lên và độ phun tơi sẽ giảm đi một chút.

So sánh các vòi phun loại hở và loại kín, cần chú ý ưu điểm lớn của vòi phun kín là có khả năng điều chỉnh áp suất phun đơn giản. Chất lượng phun ổn định vì ít có khả năng chảy nhiên liệu và phun nhỏ giọt. Nếu chốt của kim phun có hình trụ không đổi thì khi nâng kim lên, tiết diện vòng đi qua sẽ giữ không đổi và quy luật cung cấp nhiên liệu sẽ phụ thuộc chủ yếu vào biên dạng cam của bơm (Profin cam của bơm cao áp, hình 4-14đ).

Nếu chốt được chế tạo côn như (hình 4-14e) thì khi kim nâng lên tiết diện vòng thông qua sẽ không ngừng thay đổi và đường đặc tính cung cấp nhiên liệu cũng sẽ thay đổi phụ thuộc vào biên dạng của cam. Để xả không khí ra khỏi thân vòi phun, cũng như để xả nhiên liệu rò rỉ qua những chỗ không khít, vòi phun phải có ống xả nhiên liệu.

Tuỳ theo phương pháp tạo thành hỗn hợp và dạng của buồng đốt mà vòi phun của động cơ ôtô máy kéo được chế tạo có một hay nhiều lỗ phun. Ví dụ trong những động cơ diesel có buồng cháy thống nhất, vòi phun đặt ở trung tâm thì nó có năm-bảy lỗ phun phân bố theo hướng kính.

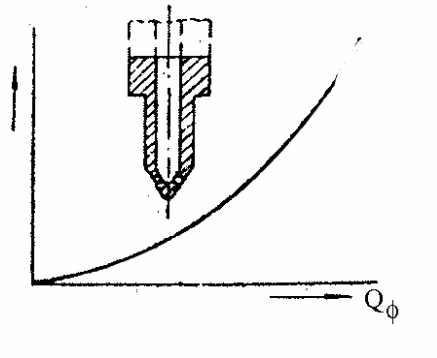


Hình 4-14. Vòi phun loại hở của các động cơ diesel và vòi phun của các vòi phun kín

Vòi phun lắp trên các động cơ có buồng cháy trước và xoáy lốc thường có một lỗ phun. Vòi phun kín có một lỗ được chia ra loại có chốt và loại không chốt. Loại có chốt là những vòi phun ở cuối kim có một cái chốt có khả năng tạo thành tia có góc hình nón mong muốn (tới 30^0) và tiết diện đi qua. Như vậy hình dạng của chốt và độ nâng của kim có thể làm thay đổi đường đặc tính cung cấp nhiên liệu trong những giới hạn đã biết. Độ nâng 5 của kim phun được giới hạn trong khoảng (0,2-0,5)mm nhờ một bộ phận điều chỉnh được.

4.3.5. Đường đặc tính của vòi phun

Chỉ số làm việc chính của vòi phun là đường đặc tính của nó. Đó là một hàm thể hiện sự biến thiên của hiệu số áp suất phía trước và phía sau lỗ phun theo lưu lượng đi qua lỗ kể cả những thay đổi về tiết diện lưu thông của lỗ và đường ống dẫn trong vòi phun. Đường cong p = f(Q), trong đó Q là lưu lượng nhiên liệu trong một giây qua ống phun của vòi phun tính bằng mm^3/s. Đường đặc tính đó có thể lấy trong phòng thí nghiệm, hoặc bằng các công trình tính toán lý thuyết.



Hình 4-15. *Đặc tính vòi phun hở*

Đơn giản nhất là loại vòi phun hở hình 4-15. Trong loại này tiết diện lưu thông của lỗ phun luôn không đổi và ngoài lỗ phun ra không còn một tiết diện nào khác gây sức cản lưu động của dòng nhiên liệu trong vòi phun. Dựa vào phương trình Bernoulli với đường nhiên liệu trong ống ta có thể viết hàm thể hiện đặc tính của vòi phun hở.

Nhiên liệu qua tiết diện I-I của ống phun:

$$\frac{p_y}{\rho_T} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_c}{\zeta_T} + \frac{w_2^2}{2} \qquad (4\text{-}4)$$

Ở đây: p_y - Áp suất phía trước lỗ phun kG/cm^2

p_c - Áp suất trong buồng cháy kG/cm^2

ρ_T - Khối lượng riêng của nhiên liệu kg/m^3

w_1 - Tốc độ nhiên liệu qua tiết diện I-I

w_2 - Tốc độ nhiên liệu qua tiết diện II-II

f_{11} - Tiết diện lưu thông của ống phun I-I

f_{22} - Tiết diện lưu thông của vòi phun II-II

Vì f_{11} lớn hơn f_{22} nhiều nên coi $w_1 = 0$, $w_1 << w_2$

Vậy $$w_2 = \sqrt{\frac{2(p_y - p_c)}{\xi_T}} \quad (4\text{-}5)$$

Ta lại có: $$Q = \mu_c . f_c . w_2 = \mu_c . f_c , \sqrt{\frac{2.(p_y - p_c)}{\xi_T}} \quad (4\text{-}6)$$

Do đó: $$p_y - p_e = \frac{Q^2 \rho_T}{2(\mu_c . f_c)^2} \ kG/cm^2 \quad (4\text{-}7)$$

Ở đây: μ_c - Hệ số lưu lượng của lỗ

f_c - iết diện lưu thông của lỗ phun

Hình 4-15 giới thiệu sự biến thiên của (p_y-p_c) theo Q.

Trong các loại động cơ ôtô và máy kéo phạm vi biến động số vòng quay của động cơ nằm trong giới hạn rất rộng. Trị số vòng quay tương ứng với công suất cực đại (1500÷1600)v/ph đến số vòng quay không tải (500÷600)v/ph. Trong phạm vi ấy áp suất phun biến động khoảng (10÷20) lần. Như vậy kể cả trường hợp áp suất phun rất lớn ở số vòng quay cực đại (p_y = 1500kG/cm^2) vẫn không tránh khỏi những trường hợp làm cho áp suất phun thấp (60÷150) kG/cm^2 ở chế độ không tải. Vì vậy không thể đảm bảo cho nhiên liệu phun vào động cơ luôn có chế độ phun tốt. Chính vì vậy đã hạn chế việc sử dụng vòi phun hở vào động cơ diesel cao tốc đặt trên ôtô máy kéo.

Vòi phun hở còn có thêm một khuyết điểm rất trầm trọng là sau khi bơm cao áp đã cắt, không cung cấp nhiên liệu cho vòi phun thì vẫn có thể còn hiện tượng nhỏ giọt qua lỗ phun. Hiện tượng trên thường xuất hiện trong các trường trong buồng cháy thấp hơn áp suất dư trên đường ống cao áp, hoặc khi xuất hiện dao động áp suất trong hệ thống nhiên liệu. Phun nhiên liệu nhỏ giọt qua lỗ phun sẽ làm cho nhiên liệu khó cháy kiệt và dễ kết thành muội than, làm tăng suất tiêu hao nhiên liệu và tắc lỗ phun.

Hình 4-16a là ba đường đặc tính của loại vòi phun có kim phun (vòi phun kín) xây dựng trên cơ sở các số liệu thí nghiệm cho áp suất bắt đầu cung cấp p_ϕ = 100, 140 và 180 kG/cm^2.

Ngoài các đường cong p' = f(Q) (hình 4-16a) còn đường cong p và x = f(Q).

Trên đồ thị đó ta ký hiệu: p_ϕ là áp suất bắt đầu cung cấp, p và p'-áp suất nhiên liệu phía trên kim và áp suất phía sau kim trong ống phun của vòi phun tính bằng kG/cm^2; x: độ nâng kim phun tính bằng phần trăm mm.

Trong sự diễn biến của đường cong p = f(Q) cần chú ý một chi tiết rất quan trọng sau đây, theo đường cong p = f(Q) ta thấy rằng khi tăng mức chi phí nhiên liệu Q trong một giây thì áp suất phía trên kim sẽ giảm, và đạt tới một trị số cực tiểu với một mức chi phí nào đó gọi là mức chi phí tới hạn. Khi tiếp tục tăng mức chi phí trong một giây áp suất bắt đầu tăng.

Kết quả nghiên cứu lý thuyết và thực nghiệm của giáo sư Calis (người Nga) chứng tỏ rằng với những chi phí trong một giây nhỏ hơn chi phí tới hạn thì vòi phun làm việc không ổn định, còn với những chi phí lớn hơn chi phí tới hạn thì sẽ ổn định. Giáo sư Calis giải thích hiện tượng đó như sau: khi vòi phun làm việc với mức chi phí trong một giây lớn hơn chi phí tới hạn. Trong trường hợp vì những nguyên nhân nào đó, phụ thuộc vào vòi phun (khi mức cung cấp của bơm không đổi) mức chi phí Q trong một giây giảm xuống, áp suất sẽ tăng lên đến một trị số làm cho chi phí trong một giây qua vòi phun sẽ khôi phục được giá trị ban đầu. Khi mức chi phí trong một giây tăng đều giá trị ban đầu áp suất p sẽ giảm xuống và trở lại trị số trước.

Nếu vòi phun với mức cung cấp của bơm không đổi làm việc với mức chi phí trong một giây nhỏ hơn mức tới hạn thì khi mức chi phí trong một giây của vòi phun (với mức cung cấp của bơm không đổi) giảm xuống cũng làm cho áp suất tăng. Nhưng không theo hướng tăng Q mà ngược lại (dịch về bên trái đường đặc tính) và như thế sau hết là làm cho chi phí trong một giây giảm tới không. Vì mức cung cấp của bơm không bằng không cho nên sau đó vòi phun lại hoạt động và lại làm giảm chi phí trong một giây tới không, tức là vòi phun làm việc không ổn định, rời rạc, làm tăng độ hao mòn và ảnh hưởng xấu tới quá trình tạo thành hỗn hợp.

Theo giải thích ở trên, rõ rằng là khi lựa chọn vòi phun và bơm cao áp (trang bị cho một động cơ đã cho) muốn cho vòi phun làm việc được ổn định, cần thiết phải làm sao cho mức chi phí nhiên liệu trong một giây khi động cơ làm việc với mọi chế độ có thể phải lớn hơn mức chi phí tới hạn.

Trị số tuyệt đối của mức chi phí trong một giây khi p cực tiểu càng nhỏ tức là trị số của mức chi phí tới hạn càng nhỏ thì vòi phun đã cho càng vạn năng (về phương diện làm việc thích hợp với các loại bơm khác).

Theo đường đặc tính của vòi phun ta thấy rằng, muốn vòi phun làm việc ổn định thì bộ phận giới hạn độ nâng của kim (có trong nhiều vòi phun) phải đặt cho phù hợp với đường đặc tính của vòi phun.

Ta thấy rằng là muốn có chất lượng tạo thành hỗn hợp đồng nhất trong tất cả các xylanh của động cơ, cần thiết phải sao cho tất cả các vòi phun không những chỉ có trị số p_ϕ như nhau mà phải có cả sự đồng nhất hoàn toàn của đường cong p = f(Q). Trong trường hợp ngược lại sự làm việc của từng xylanh riêng biệt (với mọi điều kiện khác như nhau) sẽ không giống nhau.

Ta có thể thấy dễ dàng theo đường cong (hình 4-16) phía trên là sự thay đổi sức căng lò xo có một ảnh hưởng quan trọng.

Bằng cách làm tăng sức căng của lò xo, miền làm việc không ổn định của vòi phun mở rộng ra khi áp suất p' thay đổi. Do đó việc làm thay đổi không có căn cứ sức căng của lò xo có thể đặt hệ thống nhiên liệu vào trong những điều kiện làm việc nặng nề một cách không cần thiết.

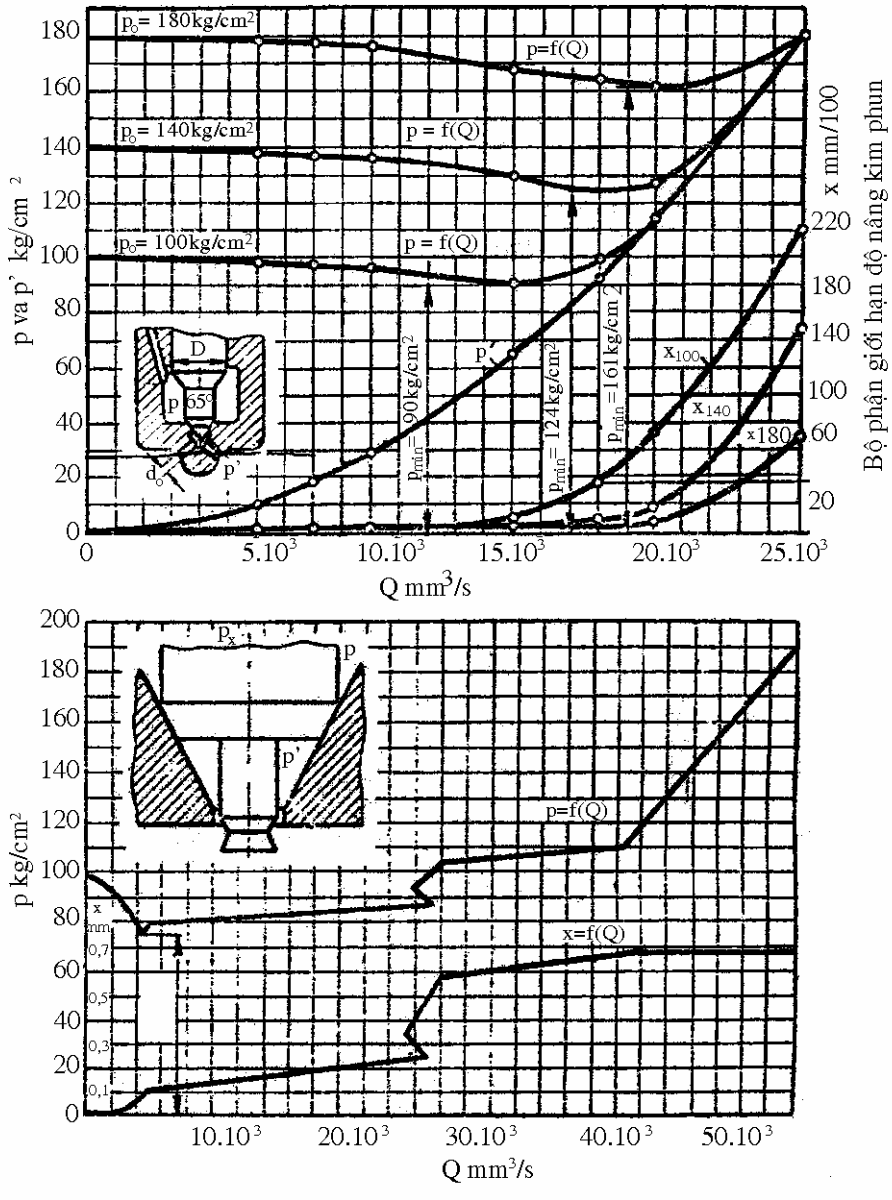
Hình 4-16b là đường đặc tính lý thuyết của vòi phun có chốt. Như ta đã thấy trên đường đặc tính, vòi phun loại kín có chốt không có sự diễn biến đều đặn của đường cong p = f(Q). Đó là vì khi kim của vòi phun có chốt nâng lên, tiết diện đi qua của nhiên liệu f_d luôn luôn thay đổi và điều đó có ảnh hưởng đến sự diễn biến của đường đặc tính. Đặc điểm đó làm thay đổi kích thước của chốt có thể làm thay đổi hình nón phun nhiên liệu, cũng như diễn biến của từng đoạn của đường đặc tính.

Ngoài ra vòi phun có chốt ít bị đóng muội than. Khi so sánh diễn biến của đường đặc tính của các vòi phun có chốt và không có chốt cần chú ý các chi tiết sau:

Ở vòi phun không có chốt, độ tăng áp suất p kể từ p_{min} (tương ứng với Q tới hạn) lên rất nhanh, do đó miền làm việc ổn định của vòi phun đó rút ngắn lại do áp suất tăng lên rất cao.

Ở vòi phun có chốt, miền làm việc không ổn định giảm xuống (hình 4-16) còn miền làm việc ổn định được mở rộng ra nhiều với áp suất tăng lên đều đặn.

Hiện tượng trên cho phép ta lắp vòi phun có chốt trên các động cơ diesel có các phương pháp tạo thành hỗn hợp khác nhau khi bơm có khoảng biến thiên của Q rộng, đó là ưu điểm hết sức quan trọng của vòi phun có chốt. Tuy nhiên cũng cần chú ý đến hiện tượng là những sai lệch nhỏ về kích thước của chốt sẽ ảnh hưởng rất lớn đến diễn biến của đường đặc tính. Có được sự đồng nhất hoàn toàn về kích thước của chốt là một yêu cầu cần thiết và khó thực hiện.



Hình 4-16. Đường đặc tính của vòi phun không có chốt và có chốt

4.4. CÁC KÍCH THƯỚC CƠ BẢN CỦA BƠM CAO ÁP VÀ VÒI PHUN

4.4.1. Các kích thước cơ bản của bơm cao áp

Các kích thước cơ bản của bơm cao áp được xác định xuất phát từ chi phí nhiên liệu giờ của động cơ thu được trong phép tính nhiệt hay lấy trên cơ sở khảo nghiệm động cơ thiết kế mẫu.

Giả thiết rằng chi phí nhiên liệu giờ bằng G_T. Như thế lượng nhiên liệu cung cấp trong một chu trình cho mỗi xylanh của động cơ sẽ là:

$$\Delta g = \frac{G_T \tau}{n.60.i} \quad \text{kg/chu trình} \tag{4-8}$$

Trong đó: τ - Số kỳ đối với Động cơ 2 kỳ $\tau = 1$

Động cơ 4 kỳ $\tau = 2$

n - Số vòng quay trục khuỷu v/ph

i - Số xylanh động cơ

Thể tích mà nhiên liệu được phun sẽ bằng:

$$\Delta v = \frac{\Delta g}{\gamma_T} \quad \text{dm}^3 / \text{ chu trình} \tag{4-9}$$

Trong đó: γ_T - Trọng lượng riêng của nhiên liệu kg/dm^3.

Muốn cho bơm có thể cung cấp một số lượng nhiên liệu như thế nó phải được tính toán với mức cung cấp lớn, bởi vì cần phải kể đến hệ số nạp đầy, tính nén được của nhiên liệu, đàn tính của ống dẫn, phần nhiên liệu lọt qua chỗ không kín, dự trữ để khởi động.... Vì thế bơm được tính với mức cung cấp nhiên liệu bằng:

$$\Delta v_{tinh} = \Delta v.\xi \tag{4-10}$$

Trong đó: ξ : Hệ số tính đến tính nén được của nhiên liệu, lượng nhiên liệu qua chỗ không kín, dự trữ để khởi động... Hệ số ξ lấy từ 2 đến 4 và cao hơn.

Các kích thước cơ bản của bơm cao áp được xác định bằng đẳng thức:

$$\Delta v_{tinh} = \frac{\pi.d_{pt}}{4}.S_{pt} \tag{4-11}$$

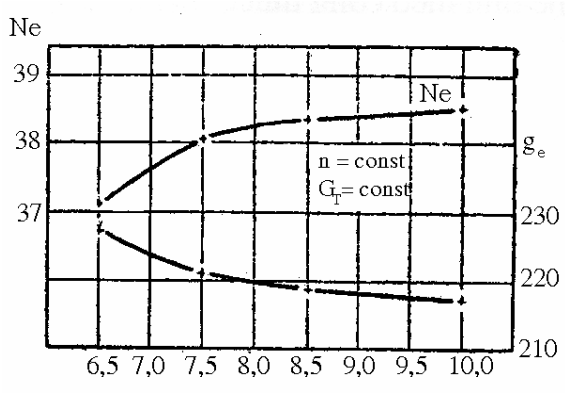
Trong đó: d_{pt} và S_{pt} là đường kính và hành trình của piston tính bằng dm.

Thừa nhận trị số $\frac{S_{pt}}{d_{pt}}$ ta tính được S_{pt}.

Cần chú ý rằng việc gia công và rà piston với xylanh khi đường kính nhỏ hơn 6mm sẽ rất khó khăn và vì thế không nên lấy đường kính thấp hơn trị số kể trên. Tỷ số: $\frac{S_{pt}}{d_{pt}}$ ở những bơm đã chế tạo biến thiên trong khoảng 1,0÷ 1,7.

Phép tính đó có thể dùng làm phương hướng khi chọn kích thước của bơm theo tài liệu đã có sẵn.

Biên dạng của cam được thiết kế xuất phát từ góc cung cấp thừa hận trước. Quy luật biến thiên tốc độ của piston phải tăng suốt từ lúc bắt đầu đến khi kết thúc quá trình cung cấp nhiên liệu. Ở những bơm cao áp đã được thiết kế, tốc độ trung bình của piston biến thiên trong khoảng 0,5÷1,5m/s.



Hình 4 -17- là các đường cong công suất N_e và suất tiêu hao nhiên liệu

Biên dạng của cam và đường kính piston trong bơm xác định đặc điểm cung cấp nhiên liệu, khi làm tăng đường kính piston, biên dạng của cam không đổi và mức cung cấp nhiên liệu trong một chu trình như nhau thì thời gian cung cấp sẽ giảm xuống.

Như ta đã thấy trên sơ đồ đường kính của piston tăng từ 6,5 đến 10mm sẽ làm tăng các chỉ số làm việc của động cơ, điều đó có liên quan đến việc rút ngắn thời gian phun.

4.4.2. Xác định các kích thước cơ bản của vòi phun hở

Đường kính ống phun của vòi phun có quan hệ trực tiếp với áp suất phun và thời gian cung cấp nhiên liệu. Áp suất cung cấp được xác định bởi phương pháp tạo thành hỗn hợp đã chọn, thời gian cung cấp t có thể tính gần đúng theo góc cấp β, góc này ở những động cơ ôtô máy kéo đã được chế tạo biến thiên trong khoảng 8^0-30^0.

$$t = \frac{60.\beta}{n.360} = \frac{\beta}{n.6} \qquad (4\text{-}12)$$

Trong đó: n - Số vòng quay của động cơ trong một phút

Tốc độ chảy trung bình của nhiên liệu ra khỏi ống phun của vòi phun có thể tính theo công thức:

$$w_f = \varphi\sqrt{2.g.\frac{p'-p_k}{\gamma_T}} \qquad (4\text{-}13)$$

Trong đó: g- Gia tốc trọng trường m/s^2.

p'-Áp suất phun trung bình kG/cm^2

p_k- Áp suất của khí trong xylanh kG/cm^2

γ_T -Trọng lượng riêng của nhiên liệu kg/cm^3

φ - Hệ số tính chủ yếu đến sức cản của ống phun và vòi phun. Tuỳ theo sức cản của vòi phun, hệ số φ có thể lấy vào khoảng 0,7-0,8.

Tiết diện ống phun của vòi phun f_ϕ với áp suất cho trước và các trị số tính được của w_ϕ và t được xác định bởi phương trình:

$$\Delta v = f_\phi . w_\phi . t \qquad (4\text{-}14)$$

Hay

$$f_\phi = \frac{\Delta v}{w_\phi . t} \qquad (4\text{-}15)$$

Khi xác định tiết diện ống phun của vòi phun phải xuất phát từ tốc độ trung bình trong thời kỳ phun của số lượng nhiên liệu đã cho. Trong thực tế khi số vòng quay của động cơ không thay đổi và số lượng nhiên liệu cung cấp không thay đổi thì tốc độ chảy khi phun sẽ biến thiên phụ thuộc vào sự biến thiên tốc độ của piston bơm.

Sau khi tính gần đúng tiết diện ống phun của vòi phun theo công thức (4-15), ta có thể xuất phát từ biên dạng cam, xây dựng đồ thị tốc độ chuyển động w_{pt} của piston bơm và sau đó trên cơ sở đồ thị tốc độ của piston và đẳng thức:

$$f_{pt} . w_{pt} = f_\phi . w_\phi \qquad (4\text{-}16)$$

Ta tìm thấy đặc điểm biến thiên áp suất trong thời kỳ phun với số lượng nhiên liệu cung cấp đã cho:

$$p' = \frac{f_{pt}^2 . w_{pt}^2 . \gamma_T}{\varphi^2 . f_\phi^2 . 2 . g} + p_k \qquad (4\text{-}17)$$

Trong đó: p', w_{pt}, p_K là áp suất phun, tốc độ piston và áp suất của khí trong xylanh.

Như ta đã thấy trong biểu thức trên với vòi phun loại hở thì khi tốc độ của piston w_{pt} giảm, áp suất phun sẽ giảm và do đó chất lượng phun tơi và tạo thành hỗn hợp sẽ xấu đi. Khuynh hướng cải thiện việc phun tơi nhiên liệu khi mức cung cấp nhỏ và số vòng quay thấp sẽ dẫn tới hiện tượng áp suất tăng rất cao khi làm việc ở chế độ cực đại (tới 1400kG/cm^2) và cao hơn nữa. Hiện tượng đó làm tăng ứng lực và làm giảm khả năng làm chắc chắn của toàn thể hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ. Ưu điểm chính của vòi phun hở là cấu tạo đơn giản và dễ chế tạo.

4.4.3. Ví dụ về tính toán bơm cao áp và vòi phun

Ta hãy tiến hành việc xác định gần đúng các kích thước của bơm và vòi phun hở cho một động cơ diesel hai xylanh, hai kỳ chi phí nhiên liệu giờ G_T = 2 kg/h. Số vòng quay của động cơ n = 100 v/ph. Loại nhiên liệu có trọng lượng riêng $\gamma_T = 0{,}88$ kg/dm^3.

- Số lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi xylanh trong một chu trình sẽ là:

$$\Delta g = \frac{G_T . \tau}{60 . n . i} = \frac{12.1}{1000.60.2} = 0{,}0001 \text{ (kg/chu trình)}$$

- Thể tích nhiên liệu cung cấp cho một xylanh sẽ là:

$$\Delta v = \frac{\Delta g}{\gamma_T} = \frac{0{,}0001}{0{,}88} = 0{,}0001135 \text{ dm}^3\text{/chu trình.}$$

Ta lấy hệ số ξ (hệ số tính đến tính chịu nén của nhiên liệu, tốc độ động cơ, đàn tính của ống dẫn, nhiên liệu lọt qua chỗ không khí, dự trữ để khởi động, nạp không đầy $\xi = 2,5$).

- Thể tích do piston của bơm dịch chuyển phải bằng:

$$\Delta v_{tinh} = \Delta v.\xi = 0,0001135.2,5 \cong 0.000284 dm^3$$

hay là: $\Delta v_{tính} = 0,284 cm^3$.

Lấy hành trình piston của bơm là 10mm. Suất phát từ công thức (4-11) ta xác định đường kính của piston bơm cao áp:

$$d_{pt} = \sqrt{\frac{4.\Delta v_{tinh}}{\pi.S_{pt}}} = \sqrt{\frac{4.0,284}{3,14.1}} \cong 0,6cm$$

Chọn góc cung cấp bằng $\beta = 30^0$ ta xác định thời gian cung cấp theo công thức (4-12).

$$t = \frac{60.\beta}{n.360} = \frac{60.30}{1000.360} = 0,005s$$

Lấy áp suất không khí bị nén trong xylanh $p_k = 35$ kG/cm^2. Còn áp suất cung cấp (áp suất phun) p' = 100 kG/cm^2. Ta tính tốc độ chảy của nhiên liệu ra khỏi ống phun của vòi phun loại hở:

$$w_\phi = 0,6\sqrt{2.9,81\frac{1.000.000 - 350.000}{880}} \cong 72m/s$$

Trong đó φ là hệ số chảy lấy = 0,6.

- Tiết diện hoạt động của ống phun của vòi phun sẽ là:

$$f_\phi \frac{\Delta v}{w_\phi.t} = \frac{0,0000001135}{72.0,005} = 0,000000314m^2$$

Hay $f_\phi = 0,314mm^2$

Đường kính ống phun của vòi phun được xác định bởi công thức:

$$d_\phi = \sqrt{\frac{f_\phi.4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,314.4}{3,14}} \cong 0,632mm$$

CHƯƠNG 5

HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU CỦA ĐỘNG CƠ LÀM VIỆC BẰNG KHÍ NÉN VÀ KHÍ HOÁ LỎNG

5.1. MỘT SỐ KHÁI NIỆM VỀ KHÍ TỰ NHIÊN VÀ KHÍ DẦU MỎ HOÁ LỎNG

Trong thiên nhiên thường tồn tại các loại khí hyđrocacbon bao gồm: khí tự nhiên, khí ngưng tụ, khí đồng hành trong quá trình khai thác dầu mỏ và các loại khí thứ cấp sinh ra trong quá trình chế biến dầu tại các nhà máy lọc hoá dầu. Các loại khí này đều có thể sử dụng làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong, các nhà máy nhiệt điện hoặc dùng cho nhu cầu sinh hoạt dân dụng.

Khí dầu mỏ ở trạng thái hoá lỏng (Liquefied Petroleum Gases-LPG) thì được chứa nạp vào các bình đặc chủng rồi vận chuyển đến các nơi yêu cầu. Thành phần chính của khí dầu mỏ chủ yếu là các hyđrocácbon thuộc họ parafin có trọng lượng phân tử bé như: mêtan, etan, propan, butan, pentan. Riêng khí tự nhiên và khí ngưng tụ chứa chủ yếu là mêtan (90-95%).

Khí tự nhiên qua quá trình xử lý, chế biến và hoá lỏng sẽ cho ra sản phẩm gọi là khí tự nhiên hoá lỏng (Liquefied Nature Gases LNG).

- Để chống ô nhiễm môi trường do khí thải của ôtô gây ra, ở các nước tiên tiến cũng như ở Việt Nam hiện nay có xu hướng sử dụng nhiên liệu sạch là LPG. Khí dầu mỏ hoá lỏng (LPG) thu được từ quá trình khai thác và chế biến dầu mỏ được hoá lỏng bao gồm các loại hyđrocácbon khác nhau.

Thành phần hoá học chủ yếu của LPG là hyđrocácbon mạch parafin có công thức chung là C_nH_{2n+2} như sau:

		Propan: C_3H_8	Butan: C_4H_{10}
hoặc	C_nH_{2n}	Propylen: C_3H_6	Butilen: C_4H_8

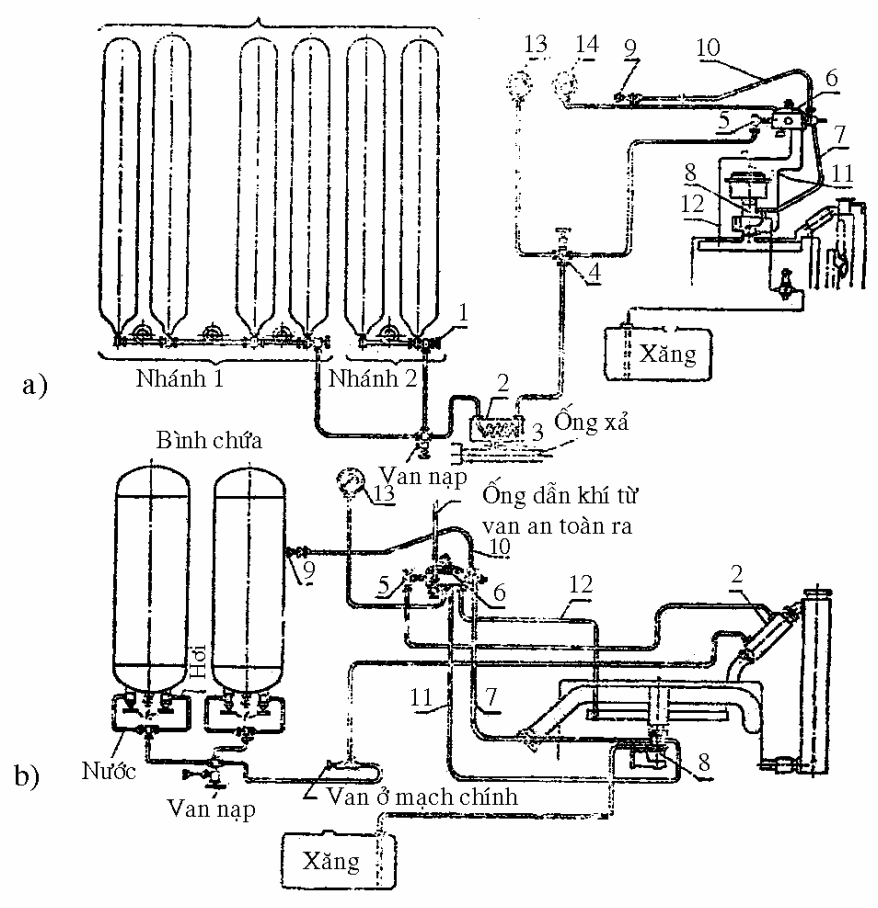
Đối với LPG thương phẩm dùng cho động cơ đốt trong hiện nay chủ yếu là hỗn hợp của propan và butan. Bản thân khí ga (LPG) không mùi, nhưng khi vận chuyển hoặc nạp vào bình ga thương mại người ta phải thêm một lượng nhất định chất Mercaptan có mùi đặc trưng để dễ nhận biết khi rò rỉ, đề phòng cháy, nổ.

5.2. HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ DÙNG KHÍ

Trong hệ thống cung cấp hỗn hợp đốt của các động cơ làm việc bằng khí hoá lỏng và khí nén có những cấu tạo và bộ phận sau.

Các bình khí cùng với dàn máy. Các bình lọc khí khỏi các bụi cơ học, áp kế để kiểm tra áp suất của khí (khi làm việc bằng khí nén người ta còn dùng áp kế để báo số lượng khí trong bình), bộ phận khoá đóng kín, bộ phận giảm áp (hay các bộ phận giảm áp khí có hệ thống hai cấp hay nhiều cấp). Cơ cấu hâm nóng, (bộ phận trao đổi nhiệt), bộ phận hoà trộn hỗn hợp và ống dẫn khí. Hình 5-1 là sơ đồ hệ thống cung cấp khí hỗn

hợp đốt của động cơ làm việc bằng khí nén và khí hoá lỏng. Khí từ các bình (của nhánh thứ nhất hay nhánh thứ hai) qua các van đóng kín 1 của nhánh dẫn đến bộ phận trao đổi nhiệt 2 được hâm nóng bằng khí xả (hình 5-1a) hay nước của hệ thống làm mát (hình 5-1b). Tuỳ theo tính chất của khí và điều kiện sử dụng cường độ làm nóng có thể được điều chỉnh nhờ rông đen định lượng thay đổi được 3 (hình 5-1a).



Hình 5-1. Sơ đồ cung cấp hỗn hợp đốt của các động cơ ôtô làm việc bằng khí nén (a) và khí hoá lỏng (b).

Từ bộ phận trao đổi nhiệt khí qua van mạch chính 4 và bình lọc 5 dẫn đến bộ phận giảm áp hai cấp 6 ở đó áp suất của khí sẽ được giảm đến trị số cần thiết. Khí từ bộ phận giảm áp 6 theo ống 7 được dẫn tới bộ phận khí 8 thành phần hỗn hợp được điều chỉnh bằng nút 9 của ngăn kéo điều khiển và giây 10 từ cabin của người lái.

Khí cung cấp cho động cơ khi chạy không tải qua ống 11. Ống l2 nối bộ phận thoát tải của bộ phận giảm áp suất với ống nạp. Đồng hồ (áp kế) 13 báo áp suất trong các bình (tức là số lượng khí) còn đồng hồ 14 (áp kế 14) báo áp suất sau cấp thứ nhất của bộ phận giảm áp.

5.3. CÁC CHỈ TIÊU LÀM VIỆC CỦA ĐỘNG CƠ DÙNG KHÍ

Công suất do động cơ sản ra có thể biểu thị dưới dạng sau:

$$N_e = A.V.n.Q_H.\eta_v.\eta_i.\eta_m \qquad (5\text{-}1)$$

Trong đó: A - Hằng số đối với động cơ đã cho;

V - Dung tích của động cơ;

n - Số vòng quay trong một phút;

Q_H - Nhiệt lượng cháy của hỗn hợp kcal/m^3 ;

η_v - Hệ số nạp đầy;

η_i và η_m- Hiệu suất chỉ thị và hiệu suất cơ học của động cơ.

Khi chuyển các động cơ có bộ chế hoà khí cho chạy bằng khí nén hay khí hoá lỏng thì các chỉ số của động cơ có thể thay đổi trong trường hợp nếu như tất cả hay một thông số nào đó trong bốn thông số sau đây thay đổi.

Nhiệt lượng cháy của hỗn hợp các khí mỏ mêtan với $\alpha = 1$ nhỏ hơn nhiệt lượng cháy của hỗn hợp xăng khoảng 4,5÷7,5%. Nhiệt lượng cháy của hỗn hợp xăng không khí khi $\alpha = 1$ gần bằng 805 kcal/m^3. Còn của hỗn hợp Propan cùng trong điều kiện đó là 860÷870 kcal/m^3. Do đó khi chuyển các động cơ có bộ chế hoà khí chạy xăng cho chạy bằng các khí đó (với tỉ số nén như cũ và không làm thay đổi gì), vì nhiệt lượng cháy của hỗn hợp giảm xuống nên có thể thấy công suất của động cơ giảm xuống đôi chút.

Hệ số nạp đầy η_V khi chuyển động cơ có bộ chế hoà khí cho chạy bằng khí thay đổi tuỳ theo tỷ số sức cản khi nạp của động cơ có bộ chế hoà khí và động cơ chạy bằng khí và cũng phụ thuộc cả vào cường độ hâm nóng tương ứng với loại nhiên liệu đã cho.

Khi chuyển động cơ chạy xăng cho chạy khí thì sự hâm nóng có thể làm giảm η_V xuống (3÷10%). Hệ số chỉ thị η_i phụ thuộc vào sự hoàn hảo của quá trình cháy, trị số của hệ số biến đổi phân tử, trị số của hệ số dư không khí α khi có công suất của động cơ cực đại và các nguyên nhân khác ít quan trọng hơn.

Khi làm việc bằng khí thì việc chuẩn bị hỗn hợp được cải thiện do đó thành phần hỗn hợp đồng nhất hơn. Vì lý do đó nên công suất cực đại khi làm việc với khí mêtan chẳng hạn sẽ dịch về phía các trị số lớn hơn của α, điều đó làm tăng η so với hỗn hợp xăng.

Khi làm việc với khí hoá lỏng lúc công suất cực đại thì α gần với hỗn hợp xăng. Hệ số biến đổi phần tử (khi $\alpha \geq 1$) khi chuyển động cơ cho chạy bằng khí nén hay khí hoá lỏng sẽ thay đổi. Khi làm việc bằng khí mêtan thì hệ số biến đổi phân tử sẽ bằng đơn vị, khi làm việc với propan, butan và hỗn hợp propan-butan thì sẽ lớn hơn 1 (nhưng tính theo trị số tuyệt đối thì nó nhỏ hơn khi chạy xăng). Còn khi chạy bằng khí thấp thì sẽ nhỏ hơn 1.

Tóm lại: Khi động cơ chạy bằng khí sẽ dẫn đến làm giảm hiệu suất chỉ thị một chút so với cùng hệ số đó khi chạy bằng hỗn hợp xăng-không khí.

Hao phí cơ học khi chuyển động cơ đã cho chạy bằng khí ga (không sửa đổi gì) có thể xem như không thay đổi.

Do công suất chỉ thị của động cơ khi chuyển sang chạy bằng khí giảm xuống, nên hiệu suất cơ học của động cơ cũng sẽ giảm.

Ta thấy công suất giảm xuống nhiều (15-25%) khi chuyển các động cơ có bộ chế hoà khí (không thay đổi ε, cường độ hâm nóng...vv) cho chạy bằng khí nén (ví dụ khí

mêtan, khí tổng hợp) là vì những lý do kể trên. Khi chuyển sang chạy khí hoá lỏng (LPG) thì công suất giảm chừng (5-10%).

Có nhiều biện pháp có thể bù đắp lại những mất mát về công suất đó. Các khí nén và khí hoá lỏng có số ốc tan cao (ví dụ số ốc tan của butan là 93, Propan là 120) điều đó cho phép ta tăng tỷ số nén lên rất cao.

Theo các công trình nghiên cứu về sử dụng LPG khi tăng tỷ số nén của động cơ lên từ 4,6 lên đến 7 làm việc bằng khí nén và khí hoá lỏng (LPG) đảm bảo công suất và tính kinh tế tương ứng tăng lên 13 và 15%.

Làm tăng hệ số nạp η_v bằng cách làm giảm độ hâm nóng tới mức thấp nhất có thể: ví dụ tách ống nạp ra khỏi ống thải cho phép làm tăng công suất do động cơ sản ra lên (3-10%).

Làm giảm sức cản khi nạp (hoàn thiện hệ thống nạp) cũng tạo điều kiện bù lại mất mát về công suất.

Các biện pháp nêu ở trên khi chuyển động cơ cho chạy bằng khí ga hoá lỏng (LPG) cho phép nâng cao công suất N_e lên 11-20% với tính tiết kiệm tăng cao, giảm mài mòn xylanh, giảm khí độc hại gây ô nhiễm môi trường.

CHƯƠNG 6

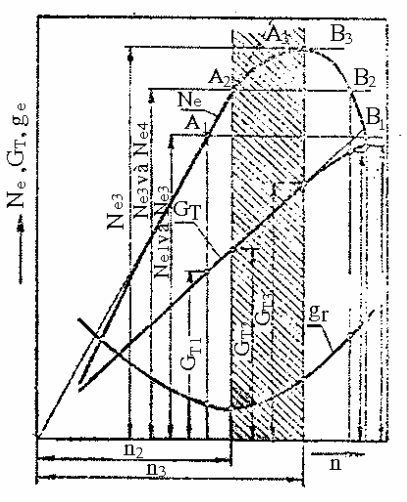
TỰ ĐỘNG ĐIỀU CHỈNH SỐ VÒNG QUAY CỦA ĐỘNG CƠ

6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Nghiên cứu đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ chúng ta thấy dễ dàng là điểm ứng với suất tiêu hao nhiên liệu có ích nhỏ nhất luôn luôn nằm ở bên trái điểm ứng với giá trị cực đại của công suất động cơ.

Điểm này có thể chứng minh một cách dễ dàng nếu ta kẻ các đường A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 cắt đường cong $N_e = f(n)$ và song song với trục hoành. Như thế chi phí nhiên liệu gần như luôn luôn tỷ lệ thuận với số vòng quay, còn công suất của động cơ, khi số vòng quay lớn hơn n_3 thì bắt đầu giảm do đó:

$$\frac{G_{T_2}}{N_{e2}} < \frac{G_{T_3}}{N_{e3}} < \frac{N_{T_4}}{N_{e4}}$$



Hình 6- 1. *Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ*

Ở trị số N_{e2} và G_{T2} chi phí nhiên liệu sẽ nhỏ nhất. Tiếp tục tăng số vòng quay (cao hơn n_2), do đó tốc độ tăng công suất giảm còn G_{T2} tăng nhanh nên suất tiêu hao nhiên liệu có ích sẽ tăng.

Khi số vòng quay thấp hơn n_2 do N_e giảm nhanh hơn G_T nên suất tiêu hao nhiên liệu có ích sẽ tăng. Cần chú ý rằng đối với các loại động cơ khác nhau độ phát triển của công suất và chi phí nhiên liệu giờ (G_T) khi tăng số vòng quay của động cơ có khác nhau (phụ thuộc vào các thời kỳ phân phối khí, tính chất của bộ chế hoà khí và nhiều yếu tố khác).

Bởi vì cả đường cong biểu thị suất tiêu hao nhiên liệu có ích của các động cơ đó cũng có thể khác nhau đôi chút.

Như vậy số vòng quay đặt cho cơ cấu điều chỉnh từ n_3 (khi N_{emax}) tới n_2 (khi g_{emin}). Trên hình 6-1 khoảng đó được gạch chéo.

Nếu cho cơ cấu điều chỉnh làm việc ở số vòng quay n_2, thì ở chế độ tải trọng hoàn toàn động cơ sẽ tiết kiệm nhất và làm việc ít căng thẳng nhưng hiệu suất thấp (khoảng 13÷15 %) và hệ số thích ứng K thấp. Ở số vòng quay n_3 chất lượng động lực của động cơ (công suất và hệ số thích ứng) tăng rõ rệt song tính tiết kiệm giảm chừng (5÷8%) và do đó động cơ làm việc căng thẳng, độ hao mòn tăng.

6.2. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA ĐỘNG CƠ

Động cơ đốt trong thường xuyên phải thay đổi chế độ làm việc một cách đột ngột, nghĩa là các chế độ làm việc ổn định của động cơ luôn bị phá vỡ.

Khi thay đổi phụ tải thì chế độ tốc độ của động cơ cũng thay đổi. Khối lượng bánh đà có thể bù trừ một phần nào mức độ chênh lệch giữa công suất của động cơ và công suất cần thiết của máy công tác, nhưng chỉ đem lại tính chất tạm thời hơn nữa nếu kích thước của bánh đà càng nhỏ thì tác dụng bù trừ ấy càng ít.

Muốn giữ cho số vòng quay của động cơ nằm trong một giới hạn cần thiết phải luôn luôn thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ để loại trừ tình trạng mất cân bằng năng lượng giữa động cơ và máy công tác. Nhưng trên thực tế trong điều kiện phụ tải thay đổi đột ngột không thể dùng tay để điều khiển lượng nhiên liệu, vì vậy các loại động cơ đốt trong đều cần có một cơ cấu đặc biệt, thường gọi là bộ điều chỉnh tốc độ hoặc gọi tắt là bộ điều tốc dùng để điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình một cách tự động, đảm bảo công suất của động cơ luôn cân bằng với công suất của máy công tác, qua đó giữ cho số vòng quay của động cơ không thay đổi.

Hiện nay có rất nhiều loại điều tốc. Trên mỗi động cơ sử dụng bộ điều tốc nào là tuỳ thuộc loại động cơ, đặc điểm của máy công tác và yêu cầu của toàn bộ thiết bị.

Nếu động cơ không lắp bộ điều tốc thì tính ổn định của động cơ khi thay đổi chế độ làm việc, chủ yếu phụ thuộc vào hình dạng các đường đặc tính của bản thân động cơ và của máy công tác.

Trên hình 6-2 giới thiệu hai trường hợp khác nhau về vị trí tương quan giữa đặc tính tốc độ của động cơ $M_e = f(n)$ và của máy công tác $M_c = f(n)$. Phá hoại chế độ làm việc ổn định của động cơ một cách đột ngột sẽ làm thay đổi số vòng quay.

Trong trường hợp thứ nhất đường M_C dốc hơn đường M_e (hình 6-2a) nếu tăng số vòng quay tới n_1 sẽ làm tăng mômen của động cơ M_e và mô men của máy công tác M_c. Nhưng vì lúc ấy $M_e < M_c$ ($\Delta M_e < \Delta M_c$), nên số vòng quay của động cơ nhỏ hơn n_1 thì M_e sẽ lớn hơn M_c. Mô men dư của động cơ sẽ làm tăng số vòng quay để trở về n_1. Giữa M_e và M_c chênh lệch càng lớn, có nghĩa là góc γ giữa hai đường cong $M_e$và M_c càng lớn thì động cơ trở lại chế độ ổn định càng nhanh.

Trường hợp thứ hai, đường M_e dốc hơn đường M_c (hình 6-2b). Trong trường hợp này, nếu số vòng quay của động cơ khác với n_2, về phía lớn hơn hoặc nhỏ hơn sẽ làm cho tốc độ của động cơ tiếp tục tăng mãi hoặc giảm mãi tới lúc động cơ chết máy. Muốn hồi phục chế độ làm việc cũ cần phải tác động vào thiết bị cấp nhiên liệu.

Như vậy trong trường hợp thứ nhất nếu vì một lý do nào đó phá hoại chế độ làm việc thì bản thân động cơ có thể hồi phục lại chế độ ban đầu, không cần có tác động bên ngoài, chế độ làm việc như vậy được gọi là chế độ ổn định, trong chế độ ấy khả năng tự điều chỉnh của động cơ là dương.

Nếu góc cắt γ giữa hai đường đặc tính càng lớn thì động cơ làm việc càng ổn định, chế độ làm việc sẽ được hồi phục càng nhanh, số vòng quay biến động càng ít.

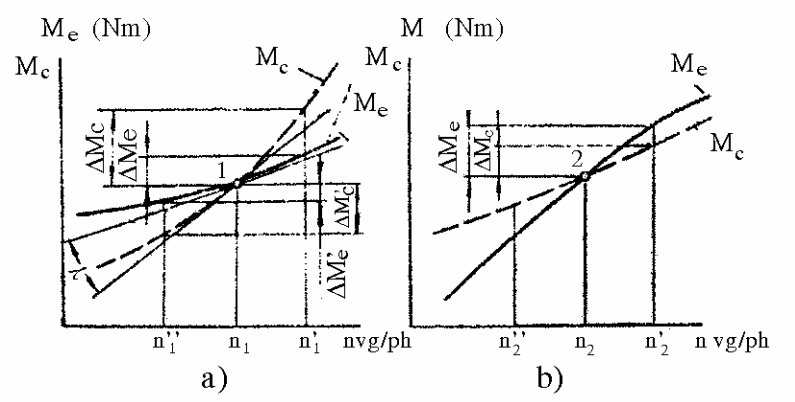
Trong trường hợp thứ hai, muốn hồi phục chế độ làm việc ban đầu, cần phải có tác động của bên ngoài, chế độ làm việc như vậy là chế độ không ổn định và khả năng tự điều chỉnh của động cơ là âm. Trong trường hợp này góc cắt γ giữa hai đường đặc

tính càng lớn thì chế độ làm việc càng không ổn định và động cơ rời khỏi chế độ làm việc ban đầu càng nhanh.

Để đánh giá tính ổn định của động cơ về mặt lượng người ta dùng nhân tố ổn định F_d.

Nếu lấy hai đoạn đường tiếp tuyến tại điểm cắt của hai đường đặc tính tốc độ của động cơ và của máy công tác thay thế cho hai đường đặc tính ấy trong phạm vi biến thiên rất nhỏ của tốc độ góc ω, thì nhân tố ổn định F_d được tính toán như sau:

$$F_d = \frac{dM_c}{d\omega} - \frac{dM_e}{d\omega} \qquad (6\text{-}1)$$



a. Chế độ làm việc ổn định b. Chế độ làm việc không ổn định

Hình 6- 2. Tính ổn định của động cơ

Phương pháp dùng các đoạn tiếp tuyến thay thế cho các đoạn cong của đường đặc tính như vậy gọi là tuyến tính hoá đường đặc tính. Sai số của phương pháp thay thế trên sẽ càng nhỏ nếu phạm vi biến động của ω càng nhỏ.

Nhân tố ổn định F_d có thể dương hoặc âm. Nếu $\frac{dM_c}{d\omega} > \frac{dM_e}{d\omega}$ thì $F_d > 0$, chế độ làm việc của động cơ là ổn định nghĩa là khả năng tự điều chỉnh của động cơ là dương (hình 6-2a). Nếu $\frac{dM_c}{d\omega} < \frac{dM_e}{d\omega}$ thì $F_d < 0$ chế độ làm việc của động cơ là không ổn định có nghĩa là khả năng tự điều chỉnh của động cơ là âm (hình 6-2b).

6.3. NHỮNG ĐIỀU KIỆN LÀM VIỆC CẦN LẮP BỘ ĐIỀU TỐC

Nếu động cơ làm việc trong các điều kiện phải giữ không đổi chế độ tốc độ hoặc trong trường hợp số vòng quay của động cơ rất dễ vượt quá số vòng quay giới hạn. Một mặt có thể gây ra ứng suất ơ giới vượt quá giá trị cho phép mặt khác còn phá hoại nghiêm trọng các quá trình làm việc của động cơ, trong những điều kiện ấy trên động cơ bắt buộc phải lắp bộ điều tốc.

Động cơ diesel thường rất nhạy cảm với chế độ tốc độ. Nếu tốc độ của động cơ vượt quá số vòng quay thiết kế, thường làm giảm nhanh chất lượng các quá trình công tác vì lúc ấy hệ số dư lượng không khí α và chất lượng hình thành khí hỗn hợp đều giảm nhanh. Lúc ấy một mặt thời gian cháy bị rút ngắn, mặt khác chất lượng của quá

trình cháy cũng giảm, nhiên liệu cháy không kiệt và quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở, làm cho động cơ rất nóng (đặc biệt là cơ cấu thải và nhóm piston), tốn nhiều nhiên liệu, có nhiều muội than trong khí thải làm động cơ chóng hỏng.

Trong động cơ xăng nếu tốc độ vượt quá số vòng quay thiết kế thì chỉ gây ảnh hưởng rất ít tới quá trình công tác, vì chất lượng của quá trình hình thành khí hỗn hợp trong động cơ xăng hầu như không phụ thuộc gì vào chế độ tốc độ và khi thay đổi số vòng quay thành phần khí hỗn hợp hầu như không đổi.

Như vậy trường hợp có đủ hệ số an toàn về sức bền cơ giới, động cơ xăng có thể chạy vượt số vòng quay thiết kế chừng 30 – 50% trong một thời gian ngắn mà không gây ra hậu quả tai hại gì đối với động cơ.

Chế độ chạy vượt số vòng quay thiết kế là chế độ nguy hiểm cần tránh đối với động cơ diesel, thì đối với động cơ xăng lại là chế độ làm việc cho phép. Mặt khác do đặc điểm về đặc tính tốc độ của động cơ diesel nên xác suất chạy vượt số vòng quay thiết kế của động cơ diesel lớn hơn nhiều so với động cơ xăng (động cơ xăng chỉ chạy vượt số vòng quay thiết kế khi bướm ga mở lớn, trong khi đó với bất kỳ một vị trí nào của cơ cấu điều khiển bơm cao áp, động cơ diesel đều có thể chạy vượt số vòng quay thiết kế).

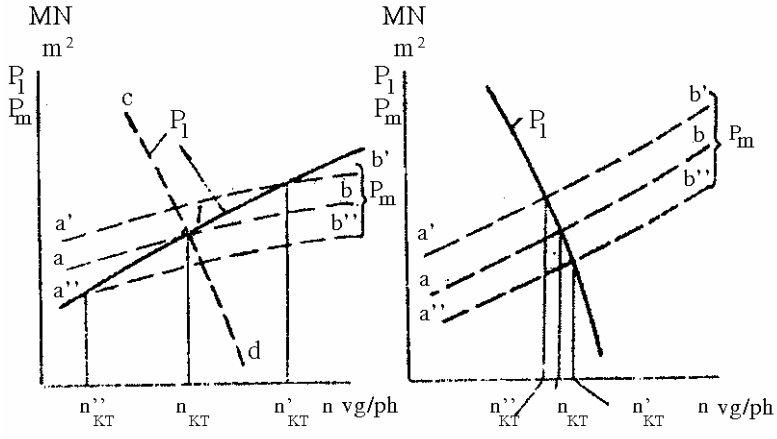
Chính vì vậy tất cả các loại động cơ diesel trong mọi điều kiện sử dụng đều cần lắp bộ điều tốc, nhằm hạn chế số vòng quay cực đại của động cơ, nhưng yêu cầu ấy lại không phải bắt buộc đối với tất cả các loại động cơ xăng. Ta hãy xét mấy điều kiện làm việc cụ thể sau:

6.3.1. Động cơ chạy ở chế độ không tải

Xét trên quan điểm sử dụng thì tính ổn định của động cơ (đặc biệt là động cơ vận tải) ở chế độ không tải có ý nghĩa rất lớn. Động cơ thường làm việc ở chế độ không tải khi chạy ấm máy, lúc sang số hoặc lúc ôtô tạm dừng bánh.v.v..

Nếu ở chế độ không tải động cơ chạy không ổn định hoặc hay chết máy, sẽ gây rất nhiều khó khăn cho người lái và công nhân vận hành.

Khi chạy ở chế độ không tải áp suất chỉ thị trung bình bằng áp suất tổn thất cơ giới trung bình p_m, lúc ấy cần đảm bảo cho động cơ chạy ở chế độ không tải với số vòng quay ổn định nhỏ nhất nhằm làm cho động cơ bị mài mòn ít nhất và tiêu hao nhiên liệu ít nhất. Vì vậy vị trí của cơ cấu điều khiển (bướm ga hoặc thanh răng bơm cao áp) cần nằm ở vị trí cung cấp nhiên liệu ít nhất (hình 6-3).



a) b)

Hình 6 – 3. Chế độ không tải của động cơ Diesel (a) và động cơ xăng (b)

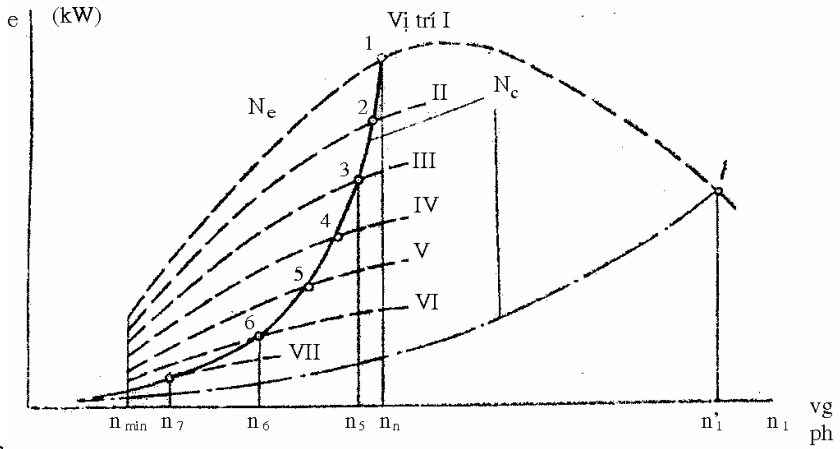
Trong động cơ diesel khi chạy ở chế độ không tải, nếu tăng số vòng quay thường làm cho p_i tăng nhanh hơn p_m (hình 6-3a) vì đặc điểm biến thiên của p_i chủ yếu phụ thuộc đặc tính của bơm cao áp. Nếu giữ không đổi vị trí cơ cấu điều khiển thì lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình của phần lớn bơm cao áp đều tăng khi tăng số vòng quay. Ta hãy xét mức độ làm việc ổn định của động cơ khi chạy ở chế độ không tải. Vì một lý do nào đó số vòng quay của động cơ tăng lớn hơn số vòng quay không tải n_{kt} (hình 6-3a) p_i sẽ lớn hơn p_m làm cho số vòng quay của động cơ sẽ tăng nhanh. Nếu số vòng quay của động cơ nhỏ hơn n_{kt} thì p_i sẽ nhỏ hơn p_m làm cho động cơ chết. Chỉ cần áp suất tổn thất ma sát trung bình p_m có chút ít biến động (ví dụ do dao động về trạng thái nhiệt của động cơ gây ra) đường a'b' và a"b" sẽ làm cho tốc độ của động cơ tăng nhanh hoặc làm cho động cơ chết máy. Như vậy, ở chế độ không tải nhân tố ổn định của động cơ là âm và động cơ chạy không ổn định.

Muốn cho động cơ diesel chạy ổn định ở chế độ không tải cần lắp bộ điều tốc. Sau khi lắp bộ điều tốc, nếu tăng số vòng quay lớn hơn n_{kt} bộ điều tốc sẽ làm giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ tức là giảm p_i (đường cd trên hình 6-3a) động cơ sẽ làm việc ổn định.

Động cơ xăng khi chạy ở chế độ không tải, nếu tăng số vòng quay, p_i sẽ giảm rất nhanh nhưng p_m tại tăng (hình 6-3b) chính vì vậy ở chế độ không tải động cơ xăng làm việc rất ổn định. Thực ra càng tăng số vòng quay sẽ làm cho p_m lớn hơn p_i càng nhiều. Do đó sẽ làm giảm số vòng quay và động cơ trở lại chế độ ban đầu. Nếu giảm n, p_i sẽ lớn hơn p_m làm cho n tăng và trở lại n_{kt}. Biến động của p_m chỉ làm cho n thay đổi rất ít và động cơ vẫn làm việc ổn định.

6.3.2. Động cơ quay chân vịt tàu thuỷ

Trên hình 6-4 giới thiệu đường Parabon bậc ba (hoặc đường đặc tính chân vịt) thể hiện sự biến thiên của công suất cản N_c khi động cơ quay chân vịt. Cũng trên hình 6-4 còn có các đường đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận của động cơ diesel, các điểm cắt của các đường đặc tính của động cơ và đặc tính chân vịt là những chế độ làm việc của động cơ khi quay chân vịt. Qua hình vẽ ta thấy rằng: trong phạm vi thay đổi tốc độ từ n_n đến n_6 động cơ làm việc rất ổn định.



Hình 6-4. Động cơ quay chân vịt

Ví dụ ở vị trí III của thanh răng bơm cao áp nếu tăng số vòng quay lớn hơn n_5 công suất của động cơ sẽ nhỏ hơn công suất cản, làm cho số vòng quay giảm xuống trở về chế độ cũ. Nếu giảm số vòng quay nhỏ hơn n_5 công suất của động cơ sẽ lớn hơn công suất cản làm cho số vòng quay tăng lên và cũng trở về chế độ cũ.

Nếu giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình sẽ làm giảm nhân tố ổn định của đặc tính chân vịt. Ví dụ ở vị trí VI của thanh răng bơm cao áp, động cơ làm việc ít ổn định hơn vì với số vòng quay lớn hơn hoặc nhỏ hơn n_6 sự chênh lệch giữa N_e và N_c đều tương đối nhỏ làm cho quá trình hồi phục trở lại chế độ ban đầu tương đối chậm.

Ở vị trí VII của thanh răng bơm cao áp, các chế độ làm việc của động cơ ứng với n_7 hoặc nhỏ hơn n_7 sẽ không ổn định. Muốn cho động cơ làm việc được ở những chế độ ấy, cần phải thường xuyên thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình, bằng cách lắp trên động cơ một bộ điều tốc.

Do đặc điểm các đường đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận của động cơ xăng, nên động cơ xăng có thể chạy ổn định trong mọi chế độ của đường đặc tính chân vịt. Tuy nhiên kết luận này chỉ đúng trong trường hợp mật độ môi trường làm việc của chân vịt không thay đổi đột ngột. Trong các trường hợp khác, ví dụ chân vịt tàu thuỷ bất chợt nhô khỏi mặt nước, số vòng quay của động cơ có thể tăng lên rất lớn, nếu vẫn giữ nguyên không đổi vị trí của bướm ga (ví dụ khi mở hết bướm ga tương tự như vị trí I của thanh răng bơm cao áp như hình 6-4, số vòng quay của động cơ sẽ bằng $n_1^{'}$). Nếu trên động cơ có lắp bộ điều tốc thì có thể tránh không cho số vòng quay của động cơ vượt quá số vòng quay thiết kế.

6.3.3. Động cơ làm việc trong điều kiện tĩnh tại

Trong điều kiện này phải giữ cho động cơ chạy ở chế độ tốc độ nhất định, chỉ cho phép số vòng quay của động cơ biến động trong một phạm vi hẹp. Trường hợp có nhiều động cơ chạy song song đòi hỏi phải điều chỉnh số vòng quay rất tỷ mỷ, đảm bảo cho chúng luôn luôn là hằng số trong lúc ấy phụ tải của động cơ có thể thay đổi đột ngột và thường xuyên từ không tải đến toàn tải. Muốn vậy cần phải lắp bộ điều tốc để kịp thời điều chỉnh lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ tương ứng với phụ tải của chúng.

6.4. CÁC LOẠI ĐIỀU TỐC

6.4.1. Phân loại các bộ điều tốc

Dựa vào các đặc điểm khác nhau người ta chia các bộ điều tốc thành nhiều loại:

+ Chia theo nguyên tắc làm việc của phần tử cảm ứng (phần tử gây cảm ứng trực tiếp đối với biến thiên của tốc độ) gồm các bộ điều tốc cơ giới, thuỷ lực, chân không và điện.

+ Chia theo công dụng, gồm các bộ điều tốc: một chế độ, hai chế độ (bảo đảm động cơ làm việc ổn định ở số vòng quay cực tiểu và hạn chế số vòng quay cực đại). Nhiều chế độ (đa chế) qua cơ cấu điều khiển có thể đảm bảo cho động cơ làm việc ở bất kỳ số vòng quay nào trong phạm vi số vòng quay công tác của đông cơ.

+ Chia theo phương pháp truyền năng lượng từ phần tử cảm ứng tới cơ cấu điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ (thanh răng bơm cao áp, bướm ga...) gồm có các bộ phận điều tốc trực tiếp (năng lượng được truyền trực tiếp qua các hệ thống tay đòn) và các bộ điều tốc gián tiếp (năng lượng được truyền qua cơ cấu khuếch đại trung gian).

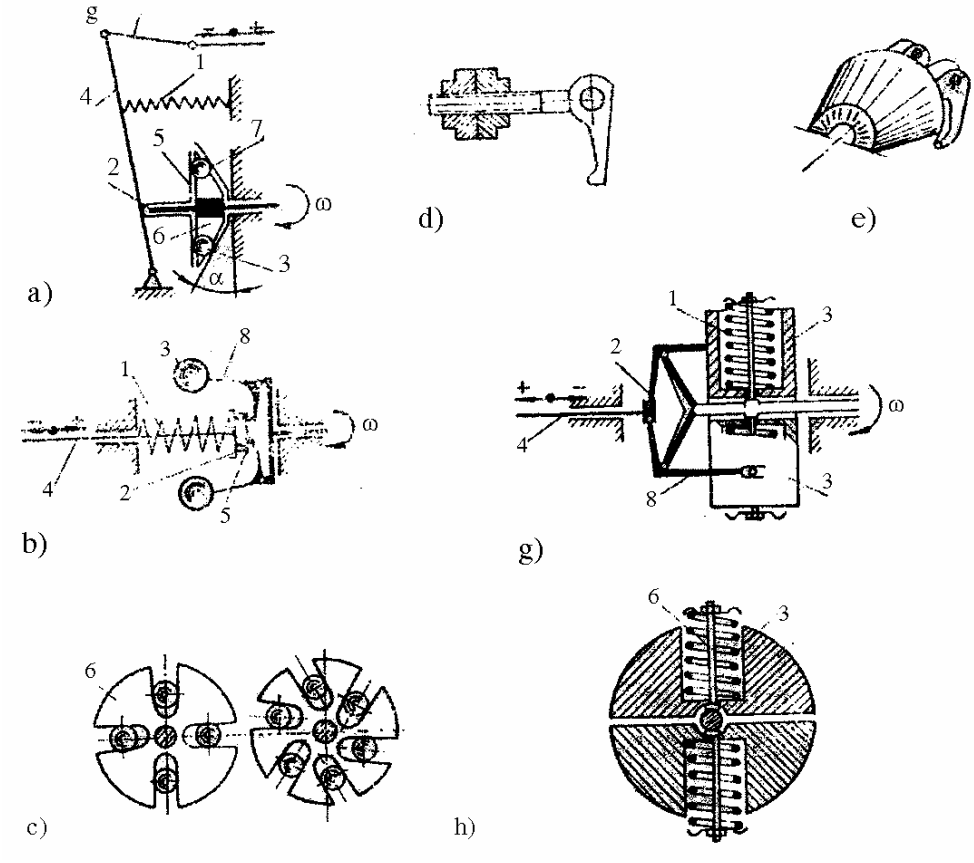
+ Chia theo sai số tĩnh điều chỉnh gồm các bộ điều tốc: có sai số tĩnh và không có sai số tĩnh (tức bộ điều tốc giữ hoàn toàn không đổi số vòng quay của động cơ).

+ Chia theo cấu tạo gồm các bộ điều tốc: lắp độc lập (lắp thành một cụm riêng), lắp trong cụm bơm cao áp và lắp trên động cơ.

+ Chia theo chiều quay các bộ điều tốc: quay hai chiều (tác dụng của bộ điều tốc không phụ thuộc vào chiều quay) và quay một chiều.

Trong ngành động cơ đốt trong sử dụng nhiều nhất là các bộ điều tốc cơ giới trực tiếp.

Phần tử cảm ứng của các bộ điều tốc có thể khác nhau về cấu tạo cũng như về nguyên tắc làm việc. Hình 6-5 giới thiệu sơ đồ của một số phần tử cảm ứng cơ giới dùng trong động cơ đốt trong.



1. Lò xo điều tốc; 2. Khớp (ống trượt); 3. Quả văng;
4. Chi tiết nối với thanh răng bơm cao áp; 5. Đĩa phẳng;
6. Rãnh chữ thập hoặc trụ trượt; 7. Đĩa côn tĩnh;
8. Tay đòn chữ L; 9. Thanh kéo.

Hình 6-5. Các phần tử cảm ứng của bộ điều tốc cơ giới

Trong động cơ cao tốc phần nhiều dùng các phần tử cảm ứng cơ giới hình 6-6a trong đó các quả văng 3 là những viên bi đặt trong rãnh chữ thập ở giữa hai đĩa. Đĩa phẳng động 5 và đĩa con tĩnh 7, lò xo 1 của bộ điều tốc có thể đặt cùng trục hoặc bên ngoài trục của ống trượt.

Nếu tăng số vòng quay, dưới tác dụng của lực ly tâm các quả văng chuyển dịch theo hướng đẩy đĩa động phẳng và ống trượt chuyển dịch sang trái, kéo căng lò xo 1. Vận động của ống trượt qua tay đòn 4 và thanh kéo 9 truyền tới thanh răng bơm cao áp.

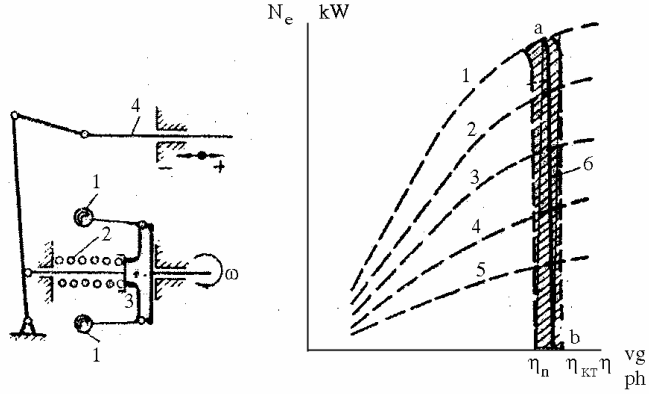
Hình dạng của các quả văng phụ thuộc vào kích thước của bộ điều tốc và khối lượng cần thiết của quả văng. Trong các bộ điều tốc trực tiếp làm việc ở số vòng quay lớn và không bị hạn chế kích thước hoặc trong các bộ điều tốc gián tiếp không yêu cầu (hình 6-6a, b, c) hoặc có dạng một êcu kèm với êcu hãm lắp trên đầu của tay đòn chữ L (hình 6-6d), bản thân quả văng có thể dịch chuyển theo ren, qua đó tiến hành chỉnh phụ đối với bộ điều tốc. Đối với các bộ điều tốc trực tiếp, đòi hỏi quả văng có khối lượng lớn nhưng lại hạn chế về kích thước, thông thường phải dùng các quả văng có hình dạng phức tạp (hình 6-6e).

Trên thực tế cũng thường sử dụng các phần tử cảm ứng như hình 6-6g. Khi thay đổi số vòng quay quả văng 3 sẽ chuyển dịch theo hướng kính khắc phục lực ép của lò xo 1. Vận động của quả văng thông qua tay đòn 8 truyền tới khớp trượt, sau đó qua thanh kéo 4 tới cơ cấu điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ.

6.4.2. Các loại điều tốc

6.4.2.1. Bộ điều tốc một chế độ

Trên hình 6-6 giới thiệu điều tốc cơ giới một chế độ. Lò xo 2 của bộ điều tốc có lực ép ban đầu không đổi do đó quả văng 1 của bộ điều tốc, dưới tác dụng của lực ly tâm chỉ có thể vận động khi chế độ tốc độ của động cơ đạt tới một giá trị nhất định.



a) b)

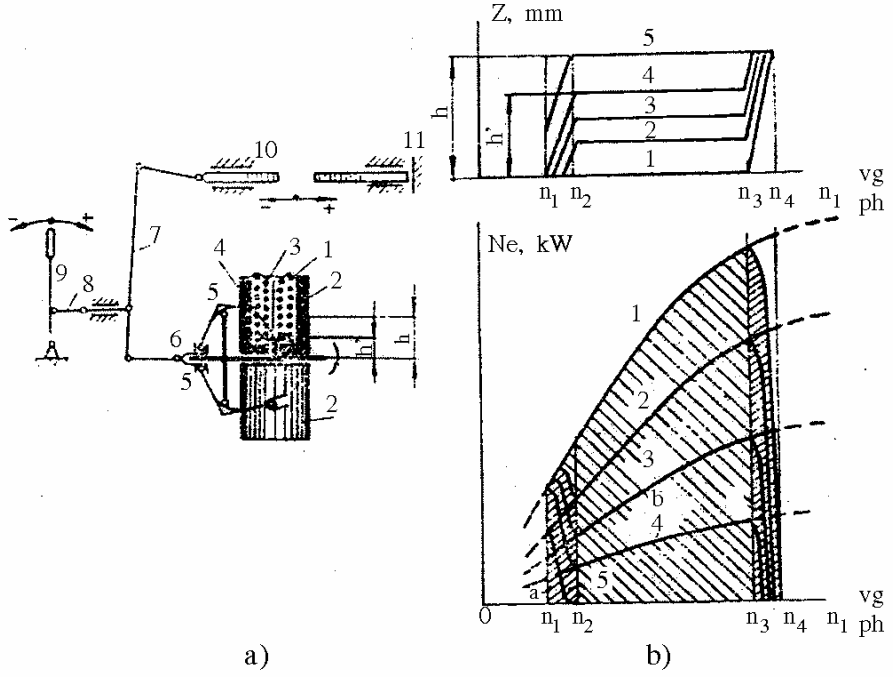
Hình 6-6. Sơ đồ bộ điều tốc ly tâm một chế độ (a) và chế độ làm việc của động cơ (b)

Nếu cắt phụ tải bên ngoài, động cơ có khuynh hướng làm tăng số vòng quay, lúc ấy dưới tác dụng của lực ly tâm, các quả văng của bộ điều tốc sẽ văng ra ngoài làm di động khớp trượt 3 và thanh răng bơm cao áp 4 qua đó làm cho lượng nhiên liệu cung cấp cho mỗi chu trình được giảm tới một giá trị cần thiết. Nếu tăng tải bên ngoài số vòng quay của động cơ sẽ giảm và tất cả đều biến động ngược chiều so với trường hợp kể trên. Tất cả các chế độ làm việc nằm trên đường đặc tính điều tốc ab là những chế độ chính quy của động cơ có lắp bộ điều tốc này.

Như vậy bộ điều tốc giữ cho số vòng quay của động cơ hầu như không đổi và không phụ thuộc vào phụ tải. Khu vực của các chế độ làm việc chính của động cơ có lắp bộ điều tốc được xác định bằng diện tích gạch chéo (hình 6-7b) các đường cong 1 là đặc tính ngoài. 2,3,4,5 là đặc tính bộ phận. 6 là đặc tính điều tốc.

6.4.2.2. Bộ điều tốc hai chế độ

Bộ điều tốc hai chế độ đảm bảo cho động cơ làm việc ổn định ở số vòng quay cực tiểu của chế độ không tải và tránh không cho động cơ chạy vượt số vòng quay thiết kế.



Hình 6-7. Sơ đồ bộ điều tốc hai chế độ có hai lò xo (a) và các chế độ làm việc của động cơ (b)

Bộ điều tốc hai chế độ thường được đặt trên động cơ của các thiết bị vận tải đường bộ (ô tô và máy kéo), trong đó bơm cao áp thường là loại bơm Bosh. Có thể tiến hành điều chỉnh hai chế độ tốc độ bằng một bộ điều tốc, nếu trong bộ điều tốc ấy dùng hai lò xo có lực ép ban đầu khác nhau, hoặc dùng quả văng có khối lượng khác nhau cùng tác dụng lên một lò xo, cũng có thể phối hợp cả hai biện pháp ấy.

Trên hình 6-7 giới thiệu sơ đồ bộ điều tốc hai tốc độ dùng hai lò xo có lực ép ban đầu khác nhau. Bên trong quả văng 2 của bộ điều tốc đặt lên hai lò xo. Lò xo bên ngoài

một của bộ điều tốc tựa lên quả văng đẩy qủa văng đi vào. Lò xo 3 tựa lên vòng đệm 4. Chuyển dịch đi ra của các quả văng, được thông qua tay đòn 5 truyền đến ống trượt 6, sau đó qua tay đòn 7 kéo thanh răng 10 của bơm cao áp. Lò xo ngoài đảm bảo cho động cơ chạy ổn định ở số vòng quay nhỏ nhất, còn lò xo trong dùng để hạn chế số vòng quay cực đại.

Nếu tăng số vòng quay từ n_1 đến n_2 quả văng sẽ ép lò xo 1. Tiếp tục tăng số vòng quay các quả văng sẽ dừng lại và tựa lên vòng đệm 4 cho tới khi lực ly tâm của quả văng lớn hơn lực ép ban đầu của lò xo trong, lúc ấy số vòng quay của động cơ vượt quá số vòng quay thiết kế. Từ đó trở đi quả văng tiếp tục ép cả hai lò xo và chuyển dịch ra ngoài, giảm lượng nhiên liệu cấp cho động cơ.

Vị trí của tay gạt 9 và thanh kéo 8 xác định lượng nhiên liệu cấp cho động cơ trong phạm vi tốc độ từ n_2 đến n_3. Như vậy việc cung cấp nhiên liệu trong phạm vi tốc độ từ n_2 đến n_3 là do công nhân vận hành điều khiển. Chế độ tốc độ được xác định một cách tự động qua điều kiện cân bằng về công suất của động cơ và công suất cản.

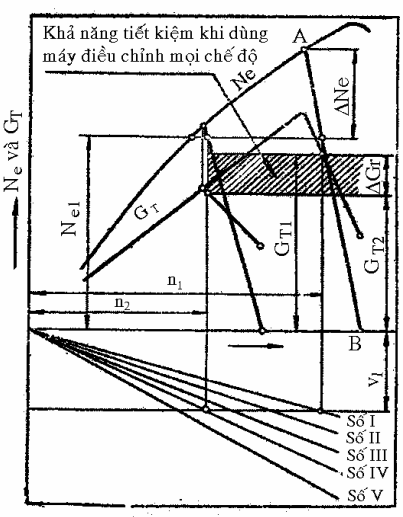
Chế độ không tải là do bộ điều tốc điều khiển khi kéo tay gạt về vị trí cấp ít nhiên liệu nhất. Trên hình 6-8b giới thiệu đặc điểm chuyển dịch của thanh răng bơm cao áp và các chế độ làm việc của động cơ khi đặt tay gạt ở các vị trí khác nhau.

Nếu đặt tay gạt ở vị trí lớn nhất (vị trí 1) thanh răng 10 sẽ tựa lên chốt hạn chế, lò xo ngoài sẽ bị ép tới mức quả văng tiếp xúc với vòng đệm 4. Trong trường hợp này động cơ luôn luôn làm việc theo đường đặc tính ngoài cấp nhiên liệu nhiều nhất. Chỉ khi nào $n > n_3$ bộ điều tốc mới bắt đầu gây tác dụng. Trong trường hợp thứ hai và ba vị trí (2 và 3), thanh răng bơm cao áp tỳ lên chốt hạn chế, lò xo ngoài bị ép nhẹ. Lúc đầu khi $n_1 < n < n_2$ động cơ làm việc theo đặc tính ngoài. Sau đó do lò xo ngoài bị ép dần về phía giảm nhiên liệu động cơ chuyển từ đặc tính ngoài sang đặc tính bộ phận. Chỉ khi nào $n > n_3$ bộ điều tốc mới gây tác dụng lần thứ 2.

Ở vị trí thứ 4 thanh răng bơm cao áp chỉ tiếp xúc nhẹ lên chốt hạn chế, lò xo ngoài không bị ép. Bộ điều tốc sẽ gây tác dụng trong các phạm vi tốc độ từ n_1 đến n_2 và từ n_3 đến n_4. Khi $n < n_1$ thanh răng bơm cao áp nằm ở vị trí cấp nhiên liệu nhiều nhất. Nếu tốc độ vượt quá n_1 lò xo ngoài sẽ bị ép, vì vậy động cơ sẽ chuyển dần từ đặc tính ngoài sang đặc tính bộ phận.

Chế độ không tải của động cơ được thực hiện trong điều kiện cấp rất ít nhiên liệu (vị trí 5) lúc ấy do ép lò xo ngoài (giảm nhiên liệu cấp cho động cơ) nên công chỉ thị do động cơ sinh ra chỉ bằng công tổn thất cơ giới trong động cơ.

Tất cả các chế độ có thể làm việc của động cơ diesel lắp bộ điều tốc hai chế độ đều nằm trong diện tích gạch chéo (hình 6-7). Trong khu vực (b) lượng nhiên liệu cấp cho động cơ chỉ phụ thuộc vào vị trí tay gạt. Bộ điều tốc chỉ gây tác dụng tới thanh răng bơm cao áp trong các phạm vi tốc độ từ n_1 đến n_2 và từ n_3 đến n_4 (khu vực a).



6.4.2.3. Bộ điều tốc đa chế (nhiều chế độ)

Bộ điều tốc nhiều chế độ đảm bảo cho động cơ làm việc ổn định ở bất kỳ một chế độ tốc độ nào (từ n_{min} đến n_{max}). Trong một số trường hợp chỉ cho phép

công nhân điều khiển trực tiếp thiết bị nhiên liệu khi tắt động cơ.

Hiện nay động cơ ô tô máy kéo, đầu máy xe lửa và tàu thuỷ sử dụng động cơ diesel có công suất lớn đều dùng bộ điều tốc đa chế (nhiều chế độ) vì có nhiều ưu điểm so với bộ điều tốc một chế độ và hai chế độ.

+ Cải thiện điều kiện vận hành máy (lái máy) tốt hơn.

+ Nâng cao được năng suất lao động (nhờ tăng được hệ số sử dụng thời gian làm việc).

+ Bảo quản máy được tốt.

+ Tăng được tính tiết kiệm của máy khi làm việc không hết tải trọng.

Hình 6-8. *Đồ thị phân tích ảnh hưởng của bộ điều tốc đa chế độ đến chỉ số làm việc của ô tô, máy kéo*

Ba ưu điểm đầu của máy (do bộ điều tốc đa chế mang lại) nhờ sự thay đổi tốc độ chuyển động tịnh tiến của phương tiện được dễ dàng và đơn giản (bằng cách dịch chuyển tay ga) mà không cần phải dùng tay để đổi số. Nhờ không mất thời gian để đổi sang số thấp mà ngược lại nên tăng được hệ số sử dụng thời gian làm việc do đó tăng được năng suất kéo.

Bộ điều tốc đa chế cho phép giảm mức tiêu thụ nhiên liệu. Sự ảnh hưởng của bộ điều tốc đa chế tới tính kinh tế (tiết kiệm) của động cơ diesel ôtô, máy kéo được phân tích trên hình 6-8.

Phần trên của đồ thị là đường cong sông suất và chi phí nhiên liệu (G_T) là hàm số của số vòng quay. Phần dưới vẽ đường thẳng biểu thị sự phụ thuộc tốc độ tịnh tiến của ô tô, máy kéo vào số vòng quay.

Với giá trị vận tốc v_1, công suất của động cơ khi làm việc với chế độ tốc độ chính (A-B) sẽ bằng N_{e1}. Từ đồ thị ta thấy rõ động cơ làm việc ở chế độ đã cho sẽ thiếu tải rất nhiều (độ thiếu tải bằng ΔN_e). Do làm việc không hết tải nên suất tiêu hao nhiên liệu có ích tính bằng công thức:

$$g_e = \frac{G_{T1}}{N_{e1}} \qquad (6\text{-}1)$$

sẽ rất cao.

Nhờ có bộ điều tốc đa chế ta có thể cho động cơ làm việc ở chế độ tốc độ n_2 và để giữ tốc độ tịnh tiến v_1 như trước ta cần đổi từ số 1 sang số 4.

Chắc chắn là khi giữ tốc độ tịnh tiến v_1 như cũ công suất N_{e1}của động cơ cũng được giữ như trước. Mức tải của động cơ sẽ tăng lên nhiều nhờ đó tăng được tính kinh tế (tiết kiệm) của động cơ. Với chế độ làm việc này suất tiêu hao nhiên liệu có ích sẽ được tính bằng biểu thức:

$$g_{e2} = \frac{G_{T2}}{N_{e1}} \text{ g} \qquad (6\text{-}1)$$

Vì mẫu số của hai công thức (6-1) và (6-2) là một trị số, $G_{T2} < G_{T1}$ do đó g_{e2} sẽ nhỏ hơn g_{e1}.

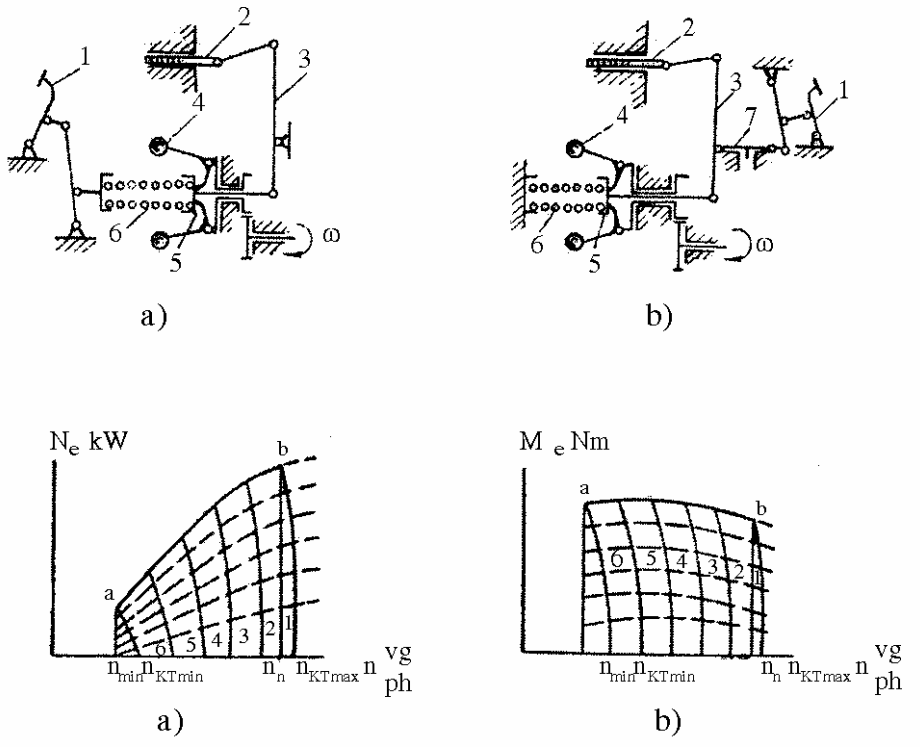
Do đó trong những trường hợp động cơ diesel làm việc không hết tải, nên dùng bộ điều tốc đa chế sẽ tiết kiệm được một lượng nhiên liệu lớn (25-30%).

Tất cả các bộ điều tốc đa chế được chia làm hai loại sau:

+ Thay đổi lực ép ban đầu của lò xo (tác dụng trực tiếp lên lò xo), hình 6-9a.

+ Không thay đổi lực ép ban đầu của lò xo (tác dụng gián tiếp lên lò xo), hình 6-9b.

Theo sơ đồ hình 6-9a, nếu đạp lên bàn đạp 1 sẽ làm thay đổi lực ép ban đầu của lò xo. Mỗi lực ép ban đầu của lò xo sẽ ứng với một số vòng quay của động cơ mà ở đó lực ly tâm của các quả văng 4 có thể khắc phục lực lò xo và làm cho quả văng bắt đầu dịch chuyển ra ngoài. Di động của quả văng thông qua khớp trượt 5 và hệ tay đòn 3 được truyền tới thanh răng bơm cao áp 2 làm cho lượng nhiên liệu cấp cho động cơ được giảm tới mức đảm bảo mô men của động cơ vừa bằng mô men cản. Vì vậy bộ điều tốc luôn có khả năng tự động điều chỉnh lượng nhiên liệu cấp cho chu trình thích ứng kịp thời với phụ tải khi động cơ chạy ở chế độ tốc độ cho trước. Theo sơ đồ hình 6-9b nếu đạp lên bàn đạp 1 thì thông qua hệ thống tay đòn 3 và 7 sẽ làm chuyển dịch thanh răng bơm cao áp 2, làm tăng lượng nhiên liệu cấp cho động cơ. Muốn trở lại lượng nhiên liệu cũ đảm bảo cân bằng giữa mô men của động cơ và mô men cản, các quả văng 4 cần làm cho khớp trượt 5 dịch chuyển một đoạn lớn hơn (ép lò xo nhiều hơn) điều đó chỉ thực hiện được khi tăng số vòng quay.



Hình 6-9. Sơ đồ các bộ điều tốc đa chế độ	*Hình 6- 10. Đặc tính của động cơ chế độ diesel lắp bộ điều tốc đa chế độ*

Mỗi chế độ tốc độ của động cơ ứng với một vị trí của bàn đạp 1. Khi không đổi vị trí của bàn đạp bộ điều tốc sẽ làm nhiệm vụ giữ không đổi chế độ tốc độ của động cơ.

Theo sơ đồ hình 6-9a nếu muốn giữ bàn đạp nằm ở vị trí yêu cầu, sức đạp của người lái luôn luôn cân bằng với lực đẩy của lò xo. Nếu động cơ chạy ở tốc độ cao thì lực đẩy của lò xo khá lớn. Sơ đồ hình 6-9b không có nhược điểm trên nhưng rất ít được sử dụng và chủ yếu sử dụng trên động cơ ô tô, máy kéo công suất nhỏ.

Trên hình 6-10 giới thiệu đặc tính của động cơ diesel lắp bộ điều tốc nhiều chế độ. Mỗi đường dốc 1,2,3,4,5,6 đều tương ứng với một vị trí của bàn đạp (hoặc tay gạt). Diện tích n_{min} abn_{ktmax} trên đồ thị xác định tất cả các chế độ có thể làm việc của động cơ. Với bất kỳ một chế độ nào trong phạm vi từ n_{min} đến n_{max} động cơ đều làm việc ổn định. Khi bàn đạp nằm ở một vị trí nhất định, nếu thay đổi phụ tải bên ngoài từ không đến toàn tải thì số vòng quay của đông cơ chỉ thay đổi rất ít. Cần nhớ rằng mức độ thay đổi đó của tốc độ (hoặc độ không đồng đều) phần lớn phụ thuộc vào chế độ tốc độ. Thông thường số vòng quay càng nhỏ thì độ không đồng đều càng lớn. Các bộ điều tốc đa chế tác dụng trực tiếp có thể điều chỉnh số vòng quay trong phạm vi từ 40-105%, các bộ điều tốc đa chế tác dụng gián tiếp từ 30-105% n_4.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Nguyễn Văn Bình, Nguyễn Tất Tiến

Nguyên lý động cơ đốt trong – Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội 1996

[2] Nguyễn Duy Tiến

Phun nhiên liệu trong động cơ đốt trong

Luận văn TSKT, Praha 1986

[3] TS. Nguyễn Duy Tiến

Động cơ đốt trong – Trường đại học GTVT, Hà Nội 1998

[4] TS. Nguyễn Duy Tiến

Hệ thống cấp dẫn nhiên liệu động cơ ôtô và máy kéo thế hệ mới

Bài giảng cao học – Trường đại học GTVT, Hà Nội 1998

[5] Boltinski

Teoria, Konstrukcia i ractrêt traktornic i automobilnic drigatelei

Moskva 1962

[6] Pesek

Karburatori – Praha 1980

[7] Sáblik

Palovova soustava vznetovic motoru, Praha 1980

[8] Ruzicka
Spalovací motory, Praha 1980
[9] M.Khovakh
Motor vehicle Engines, Moscow 1990
[10] M.M Morin
Motor vehicles fundamentals and design, Moscow 1998

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Chỉnh sửa giáo trình điện tử

Nguyên lý động cơ đốt trong

1. Thông tin về tác giả

PGS.TS. Nguyễn Duy Tiến

CBGD: Bộ môn động cơ đốt trong- Khoa cơ khí- ĐHGTVT Hà nội

Chuyên ngành: Động cơ đốt trong

Hướng khoa học đã nghiên cứu:

- Tạo hỗn hợp và cháy trong động cơ đốt trong
- Kỹ thuật phun nhiên liệu trong động cơ
- Khai thác động cơ ô tô đời mới trong điều kiện nhiệt đới
- Sử dụng môi trường sạch thân thiện môi trường sống

Điện thoại liên hệ: 0989376773 Tel: 0435564303

Email liên hệ: nguyenduytienPGS@gmail.com

2. Phạm vi và đối tượng sử dụng giáo trình

- Giáo trình sử dụng tham khảo cho sinh viên ngành cơ khí và cơ khí động lực khoa cơ khí trường Đại học Giao thông Vận tải
- Cùng có thể dùng cho các ngành cơ khí động lực học nông, lâm nghiệp và thuỷ lợi

Kiến thức yêu cầu của môn học trước:

- Nhiệt kỹ thuật

- 10 từ khoá để tra cứu: Cơ khí; động cơ đốt trong; quá trình; công tác; động cơ; hệ thống; quá trình; hệ thống; phun; trao đổi khí.

Các câu hỏi kiểm tra đánh giá

Phần I: Các quá trình cơ bản của động cơ đốt trong

Chương 1:

1. Trình bày sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diezen 4 kỳ không tăng áp?
2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của động cơ xăng và động cơ diezen 2 kỳ? So sánh động cơ 4 kỳ và 2 kỳ về cấu tạo và tính kinh tế?

Chương 2: Chu trình công tác của động cơ đốt trong

1. Các chỉ tiêu đánh giá chu trình công tác của động cơ đốt trong?

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

2. Các giả thiết nghiên cứu chu trình lý tưởng, các loại chu trình lý tưởng được sử dụng trong động cơ đốt trong?

Câu hỏi chương 3: Môi chất công tác và tính chất

1. Thành phần hoá học của dầu mỏ và sản phẩm của dầu mỏ dùng trong động cơ đốt trong?
2. Định nghĩa đường cong chưng cất và thành phần chưng cất của nhiên liệu dùng trong động cơ, ý nghĩa của chúng?
3. Phản ứng cháy và sản phẩm cháy khi cháy nhiên liệu (Xăng, Diezen)
4. Nhiệt trị, các loại nhiệt trị và ý nghĩa của chúng?

Câu hỏi chương 4: Quá trình trao đổi khí

1. Diễn biến quá trình trao đổi khí trong động cơ 4 kỳ?
2. Diễn biến quá trình nạp, thiết lập công thức tính hệ số nạp tổng quát , các nhân tố ảnh hưởng tới hệ số nạp tổng quát?
3. Diễn biến quá trình thải khí ảnh hưởng của góc phối khí tới chất lượng trao đổi khí?

Câu hỏi chương 5: Quá trình nén

1. Diễn biến quá trình nén và quá trình trao đổi nhiệt trong quá trình nén?
2. Chọn tỷ số nén cho động cơ đốt trong?

Câu hỏi chương 6: Quá trình cháy và giãn nở

1. Diễn biến quá trình cháy trong động cơ xăng và các nhân tố ảnh hưởng?
2. Diễn biến quá trình cháy trong động cơ diezen, các nhân tố ảnh hưởng?
3. Diễn biến quá trình giãn nở, quá trình trao đổi nhiệt trong quá trình giãn nở?

Câu hỏi chương 7: Các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ đốt trong

1. Nêu các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật chính của động cơ đốt trong?
2. Tính toán áp suất, hiệu suất, suất tiêu hao nhiên liệu chỉ thị của động cơ?
3. Tính các chỉ tiêu có ích của động cơ?
4. Xác định kích thước cơ bản của động cơ ô tô máy kéo?
5. Cân bằng nhiệt động cơ và ý nghĩa của chúng?

Câu hỏi chương 8: Các đường đặc tính của động cơ đốt trong

1. Định nghĩa đường đặc tính tốc độ và đặc tính tốc độ ngoài của động cơ đốt trong? Ý nghĩa và cách xây dựng?
2. Định nghĩa, ý nghĩa của đặc tính tải và điều chỉnh của động cơ đốt trong?

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Phần II: Hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ đốt trong

Câu hỏi chương I: Bình lọc không khí của động cơ đốt trong

1. Trình bày công dụng và cấu tạo bàn lọc không khí trong động cơ ô tô máy kéo?

Câu hỏi chương 2: Hệ thống cung cấp hỗn hợp cháy của động cơ có bộ chế hoà khí

1. Trình bày cấu tạo, nguyên lý hoạt động của bộ chế hoà khí đơn giản?
2. Đường đặc tính lý tưởng và đặc tính của bộ chế hoà khí đơn giản, ý nghĩa của chúng?
3. Cấu tạo, nguyên lý hoạt động của bộ chế hoà khí hiện đại được lắp trên động cơ ô tô máy kéo?
4. Ảnh hưởng của khí hậu môi trường khai thác tới quá trình tạo hỗn hợp của bộ chế hoà khí?

Câu hỏi chương 3: Hệ thống phun nhiên liệu điện tử

1. Cấu tạo, nguyên lý hoạt động, phân loại hệ thống phun xăng điện tử sử dụng trên ô tô đời mới?
2. So sánh ưu, khuyết điểm về cấu tạo, nguyên lý hoạt động của hệ thống phun xăng điện tử và bộ chế hoà khí?

Câu hỏi chương 4: Hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ Diezen

1. Trình bày quá trình tạo hỗn hợp trong động cơ diezen? (Quá trình phun nhiên liệu các loại buồng cháy và đặc điểm tạo hỗn hợp trong các loại buồng cháy)
2. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của bơm cao áp kiểu Bô sơ?
3. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của bơm vòi phun?
4. Cấu tạo, nguyên lý hoạt động của vòi phun hở, vòi phun kín. So sánh ưu, khuyết điểm của từng loại?

Câu hỏi chương 5: Hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ làm việc bằng khí nén và khí hoá lỏng

1. Cấu tạo, nguyên lý hoạt động của động cơ dùng khí nén và khí hoá lỏng, ý nghĩa mà nó thân thiện với môt trường giao thông?

Câu hỏi chương 6: Tự động điều chỉnh số vòng quay của động cơ đốt trong

1. Tính ổn định của động cơ, những bộ phận làm việc cần lắp bộ điều tốc?
2. Các loại điều tốc (Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của điều tốc 1 chế độ, 2 chế độ và nhiều chế độ) lắp trên động cơ đốt trong?

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Nền và móng công trình cầu đường

Câu hỏi kiểm tra

Chương I: Khảo sát công trình khu vực xây dựng

Câu hỏi 1: hãy kể 3 phương pháp khảo sát địa chất công trình

+ Khoan thăm dò

+ Thí nghiệm trong phòng và trỉnh ly kết quả

+ Các thí nghiệm ngoài hiện trường

Chương II: Thiết kế móng nông

Câu hỏi 1: Thiết kế móng nông

+ Kiểm toán nền theo trạng thái thứ nhất

+ Kiểm toán nền theo trạng thái thứ hai

+ Kiểm toán cường độ bản thân móng

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Câu hỏi 2: Thi công móng nông
+ Tính toán chống hố móng
+ Thi công hố móng ở chỗ có mặt nước
+ Làm khô hố móng
+ Phương pháp đổ bê tông dưới nước
+ Phương pháp tường trong đất

Chương III: Móng cọc

Câu hỏi 1: Cấu tạo móng cọc
+ Cấu tạo cọc gỗ
+ Cấu tạo cọc bê tông
+ Cấu tạo cọc thép
+ Cấu tạo cọc xoắn ốc
+ Cấu tạo bệ cọc
Câu hỏi 2: Sức chịu lực dọc trục của cọc đơn trong đất
+ Phương pháp thí nghiệm tải trọng tĩnh
+ Phương pháp thí nghiệm tải trọng động
Tính sức chịu tải của cọc bằng công thức kinh nhiệm
Câu hỏi 3: Tính cọc chịu tải trọng ngang như một dầm trên nền đàn hồi
Câu hỏi 4: Tính sức chịu tải lực ngang theo công thức thực nhiệm
Câu hỏi 5: Sức chịu tải của cọc theo vật liệu
Câu hỏi 6: Thiết kế và tính toán móng cọc bệ thấp
Câu hỏi 7: Thiết kế và tính toán móng cọc bệ cao
Câu hỏi 8: Thi công móng cọc
Câu hỏi 9: Ba đóng cọc
Câu hỏi 10: Đóng cọc ở những nơi kho va đóng cọc ở những nơi có nướcmặt

Chương IV: Móng cọc đường kính lớn

Câu hỏi 1: Khái niệm về móng cọc đường kính lớn
Câu hỏi 2: Thiết kế móng cọc đường kính lớn
Câu hỏi 3: Tính khung phẳng ngang
Câu hỏi 4: Tính khung phẳng dọc
Câu hỏi 5: Tính khung phẳng theo phương pháp gần đúng
Câu hỏi 6: Xác định nội lực trong ống khi chấn động

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Câu hỏi 7: Móng cọc ống bê tông cốt thép
Câu hỏi 8: Cấu tạo móng cọc ống
Chương V: Móng giếng nước chìm
Câu hỏi 1: Cấu tạo móng giếng nước chìm
Câu hỏi 2: Tính giếng chìm dưới tải trọng sử dụng
Câu hỏi 3: Tính giếng chìm dưới tải trọng thi công
Câu hỏi 4: Thi công móng giếng chìm
Câu hỏi 5: Móng giếng chìm hơi ép
Câu hỏi 6: Thi công móng giếng chìm hơi ép
Chương VI: Xây dựng trên nền đất yếu
Câu hỏi 1: Khái niệm về xây dựng trên nền đất yếu
Câu hỏi 2: Các biện pháp cơ học chủ yếu để xử lý nền đất yếu
Câu hỏi 3: Phương pháp đệm cát
Câu hỏi 4: Phương pháp cọc cát
Câu hỏi 5: Phương pháp giếng cát
Câu hỏi 6: Phương pháp bấc thấm
Câu hỏi 7: Phương pháp đầm chặt lớp mặt

Địa chỉ email: bhdung_aulac@yahoo.com.vn

Giáo trình này dùng cho ngành xây dựng công trình cầu đường

Các từ khoá:

Cơ học đất: Cơ học của tính chất các loại đất

Cơ học đá: Cơ học của tính chất các loại đá

Kiến thức yêu cầu của các môn học trước:

- Địa chất công trình
- Cơ học đất
- Thuỷ lực

Tên nhà xuất bản: Nhà xuất bản Giao thông Vận tải

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Please purchase PDFcamp Printer on http://www.verypdf.com/ to remove this watermark.

Filename: Pham vi su dung GT và Tu khoa.doc
Directory: \\192.168.100.75\theanh\GT gui Bo GDDT\GT95 uni
Template: C:\Documents and Settings\Administrator\Application Data\Microsoft\Templates\Normal.dot
Title: Chỉnh sửa giáo trình điện tử
Subject:
Author: The Anh
Keywords:
Comments:
Creation Date: 1/14/2004 3:02 PM
Change Number: 2
Last Saved On: 1/14/2004 3:02 PM
Last Saved By: Theanh
Total Editing Time: 1 Minute
Last Printed On: 1/14/2004 3:02 PM
As of Last Complete Printing
Number of Pages: 7
Number of Words: 1,148 (approx.)
Number of Characters: 6,544 (approx.)