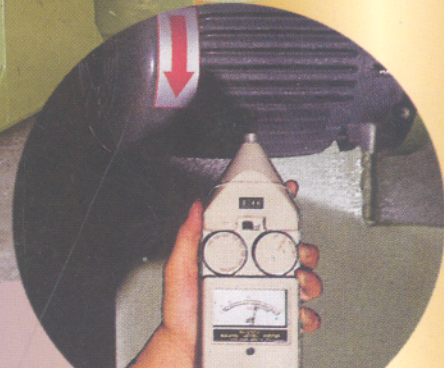
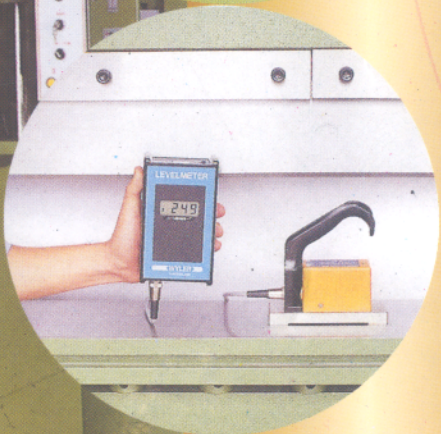
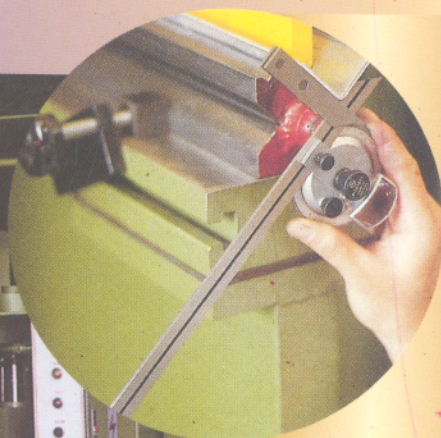


PHẠM VĂN NGHỆ - ĐỖ VĂN PHÚC

Máy búa và Máy ép thủy lực



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

PHẠM VĂN NGHỆ - ĐỖ VĂN PHÚC

MÁY BÚA VÀ MÁY ÉP THỦY LỰC

(Tái bản lần thứ hai)

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

LỜI NÓI ĐẦU

Giáo trình thiết bị gia công áp lực (thiết bị dập tạo hình) là một giáo trình chính được giảng dạy trong các trường đại học kỹ thuật cho chuyên ngành Gia công áp lực khoa Cơ khí. Nó cũng như giáo trình "Cơ sở máy công cụ và truyền dẫn dầu ép" dùng cho chuyên ngành máy công cụ (chế tạo máy). Ngoài ra, giáo trình thiết bị Gia công áp lực còn được dùng làm tài liệu tham khảo cần thiết cho các sinh viên, kỹ sư ngành cơ khí nói chung.

Giáo trình thiết bị Gia công áp lực bao gồm ba phần chính được chia thành hai cuốn :

Quyển 1 - Máy ép cơ khí (máy ép trục khuỷu)

Quyển 2 - Máy búa và máy ép thủy lực

Cuốn sách " Máy búa và máy ép thủy lực " này được biên soạn có sự tham khảo những tài liệu, giáo trình đang được giảng dạy cho sinh viên đại học những năm gần đây tại các nước phát triển. Nội dung của cuốn sách nhằm cung cấp cho sinh viên những kiến thức cơ bản về :

- Nguyên lý hoạt động của mỗi loại máy.
- Phương pháp tính toán kết cấu và các bộ phận chính của máy.
- Phương pháp tính toán các thông số về động lực học, năng lượng của máy.
- Năm vững công dụng của mỗi loại thiết bị phục vụ công nghệ Gia công áp lực cụ thể.

Trong khuôn khổ thời lượng của giáo trình có hạn nên chúng tôi không giới thiệu được nhiều các máy tiên tiến hiện nay. Phần giới thiệu các kiểu "máy ép cơ khí", "máy búa và máy ép thủy lực" và các máy tự động, chuyên dùng phục vụ cho công nghệ Gia công áp lực chúng tôi sẽ giới thiệu trong các giáo trình khác dưới dạng Atlas và tài liệu hướng dẫn thiết kế đồ án môn học.

Chúng tôi cố gắng biên soạn ngắn gọn sao cho phù hợp với yêu cầu hiện nay trong chương trình đào tạo, đồng thời hướng dẫn sử dụng hợp lý các nguyên công công nghệ Gia công áp lực trên máy, hướng dẫn bảo dưỡng sửa chữa thiết bị trong các cơ sở sản xuất, hướng dẫn sử dụng các thiết bị và sửa chữa chúng trong các nhà máy.

Do trình độ và khả năng có hạn nên quyển sách này không thể tránh khỏi thiếu sót, mong các đồng nghiệp và độc giả góp ý để lần tái bản sau được hoàn chỉnh hơn. Mọi ý kiến đóng góp xin gửi về NXB Giáo dục - 81 Trần Hưng Đạo - Hà Nội.

CÁC TÁC GIẢ

MỞ ĐẦU

I. VÀI NÉT VỀ SỰ PHÁT TRIỂN THIẾT BỊ GIA CÔNG ÁP LỰC (DẬP TẠO HÌNH)

Công nghệ gia công áp lực đã có từ hàng ngàn năm nay, nó được phát triển không ngừng như các ngành khoa học kỹ thuật khác. Công nghệ phát triển đòi hỏi thiết bị cũng không ngừng được hoàn thiện và cải tiến hơn. Ngày nay, việc gia công chế tạo các chi tiết máy cũng như các sản phẩm cơ khí nói chung bằng phương pháp gia công áp lực chiếm khoảng 60 ÷ 70% các sản phẩm cơ khí.

Phương pháp gia công áp lực cho năng suất cao mà vẫn bảo đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm. Số lượng máy dập không ngừng tăng lên và được cải tiến hiện đại hơn để đáp ứng các yêu cầu đặt ra của công nghệ.

Ở các nước có nền công nghiệp phát triển, các máy ép cơ khí, máy ép thủy lực, máy búa chiếm 1/3 tổng số các máy gia công cơ khí. Có rất nhiều kiểu loại máy ép, máy búa. Máy búa lớn nhất hiện nay có bộ phận rơi đến 30 tấn (máy búa này tương đương với máy ép 30.000 tấn). Máy ép thủy lực có lực ép lớn nhất $P_H = 750.000 \text{ kN}$, ngoài ra còn có các máy tự động, máy chuyên dùng, các máy điều khiển theo chương trình CNC và PLC.

Ở nước ta hiện nay chưa có cơ sở chế tạo những thiết bị lớn. Trước những năm 1990 chủ yếu do sự viện trợ của Liên Xô, Trung Quốc, các nước XHCN Đông Âu, nên các thiết bị cũng từ nguồn các nước này là chính.

Những năm gần đây do sự phát triển của nền kinh tế thị trường, có nhiều liên doanh nước ngoài vào Việt Nam hợp tác nên xuất hiện các thiết bị máy ép, máy búa của các nước Tư bản phát triển như Nhật, Mỹ, Hàn Quốc, Đài Loan và các nước thuộc khối EU.

Các thiết bị gia công áp lực có lực ép cỡ lớn và trọng lượng phần rơi cỡ lớn hiện nay gồm có :

- Máy búa hơi-phần rơi bằng 10 tấn (Công ty Diesel Sông Công) tương đương máy ép 10.000 tấn.
- Máy ép thủy lực, lực ép $P_H = 1000$ tấn (Công ty kim khí Thăng Long).
- Máy dập tự động theo chương trình CNC của Nhật, Ý, Đức hiện có ở viện IMI, Công ty thiết bị Bưu điện, công ty Hòa Phát, Công ty HONDA.
- Máy vẽ chòm cầu lớn nhất sản xuất được chòm cầu đường kính đến 5m, chiều dày 50 ÷ 60mm (Tổng Công ty lắp máy LILAMA).
- Máy lốc ống dày đến 60 mm (Đan Mạch) của Tổng Công ty xây dựng giao thông 6 v.v...
- Ngoài ra còn nhiều Công ty lớn hiện đang có những máy ép, máy dập, máy lốc máy búa rất hiện đại với trình độ tự động hóa cao.

Các thiết bị ngành gia công áp lực đang góp phần to lớn trong việc chế tạo các sản phẩm cơ khí phục vụ cho các ngành công nghiệp của đất nước góp phần quan trọng vào sự nghiệp công nghiệp hoá hiện đại hóa đất nước trong giai đoạn hiện nay.

II. PHÂN LOẠI THIẾT BỊ GIA CÔNG ÁP LỰC (PHẦN DẬP TẠO HÌNH)

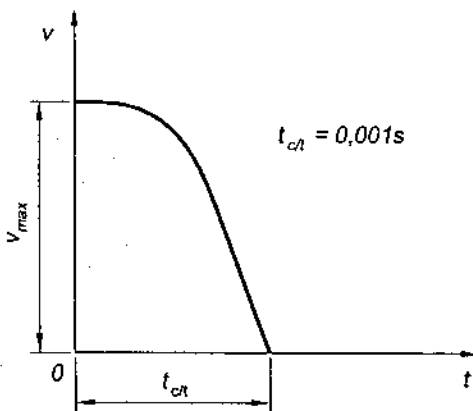
Thiết bị dập tạo hình có nhiều loại, chúng khác nhau về nguyên lý truyền động, công dụng, cấu trúc máy,... Để dễ dàng cho việc nghiên cứu người ta chia chúng ra từng nhóm riêng có cùng tính chất, có 3 cách phân loại sau :

- Theo dấu hiệu động học và động lực học của giai đoạn gây biến dạng dẻo vật dập.
- Theo loại truyền động.
- Theo đặc điểm công nghệ.

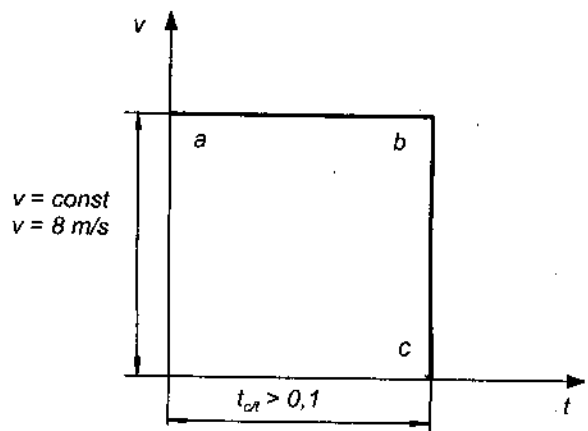
II.1. Phân loại theo dấu hiệu động học

Xét thời kỳ có tải của máy dựa vào tính chất động học, thiết bị dập tạo hình được chia làm 4 nhóm sau :

a. Nhóm 1. Gồm tất cả các máy búa mà chuyển động của máy không dựa vào liên kết cứng. Tốc độ va đập $v_{\max} < 20 \text{ m/s}$ (hình1, hình 2).



Hình 1



Hình 2

b. Nhóm 2. Gồm các máy ép thủy lực mà chuyển động của máy dựa vào các liên kết không cứng, song tính chất đường cong biểu diễn tốc độ khác đường tốc độ của máy búa.

Tốc độ ban đầu của máy có thể bằng không (điểm O, hình3) nhưng cũng có thể có một giá trị nào đó ; và tại c, kết thúc hành trình làm việc thì tốc độ cũng bằng không. Tốc độ cực đại có thể đạt tới $0,3 \text{ m/s}$ ($v_{\max}$), thời gian $t_{ct} = 1/100 \div 1/10$ của giây và có khi đạt tới vài giây.

c. Nhóm 3. Những máy thuộc nhóm này là tất cả những máy ép cơ khí. Chuyển động của máy là nhờ có sự liên kết cứng. Bộ phận làm việc của máy là đầu trượt chuyển động và chịu tải. Đường cong tốc độ có liên hệ động học giữa đầu trượt và khâu dẫn của máy. Tốc độ ban đầu của máy thay đổi trong một giới hạn tương đối lớn, có những trường hợp tốc độ cực đại đạt tới 5 m/s hoặc lớn hơn (hình 4).

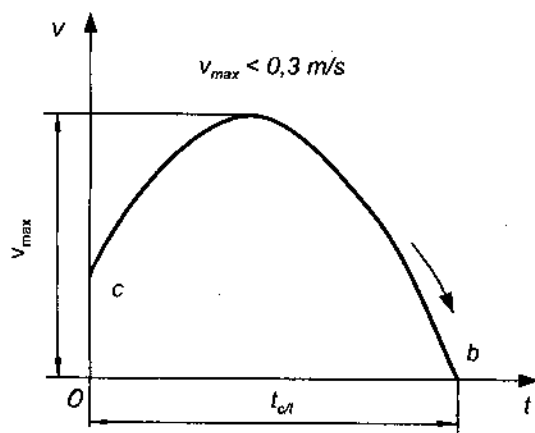
d. Nhóm 4. Nhóm này gồm tất cả các máy cán rền quay.

Những bộ phận làm việc của máy thực hiện chuyển động quay và nguyên tắc làm việc của nó giống như nguyên tắc làm việc của những máy cán. Trong khi làm việc, tốc độ của nó là hằng số ($v = \text{const}$) (hình 5).

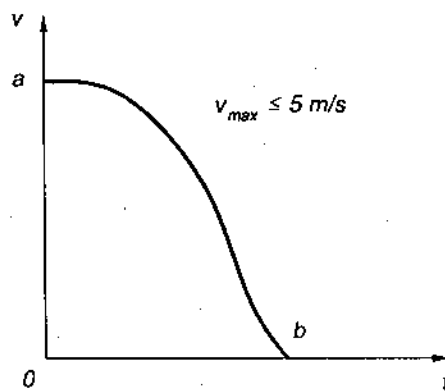
e. **Nhóm 5.** Các máy dập xung (hình 6).

Tốc độ làm việc rất lớn $v_{\max} \leq 300 \text{ m/s}$

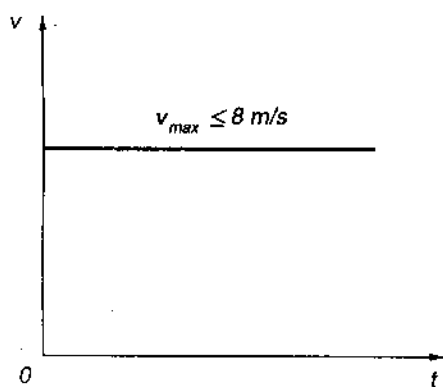
Thời gian làm việc rất nhỏ : $t_{c/t} = 0,02 \div 0,00001 \text{ s}$



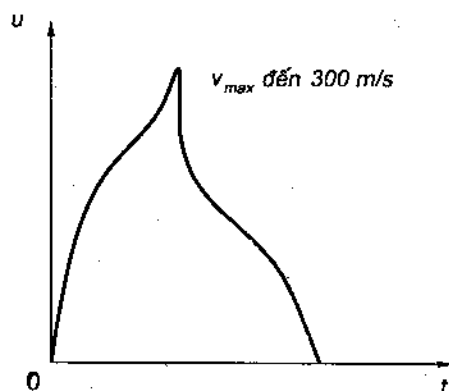
Hình 3



Hình 4



Hình 5



Hình 6

Qua đó ta thấy là ở tất cả các máy thuộc nhóm 1, 2, 3 (máy búa, máy ép thủy lực, máy ép cơ khí) thì trong thời gian làm việc, biến dạng dẻo vật rèn thường xảy ra trong các khuôn - đầu búa chuyển động tịnh tiến. Còn các máy thuộc nhóm 4 thì xảy ra ở chuyển động quay.

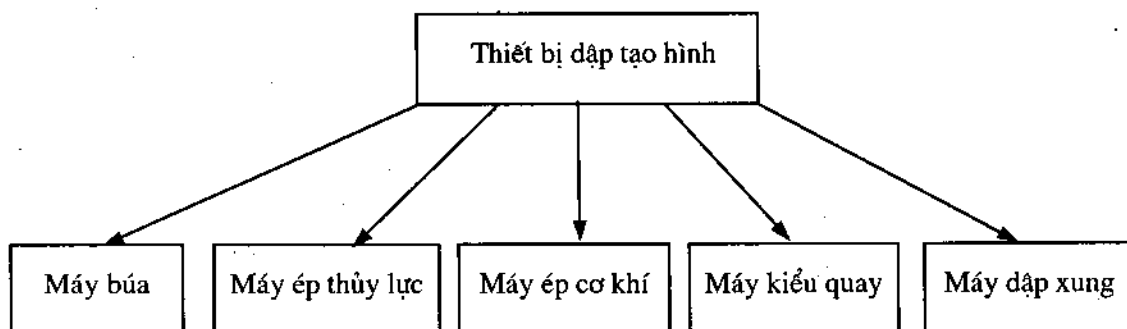
II.2. Phân loại theo loại truyền động

- Truyền động bằng cơ khí.
- Truyền động bằng chất lỏng, dầu, nước...
- Truyền động bằng khí, truyền động bằng điện từ.

II.3. Phân loại theo đặc điểm công nghệ

Dựa vào tính chất chuyển động người ta chia mỗi loại máy kể trên ra thành các nhóm. Sau đó dựa vào đặc điểm công nghệ ta chia nhóm thành những phân nhóm.

Biểu đồ phân loại



III. KẾT CẤU CỦA THIẾT BỊ DẬP TẠO HÌNH

Một máy được cấu tạo gồm nhiều bộ phận khác nhau : động cơ, bộ truyền chuyển động, cơ cấu thực hiện, hệ thống dầu, hệ thống điều chỉnh, kiểm tra v.v... Mỗi một bộ phận giữ một nhiệm vụ khác nhau. Cơ cấu chính là cơ cấu phục vụ cho việc làm biến dạng vật rèn. Bộ truyền chuyển động cho phôi, giữ phôi đẩy vật rèn ra khỏi khuôn là cơ cấu phụ.

Trong thiết bị rèn dập có máy chỉ có một, có máy có hai hoặc nhiều cơ cấu thực hiện. Máy búa thì chỉ có một cơ cấu thực hiện (khuôn được lắp vào đầu búa). Các máy tự động chôn nguội nhiều nguyên công gồm có hai cơ cấu thực hiện : cơ cấu cắt phôi và cơ cấu chôn thành hình, đột lỗ. Máy rèn ngang có cơ cấu để giữ phôi... Chuyển động của các cơ cấu chính, phụ trong quá trình làm việc là nhờ có bộ phận truyền chuyển động là trục khuỷu, biên (trục khuỷu, biên có nhiều loại khác nhau : trục khuỷu lệch tâm, trục khuỷu - cam...).

Những máy rèn có nhiều cơ cấu chính và phụ đòi hỏi phải có nhiều cơ cấu truyền chuyển động. Cơ cấu phát động của thiết bị rèn dập có nhiều loại : hơi không khí, thủy lực, khí nén và động cơ điện.

Phần thứ nhất

MÁY BÚA

0.1. PHÂN LOẠI MÁY BÚA

Phân loại máy búa người ta dựa vào dấu hiệu chung của chúng là cơ cấu phát động. Dựa vào dấu hiệu chung đó người ta chia máy búa thành 5 nhóm nhỏ.

0.1.1. Nhóm 1

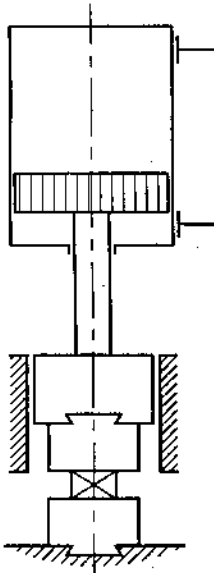
Nhóm 1 bao gồm tất cả các loại máy búa hơi nước, không khí nén (hình 0.1). Máy làm việc bằng hơi nước hoặc không khí nén vào xilanh và tác dụng lên pittông làm pittông chuyển động.

Hơi được cung cấp từ nồi hơi qua các ống dẫn đi vào xilanh. Không khí nén được cung cấp từ máy nén khí. Áp suất của hơi đạt tới $7 \div 9$ at và không khí nén đạt từ $7 \div 12$ at ($0,7 \div 1,2$) MPa.

Gọi là máy búa hơi không khí vì máy búa có thể làm việc do hơi hoặc không khí. Hơi và không khí nén là những chất mang năng lượng và năng lượng đó được biến thành công, làm chuyển động các bộ phận rơi của búa.

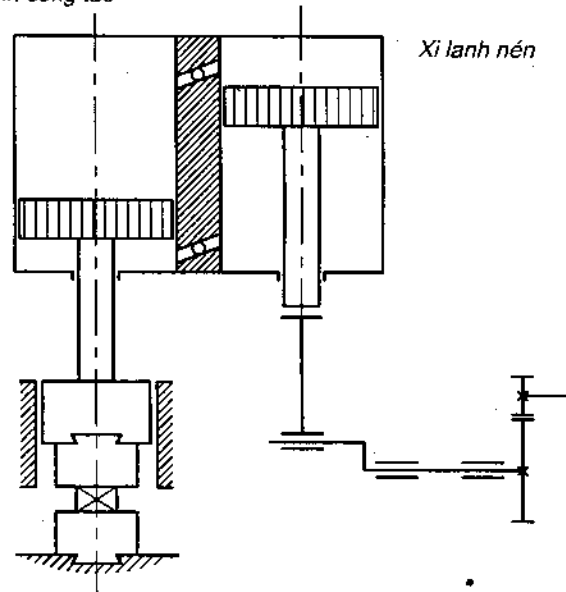
Cơ cấu truyền chuyển động trong máy búa hơi - không khí là pittông và cán pittông. Cơ cấu thực hiện của máy búa là đầu búa gắn liền với khuôn.

Pittông, cán pittông, đầu búa với nửa khuôn trên hợp thành bộ phận rơi của búa. Đối với máy búa, khối lượng bộ phận rơi coi như là lực đánh nghĩa của máy và là một trong những đặc trưng kỹ thuật chủ yếu của máy.



Hình 0.1. Máy búa hơi - không khí

Xi lanh công tác



Hình 0.2. Máy búa không khí nén

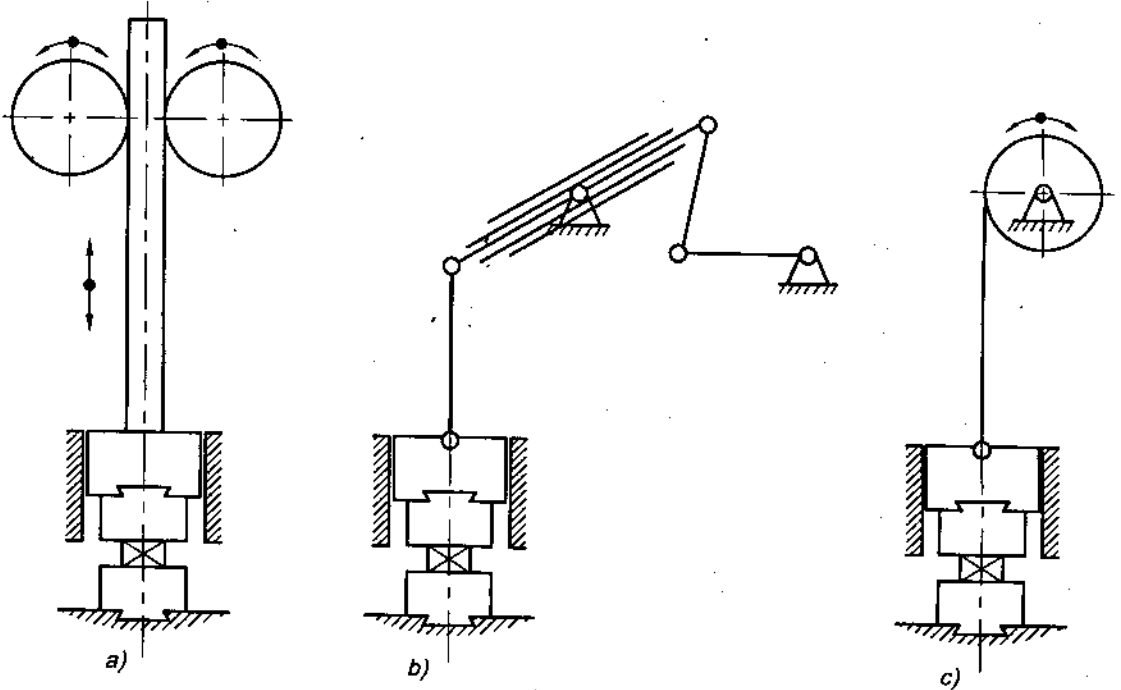
0.1.2. Nhóm 2

Gồm tất cả các loại máy búa không khí nén (hình 0.2). Chất công tác của máy cũng là không khí nhưng không khí trong trường hợp này tác dụng như một khâu đàn hồi. Cấu trúc của máy gồm có hai xilanh: xilanh công tác và xilanh nén. Xilanh nén dùng để nén không khí trực tiếp đưa sang xilanh công tác, không cần dùng hệ thống nén riêng.

0.1.3. Nhóm 3

Gồm tất cả các loại máy búa cơ khí, chúng làm việc là do cơ cấu truyền chuyển động cơ khí. Cơ cấu truyền chuyển động là những liên kết đàn hồi, liên kết cứng và liên kết dẻo (hình 0.3).

Các máy búa lò xo là liên kết đàn hồi, các máy búa có liên kết cứng là những máy búa trực vít, máy búa ván; các máy búa dây cáp hoặc dây đai thuộc loại máy có liên kết dẻo.

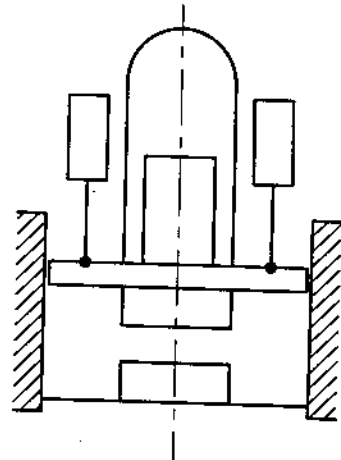


Hình 0.3

a - máy búa ván; b - máy búa nhíp (búa lò xo); c - máy búa dây cáp (hoặc dây đai).

0.1.4. Nhóm 4

Nhóm 4 gồm tất cả các loại máy búa thủy lực. Chất công tác trong loại máy này là chất lỏng: dầu, nước ... Trong hành trình công tác, chất lỏng có áp suất cao tác dụng vào mặt trên của pittông công tác. Các hành trình nâng thì các pittông nâng (phụ) được tác dụng bởi chất lỏng có áp suất thấp hơn so với áp suất chất lỏng trong xilanh công tác (hình 0.4).



Hình 0.4. Sơ đồ nguyên lý máy búa thủy lực

0.1.5. Nhóm 5

Gồm tất cả các loại máy búa khí. Chất công tác của các loại máy búa này là những chất khí cháy. Cơ cấu phát động của chúng gần giống cơ cấu động cơ đốt trong (hình 0.5).

Tính năng của các loại máy búa:

Những máy búa hơi, không khí dùng để rèn tự do, dập thể tích (rèn khuôn) và dập tấm.

Máy búa không khí nén cũng dùng chủ yếu để rèn tự do và rất ít trường hợp là để dập thể tích (rèn khuôn).

Máy búa cơ khí dùng để rèn tự do, nhưng các máy búa trục vít, máy búa ván, máy búa dây cáp dùng để dập thể tích.

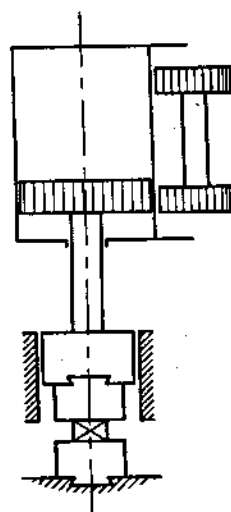
Máy búa thủy lực dùng để dập thể tích (rèn khuôn).

Các loại máy búa khí hiện nay mới bắt đầu được sử dụng.

Dựa vào tính chất công nghệ người ta chia ra những nhóm sau :

Máy búa rèn tự do, dập thể tích (rèn khuôn) và máy búa dập tấm. Trong mỗi một nhóm trên, tính năng sử dụng của nó như nhau, nhưng cấu tạo của chúng có thể khác nhau. Do đó dựa vào cấu trúc của chúng người ta lại chia ra thành những phân nhóm như : máy búa hơi không khí có cấu trúc khác nhau : thân máy, trục máy, vị trí của xilanh v.v... nên người ta chia ra : máy 1 trụ, máy 2 trụ, máy thân hình vòng cung (hình vòm)...

Bước cuối cùng để phân loại là kích thước của máy. Kích thước của máy được xác định bởi khối lượng bộ phận rơi tính bằng kg hoặc tấn (T). Hiện nay người ta cũng sử dụng đơn vị Anh để xác định kích thước của máy (2200P = 1000 kg = 1 tấn).



Hình 0.5. Sơ đồ nguyên lý máy búa khí cháy

0.2. QUÁ TRÌNH VA ĐẬP VÀ HIỆU SUẤT VA ĐẬP

Trong gia công kim loại bằng áp lực, những vật gia công được biến dạng dẻo là do các nhát đập. Năng lượng của mỗi một nhát đập L phần lớn được tiêu hao để làm biến dạng dẻo vật rèn, phần năng lượng đó được kí hiệu là L_g . Sự tiêu hao năng lượng ấy tuân theo một quy luật nhất định. Để giải thích, chứng minh quy luật ấy chúng ta cần phải chú ý đến tính chất cơ học của động lượng. Đối với máy búa, nội lực được tích lũy ở đầu búa và khuôn. Khi tính năng lượng cần phân biệt hai trường hợp :

- Những máy búa có bệ đe cố định.
- Những máy búa không có bệ đe (bệ đe chuyển động)

Nếu ta coi mỗi nhát đập đều đúng trọng tâm và bệ đe tự do (chuyển động) ta có công thức sau :

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v'_1 + m_2 v'_2 = (m_1 + m_2) v_x \quad (0.1)$$

trong đó : m_1, v_1 - khối lượng và tốc độ ban đầu của bộ phận rơi ;

m_2, v_2 - khối lượng và tốc độ ban đầu của bệ đe ;

v'_1 - tốc độ sau khi va đập của bộ phận rơi ;

v'_2 - tốc độ sau khi va đập của bệ đe ;

v_x - tốc độ trọng tâm của hệ thống va đập. Tốc độ trọng tâm v_x không đổi trong suốt quá trình va đập.

Từ công thức trên, ta có :

$$v_x = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = \frac{m_1 v'_1 + m_2 v'_2}{m_1 + m_2} \quad (0.2)$$

Nếu bệ đe cố định thì tốc độ ban đầu của bệ đe $v_2 = 0$. Người ta chia quá trình va đập ra làm hai giai đoạn :

0.2.1 Giai đoạn thứ nhất (giai đoạn có tải)

Trong suốt giai đoạn này các phần khuôn (hay đầu búa) trên và dưới làm vật rền biến dạng (biến dạng dẻo và biến dạng đàn hồi) dần dần tiến gần nhau và đến khi kết thúc giai đoạn này thì vật rền được biến dạng cực đại. Ở thời điểm cuối cùng của giai đoạn thứ nhất, tốc độ của những thành phần trong hệ thống (đầu búa và bệ đe hoặc 2 đầu búa) bằng nhau và bằng tốc độ trọng tâm v_x . Năng lượng tích lũy ban đầu của hệ thống (L_E) phần lớn được tiêu hao để làm vật rền biến dạng dẻo (L_g) và một phần làm vật rền biến dạng đàn hồi (L_y). Sau giai đoạn thứ nhất năng lượng còn dư L_1 .

Biến dạng dẻo của đầu búa hoặc khuôn so với biến dạng dẻo của vật rền thì rất nhỏ, do đó chúng ta không tính đến. Vậy :

$$L_E = L_g + L_y + L_1 = L_n + L_1 \quad (0.3)$$

Trong giai đoạn thứ nhất năng lượng làm biến dạng dẻo (L_g) thì bị mất đi. Năng lượng làm vật rền biến dạng đàn hồi (L_y) thì được tích lũy trong đầu búa và bệ đe.

Trị số của L_y phụ thuộc vào tính chất đàn hồi của vật rền khi bị đốt nóng, do đó hệ số hoàn nguyên k được xác định bằng công thức sau :

$$v_1 - v_2 = k(v_2 - v_1) \quad (0.4)$$

$$k = \frac{v_1 - v_2}{v_2 - v_1} \quad (0.5)$$

Tổng năng lượng L_g và L_y là năng lượng bị mất đi sau giai đoạn thứ nhất (L_n).

Năng lượng ban đầu của những máy búa có bệ đe cố định:

$$L_E = \frac{m_1 v_1^2}{2} \quad (0.6)$$

Nếu máy búa có bệ đe chuyển động thì :

$$L_E = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} \quad (0.7)$$

Kết thúc giai đoạn thứ nhất, năng lượng L_E giảm dần xuống giá trị là L_1 . Theo định luật bảo toàn động năng ta có :

$$L_1 = (m_1 + m_2) \frac{v_x^2}{2} \quad (0.8)$$

Thay giá trị $v_x = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2}$ vậy ta có : $L_1 = \frac{(m_1 v_1 + m_2 v_2)^2}{2(m_1 + m_2)}$

Với máy búa có bệ đe cố định $v_2 = 0$ thì :

$$L_1 = \frac{(m_1 v_1)^2}{2(m_1 + m_2)} = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} \cdot \frac{m_1 v_1^2}{2} = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} L_E \quad (0.9)$$

Tổng số năng lượng bị mất đi trong giai đoạn thứ nhất :

- Đối với máy búa có bệ di chuyển động :

$$\begin{aligned}
 L_n &= L_E - L_1 = \left(\frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} \right) - \frac{(m_1 v_1 + m_2 v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} = \left[\frac{m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2}{2} - \frac{(m_1 v_1 + m_2 v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} \right] \\
 &= \frac{\left[(m_1 + m_2)(m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2) \right]}{2(m_1 + m_2)} - \frac{(m_1 v_1 + m_2 v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} \\
 &= \frac{m_1^2 v_1^2 + m_1 m_2 v_2^2 + m_1 m_2 v_1^2 + m_2^2 v_2^2 - (m_1^2 v_1^2 + 2m_1 m_2 v_1 v_2 + m_2^2 v_2^2)}{2(m_1 + m_2)} \\
 &= \frac{m_1^2 v_1^2 + m_1 m_2 v_2^2 + m_1 m_2 v_1^2 + m_2^2 v_2^2 - m_1^2 v_1^2 - 2m_1 m_2 v_1 v_2 - m_2^2 v_2^2}{2(m_1 + m_2)} \\
 &= \frac{m_1 m_2 (v_1^2 + v_2^2 - 2v_1 v_2)}{2(m_1 + m_2)} = \frac{m_1 m_2 (v_1 - v_2)^2}{2(m_1 + m_2)}
 \end{aligned}$$

- Với máy búa có bệ di chuyển cố định $v_2 = 0$ thì :

$$L_n = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot \frac{v_1^2}{2} = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot L_E \quad (0.10)$$

và

$$\frac{L_1}{L_n} = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} \cdot L_E \cdot \frac{(m_1 + m_2)}{m_2 L_E} = \frac{m_1}{m_2} \quad (0.11)$$

0.2.2. Giai đoạn thứ hai

Sau giai đoạn thứ nhất thì giai đoạn thứ hai xảy ra là do năng lượng L_y (tức là năng lượng biến dạng đàn hồi). Năng lượng đó được tích lũy ở đầu búa, bệ di chuyển và làm thay đổi tốc độ trọng tâm v_x thành tốc độ cuối cùng v_1' , v_2' . Tốc độ cuối cùng của đầu búa, bệ di chuyển hoặc hai đầu búa sau giai đoạn thứ nhất (sau khi va đập) xác định theo những công thức sau :

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \text{ và } v_1 - v_2' = k(v_2 - v_1)$$

Nếu $0 < k < 1$ thì ta rút ra được :

$$v_1' = v_1 - \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 + k)(v_1 - v_2)$$

$$v_2' = v_2 + \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + k)(v_1 - v_2)$$

Nếu vật rắn dẻo tuyệt đối, nghĩa là $k = 0$ thì :

$$v_1' = v_1 - \frac{m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2) = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = v_x$$

$$v_2' = v_2 + \frac{m_1}{m_1 + m_2}(v_1 - v_2) = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = v_x$$

Do đó $v_1' = v_2' = v_x$

Nếu vật rền đàn hồi tuyệt đối, nghĩa là $k = 1$ thì :

$$v_1' = v_1 - \frac{2m_2}{m_1 + m_2}(v_1 - v_2) \quad (0.12)$$

$$v_2' = v_2 + \frac{2m_1}{m_1 + m_2}(v_1 - v_2) \quad (0.13)$$

1. Động năng của hệ thống sau giai đoạn thứ nhất thì bằng tổng năng lượng đàn hồi và năng lượng dư:

$$L_0 = L_y + L_1 \quad (0.14)$$

$$L_0 = \frac{m_1(v_1')^2}{2} + \frac{m_2(v_2')^2}{2}$$

Thay giá trị v_1' và v_2' vào công thức trên ta được:

a. Khi đe dưới chuyển động:

$$L_0 = \frac{(m_1 v_1 + m_2 v_2)^2 + k^2 m_1 m_2 (v_1 - v_2)^2}{2(m_1 + m_2)} \quad (0.15)$$

b. Khi đe dưới không chuyển động ($v_2 = 0$):

$$L_0 = \frac{(m_1 v_1)^2 + k^2 m_1 m_2 (v_1)^2}{2(m_1 + m_2)} = \frac{m_1 v_1^2}{2} \left(\frac{m_1 + k^2 m_2}{m_1 + m_2} \right) = L_E \left(\frac{m_1 + k^2 m_2}{m_1 + m_2} \right) \quad (0.16)$$

2. Năng lượng làm vật rền biến dạng dẻo sẽ bằng :

$$L_g = L_E - L_0 \quad (0.17)$$

a. Trường hợp đe dưới chuyển động :

$$L_g = \frac{m_1 m_2 (v_1 - v_2)^2 (1 - k^2)}{(m_1 + m_2).2} \quad (0.18)$$

b. Trường hợp đe dưới không chuyển động :

$$L_g = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - k^2) L_E \quad (0.19)$$

Vậy :

$$L_E = L_g + L_y + L_1 = L_n + L_1 = L_g + L_0 \quad (0.20)$$

3. Hiệu suất va đập :

$$\eta_y = \frac{L_g}{L_E} \quad (0.21)$$

a. Đe không chuyển động :

$$\eta_y = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - k^2) \quad (0.22)$$

b. Đe chuyển động :

$$\eta_y = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot \frac{(v_1 - v_2)^2}{(m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2)} (1 - k^2) = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \frac{(v_1 - v_2)^2}{2L_E} (1 - k^2) \quad (0.23)$$

Đối với búa có bệ đe với các số liệu của tỷ số m_1/m_2 và k ta tính η_y và $\frac{L_0}{L_E}$ rồi vẽ đồ thị.

Giá trị hiệu suất va đập của búa có bệ đe được trình bày trong bảng sau:

η_y			
$\begin{matrix} m_2 : m_1 \\ k \end{matrix}$	10	15	20
0,0	0,909	0,936	0,952
0,3	0,828	0,854	0,867
0,5	0,682	0,702	0,708

Theo bảng trên ta thấy m_2/m_1 càng lớn thì hiệu suất va đập càng cao.

CHƯƠNG I

MÁY BÚA HƠI NƯỚC KHÔNG KHÍ NÉN

1.1. TÍNH NĂNG VÀ LĨNH VỰC SỬ DỤNG MÁY BÚA HƠI NƯỚC

Máy búa hơi không khí được sử dụng rộng rãi trong các phân xưởng rèn. Hiện nay người ta bắt đầu sử dụng máy búa hơi, không khí trong các phân xưởng đập nguội để sản xuất những chi tiết từ nguyên liệu tấm. Những máy búa làm công việc rèn tự do gọi là máy búa rèn tự do, loại máy búa này có bộ phận rơi từ $500 \div 5000$ kg. Những máy búa có khối lượng bộ phận rơi nhỏ hơn 500 kg thì người ta thay thế bằng máy búa không khí nén. Những máy búa có khối lượng bộ phận rơi lớn hơn 5000 kg thì người ta thay thế bằng máy búa rèn thủy lực.

Khối lượng lớn nhất của vật rèn được gia công trên máy búa rèn tự do là 5000 kg. Những phối để tạo hình khối lượng có thể đạt tới 750 kg đối với những phối phức tạp, những trục có hình dáng đơn giản thì có thể nặng tới 1500 kg. Hiện nay, những máy búa rèn hơi, không khí vẫn được coi là những thiết bị chủ yếu trong các phân xưởng rèn.

Chức năng của máy búa được xác định bởi hình dáng cấu trúc chung của máy. Những chi tiết được gia công chung khác nhau về trọng lượng, kích thước, hình dáng. Do đó cấu trúc của máy phải phù hợp với những yếu tố ấy của chi tiết.

Dựa vào cấu trúc của thân máy người ta chia máy ra làm 3 loại khác nhau.

– *Máy một trụ*: Dùng để sản xuất những chi tiết đòi hỏi phải có khối lượng bộ phận rơi đến 1000 kg. Để tiện lợi cho thao tác người ta đặt đe dưới lệch một góc 45^0 so với trục chính của máy.

Nếu thân máy gồm hai phần thì chiều rộng bệ đe dưới đặt song song với thành trong của thân máy.

– *Máy có hai trục hình vòng cung*: Dùng để sản xuất những chi tiết đòi hỏi gia công phải sử dụng vị trí trước và sau của máy.

– *Máy có hai trụ hình cầu*: Dùng để sản xuất những chi tiết có kích thước lớn, trọng lượng lớn.

Ngoài những máy búa sử dụng để rèn tự do còn có những máy búa hơi, không khí dùng để đập nóng. Những loại máy búa này thường có bệ đe cố định và có khối lượng bộ phận rơi là $500 \div 5000$ kg và lớn hơn, nhưng hiện nay tối đa chưa đạt được 25 tấn tới 30 tấn.

Loại máy búa này cũng được coi là những thiết bị chủ yếu trong các phân xưởng đập. Gần đây ở một số nước công nghiệp tiên tiến người ta sử dụng đập bằng những máy đập nóng cơ khí (máy ép trục khuỷu) và máy búa không bệ đe. Dùng máy búa không bệ đe có tác dụng là tránh được rung động nhưng hiện nay cũng mới được áp dụng. Vì vậy những máy búa đập hơi, không khí và máy đập nóng cơ khí vẫn là những thiết bị chiếm vị trí quan trọng trong các xưởng đập và trong tương lai chúng vẫn có giá trị rất lớn trong các ngành công nghiệp gia công bằng áp lực. Tuy nhiên, do sự phát triển ngày càng mạnh của ngành cơ khí thì tất nhiên chúng cũng chưa phải là những thiết bị tiên tiến nhất. Những máy búa đập hiện nay phải là những máy búa có thân máy hình II. Thân máy này được đặt trên bệ đe do đó độ chính xác đập được tăng và đảm bảo độ bền vững. Một loại máy búa đập khác là thân máy gồm có 4 trụ. Tiết diện ngang của chúng có hình dáng vuông hoặc chữ nhật.

Ở nước ta hiện nay do ngành công nghiệp mới phát triển nên những loại thiết bị trên chưa có, ta mới có loại máy búa rèn tự do không khí nén do nhà máy cơ khí Mai động của Hà Nội sản xuất theo mẫu của Liên Xô cũ (loại 50 kg, 75 kg, 150 kg).

1.2. CHẤT CÔNG TÁC (VẬT MANG NĂNG LƯỢNG)

Vật mang năng lượng hay là chất công tác của máy búa hơi, không khí là hơi nước hoặc không khí nén. Trạng thái của chúng được đặc trưng bằng áp suất p , nhiệt độ T và thể tích riêng V :

Theo tiêu chuẩn (ГОСТ 9752 - 61) khi thiết kế máy búa hơi không khí, áp suất của hơi nước lấy bằng $600 \div 800 \text{ kN/m}^2$. Nhiệt độ đốt nóng của không khí hay hơi quá nhiệt không quá 300°C .

Hơi nước: Trong máy búa có thể sử dụng hơi bão hòa khô, hơi ẩm và hơi quá nhiệt. Hiện nay hơi bão hòa khô ít được sử dụng vì trạng thái của hơi chỉ nhận được từng lúc khi máy búa làm việc. Thường hơi ẩm được sử dụng rộng rãi hơn cả.

Quá trình dẫn nén của hơi ẩm gần với quá trình đoạn nhiệt vì thời gian dẫn nén tương đối ngắn (không có sự trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh và giữ antrôpi cố định). Quá trình đó được đặc trưng bằng phương trình gần đúng của Xaynherơ. Khi $1 \geq x > 0,7$ ta có:

$$pV^k = \text{const}$$

Ở đây $k = 1,035 + 0,1 \times x$ (x : độ khô của hơi ở trạng thái ban đầu). Vì $x < 1$ nên $k = 1,035 + 0,1x < 1,135$.

Thực nghiệm cho ta biết đối với hơi ẩm hệ số $k < 1,135$. Để đơn giản khi tính toán nhiệt người ta thường lấy $k = 1$ với sai số nhỏ hơn 8%, hoàn toàn cho phép trong tính toán kỹ thuật.

Không khí: Nếu máy búa làm việc bằng không khí nén thì cần phải có trạm nén khí riêng biệt. Sự thay đổi trạng thái của không khí trong quá trình làm việc được xác định theo quá trình đoạn nhiệt với hệ số $k = 1,4$. Cũng như đối với hơi, để đỡ phức tạp khi tính toán, hệ số k đôi khi lấy bằng 1 ($k = 1$).

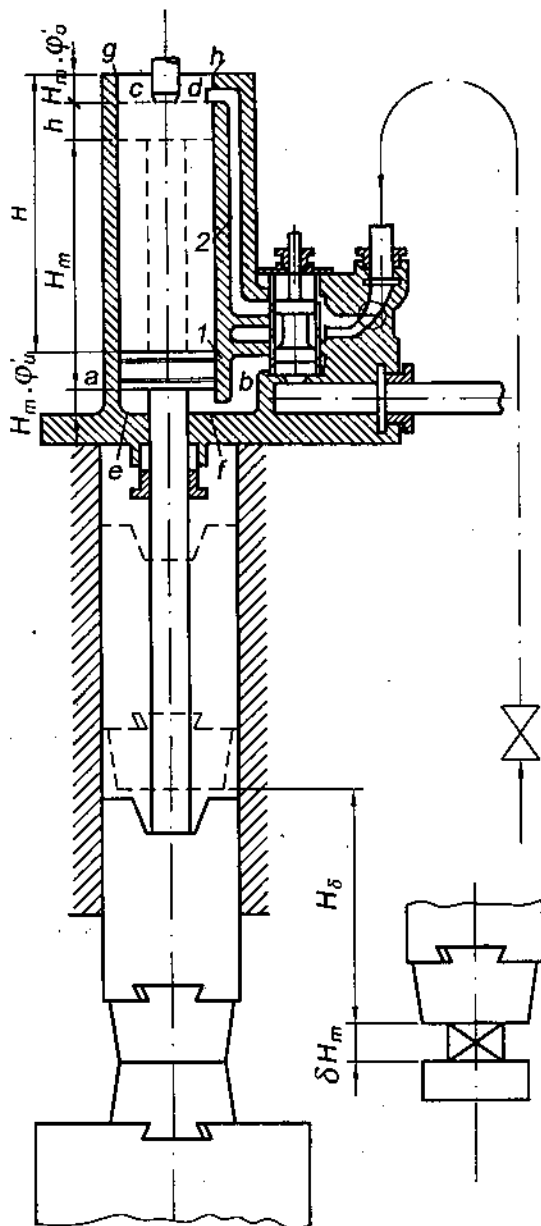
Hơi và không khí giữ chức năng cung cấp năng lượng để máy làm việc. Thời gian của các thời kỳ dẫn nén của hơi và không khí không giống nhau. Nếu giai đoạn dẫn nở ban đầu sử dụng hơi bão hòa khô và không khí đốt nóng thì quá trình đoạn nhiệt của hơi có thể thay bằng đường cong $pV = \text{const}$, còn không khí $pV^{1,4} = \text{const}$ thì công của 1kg hơi bão hòa khô lớn hơn công của 1kg không khí nén, bởi vì thể tích riêng của hơi bão hòa khô lớn hơn thể tích riêng của không khí nén. Ngoài ra ở trạng thái dẫn nở áp suất cuối cùng của hơi cũng lớn hơn áp suất của không khí.

1.3. NGUYÊN LÝ CHUYỂN ĐỘNG CỦA MÁY BÚA RÈN TỰ DO HƠI, KHÔNG KHÍ

Máy búa hơi không khí làm việc bằng hơi hoặc không khí ép, người ta thường dùng hơi hoặc không khí ép có áp suất từ $8 \div 12 \text{ at}$. Vì quá trình dẫn nén của hơi và không khí nén có khác nhau nên khi chuyển sang máy búa từ dùng hơi sang không khí ép cần thay đổi cấu tạo các bộ phận điều phối hơi không khí.

Máy búa hơi, không khí có loại đơn động và song động: ở máy búa đơn động, hơi (không khí) tác dụng vào pittông từ dưới lên và chủ yếu dùng để nâng phần rơi. Phần rơi của máy búa này chuyển động xuống theo lực trọng trường. Ở Mỹ người ta dùng loại búa đơn động lợi hơn vì cán búa có thể chỉ là dây cáp nên ít hỏng hơn. Máy búa song động hơi (không khí) tác dụng vào cả hai mặt trên và dưới của pittông.

Bộ phận rơi của búa hơi, không khí chuyển động được là nhờ có sự tác động của hơi (không khí) vào pittông. Hơi (không khí) được cấp vào xilanh qua các rãnh 1 và 2 (hình 1.1).



Hình 1.1

H - hành trình lắp ghép của đầu búa, được tính từ nắp trên của xilanh đến bề mặt trên của pittông, khi đầu búa ở vị trí dưới không có vật rên [cm];

$$H = (1 + \phi'_0) H_m.$$

F - diện tích bề mặt trên của pittông [m²];

αF - diện tích bề mặt dưới (phần còn lại) của pittông [m²];

$(1 - \alpha) F$ - diện tích tiết diện ngang của cán pittông [m²];

p - áp suất hơi ban đầu [kN/m²];

p₁ - áp suất hơi sau khi đã làm việc trong xilanh [kN/m²];

Theo rãnh 1 hơi (không khí) tác dụng vào bề mặt dưới của pittông [diện tích là αF ($\alpha < 1$)]. Qua rãnh 2, hơi tác dụng vào diện tích toàn phần phía trên của pittông (F). Hình bên thể hiện đầu búa ở vị trí dưới không có vật rên.

Khoảng không abef gọi là "khoảng trống có hại dưới". Khoảng trống ấy có tác dụng để tránh sự va đập giữa pittông và đáy nắp dưới của xilanh.

Khoảng trống cdhg là "khoảng trống có hại trên". Để tiện cho việc nghiên cứu các đại lượng được ký hiệu như sau:

H_m - hành trình cực đại của pittông khi không có vật rên [m];

$\phi'_u H_m$ - chiều cao khoảng không có hại dưới của xilanh [m];

$\phi'_0 H_m$ - chiều cao khoảng không có hại trên của xilanh [m];

$\phi''_u H_m$ - chiều cao quy về rãnh dưới (1). Chiều cao ấy bằng tỷ số thể tích rãnh dưới và diện tích mặt dưới của pittông.

$\phi''_0 H_m$ - chiều cao quy về rãnh trên (2). Chiều cao ấy bằng tỷ số thể tích rãnh trên và diện tích trên của pittông.

$\phi_u H_m$ - chiều cao toàn phần của khoảng không có hại dưới [cm]

$$\phi_u H_m = (\phi'_u + \phi''_u) H_m$$

$\phi_0 H_m$ - chiều cao toàn phần của khoảng không có hại trên [m] :

$$\phi_0 H_m = (\phi'_0 + \phi''_0) H_m.$$

$$h = h_n + (1 + \phi'_u + \phi''_u) H_m.$$

trong đó: h_n - chiều cao của pittông;

h - chiều cao đầy đủ của xilanh.

p_0 - áp suất môi trường bên ngoài (không khí) $[kN/m^2]$ $p_0 = 1$ at (át mốt phe);

p_{01} : áp suất hơi trong ống thải $[kN/m^2]$;

δH_m : chiều cao vật rền $[m]$.

Khi có vật rền thì khoảng không có hại dưới bằng:

$$\varphi_u \delta = (\varphi_u + \delta) H_m$$

H_δ - hành trình hoạt động lớn nhất của búa khi có vật rền :

$$H_\delta = (1 - \delta) H_m$$

P'_b - lực nâng đầu búa: $P'_b = p.\alpha.F$

P_H - lực đẩy búa chuyển động xuống dưới: $P_H = p.F$

1.4. CHU TRÌNH LÀM VIỆC CỦA MÁY BÚA RỀN SONG ĐỘNG

Chu trình làm việc (công tác) của máy búa và hơi không khí gồm 3 giai đoạn chủ yếu:

- Nâng phần động của búa (hành trình ngược chiều).
- Treo búa - giữ phần động ở vị trí trên trong một khoảng thời gian cần thiết.
- Rơi và va đập.

Trong một chu trình làm việc, búa có thể thực hiện những va đập liên tục tức là nâng và rơi búa không có hành trình giữ búa trên cao.

1. Nâng búa

Trong quá trình nâng phần động diễn ra quá trình nạp hơi vào buồng dưới xilanh (gọi là đoạn nạp hơi dưới). Kết thúc giai đoạn này thì cửa dưới của van trụ khép kín. Sau khi ngừng nạp hơi dưới sẽ diễn ra sự dẫn hơi ở phía dưới pittông, đồng thời hơi ở trên pittông sẽ được xả ra ngoài. Sau khi ngừng xả hơi trên, pittông chuyển động lên trên và nén số hơi còn lại ở phía trên pittông.

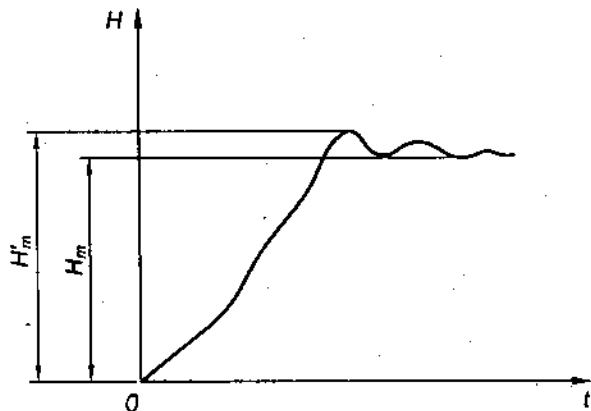
2. Treo búa

Áp suất hơi phía dưới pittông sẽ giảm dần theo sự chuyển động lên của pittông. Nhưng ngược lại áp suất hơi phía trên pittông sẽ tăng lên. Đến một thời điểm nào đó tổng các lực tác dụng vào phía trên, phía dưới pittông sẽ cân bằng nhau. Pittông sau khi tới vị trí trên cùng sẽ hạ xuống một đoạn ngắn và sau một vài chuyển động lên xuống theo dao động tắt dần và dừng lại ở điểm thấp hơn vị trí trên cùng một chút (hình 1.2).

Do đó khi treo búa, ở phía dưới pittông sẽ bị tác dụng bởi áp suất hơi đủ để cân bằng với trọng lượng của hệ thống các phần động của máy và tác dụng của áp suất hơi còn lại phía trên pittông.

3. Rơi búa

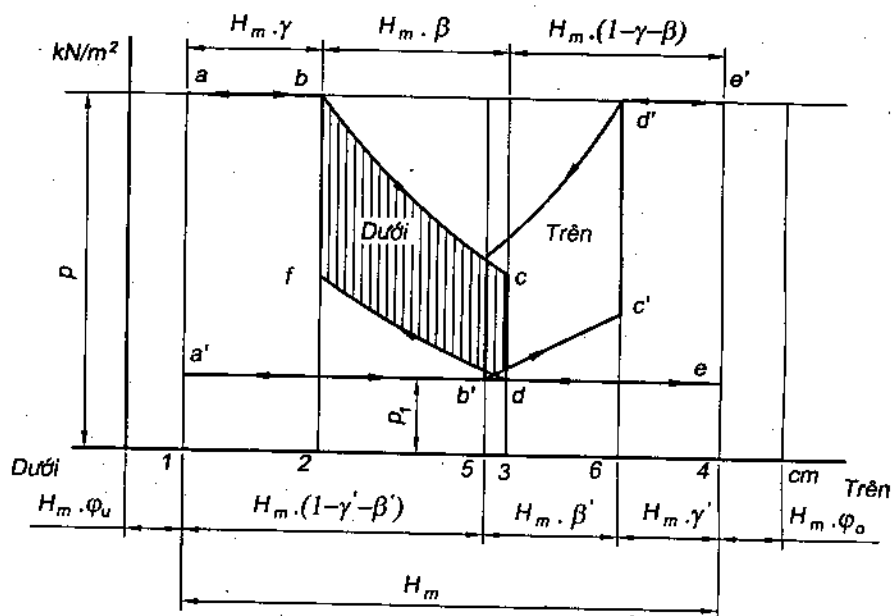
Quá trình rơi búa bắt đầu từ thời gian hơi được xả ra ngoài từ phía dưới xilanh và hơi được nạp vào phần trên của xilanh. Năng lượng và đập nhận được nhiều hay ít phụ thuộc vào số hơi được nạp vào và xả ra. Do đó tùy sự điều khiển, ta có thể nhận được va đập liên tục hoặc đơn nhất với năng lượng lớn nhất.



Hình 1.2

1.5. GIẢN ĐỒ CHỈ DẪN LÝ THUYẾT CỦA MÁY BÚA RÈN

Hơi dưới vào xilanh qua cửa dưới a_H của van trụ tác dụng vào pittông và làm pittông (bộ phận roi) chuyển động lên một đoạn ab . Thời kỳ ấy gọi là thời kỳ hơi diễn dầy hay thời kỳ nạp hơi dưới. Đoạn đó được ký hiệu là γH_m . Trong thời kỳ nạp hơi dưới, cửa dưới a_H thay đổi dần đến khép kín. Khi bắt đầu nâng búa, cửa dưới a_H hoàn toàn mở, nhưng do van trụ chuyển động lên trên và dần đóng cửa dưới a_H lại và tại điểm b cửa được hoàn toàn đóng. Bắt đầu từ thời điểm ấy hơi được giữ trong một buồng kín.



Hình 1.3

Nhưng pittông vẫn chuyển động lên trên là do có sự dẫn hơi. Đường bc biểu hiện quá trình dẫn hơi, áp suất bị giảm dần. Đoạn bc được xác định như quá trình của hơi ẩm ở trạng thái thay đổi áp suất và thể tích theo đẳng thức $pV = \text{const}$. Điểm b gọi là điểm ngừng nạp của hơi dưới và đoạn dẫn hơi dưới được ký hiệu là βH_m . Van trụ được tiếp tục nâng lên, cửa a_H được dần mở, hơi có áp suất p được thải ra khỏi xilanh trong suốt quá trình chuyển động đi lên của đầu búa. Đoạn thải hơi dưới được ký hiệu $(1 - \gamma - \beta)H_m$ giữa hai cột 3 - 4 (hình 1.3).

Khi đầu búa bắt đầu được nâng lên, hơi trên có áp suất là p_1 (đoạn $(1 - \gamma' - \beta)H_m$) được thải ra theo ống dẫn hơi (giữa hai cột 1 và 5). Điểm b' là điểm ngừng thải của hơi trên, van trụ tiếp tục đi lên thì hơi trên ở trạng thái nén trên đoạn $\beta'H_m$ (giữa cột 5 và 6).

Sau điểm c' bộ phận điều chỉnh hơi bắt đầu mở rãnh 2 và hơi bắt đầu vào xilanh, áp suất của hơi được nâng lên đến điểm d' (p) và được giữ mãi đến cùng cho đến hết đoạn $\gamma'H_m$ (cột 6 và 4). Đoạn $\gamma'H_m$ trong bước đi lên của van trụ gọi là đoạn chuẩn bị nạp của hơi trên. Khi đạt đến vị trí trên cùng của hành trình, pittông lại chuyển động xuống dưới tương đối nhanh. Trong khi đó hơi dưới vẫn tiếp tục được thải ra ngoài theo đoạn ed , còn hơi trên được nạp vào xilanh theo đoạn $e'd'$.

Đoạn $\gamma'H_m$ trong bước đi xuống gọi là đoạn diễn dầy (hay là đoạn nạp của hơi trên) và đến khi đạt đến điểm d' (điểm nạp của hơi trên) van trụ đóng kín rãnh 2 do đó hơi trên tại đoạn $\beta'H_m$ ($d'f'$) ở trạng thái dẫn theo đường cong $pV = \text{const}$. Tại điểm f' rãnh 2 bắt đầu mở, hơi được thải ra ngoài với áp suất p_1 và giữ không đổi trên $(1 - \gamma' - \beta')H_m$, tương tự như vậy hơi dưới từ điểm e đến d trên đoạn $(1 - \gamma' - \beta')H_m$ tiếp tục thải ra ngoài. Điểm d là điểm ngừng thải của hơi dưới. Trên đoạn $\beta'H_m$ hơi ở trạng thái nén theo đường df ($\beta'H_m$). Điểm b là điểm chuẩn bị nạp của hơi dưới.

Khi đầu búa đi xuống dưới tức là xảy ra va đập và sau đó lại được nâng lên nhanh chóng.

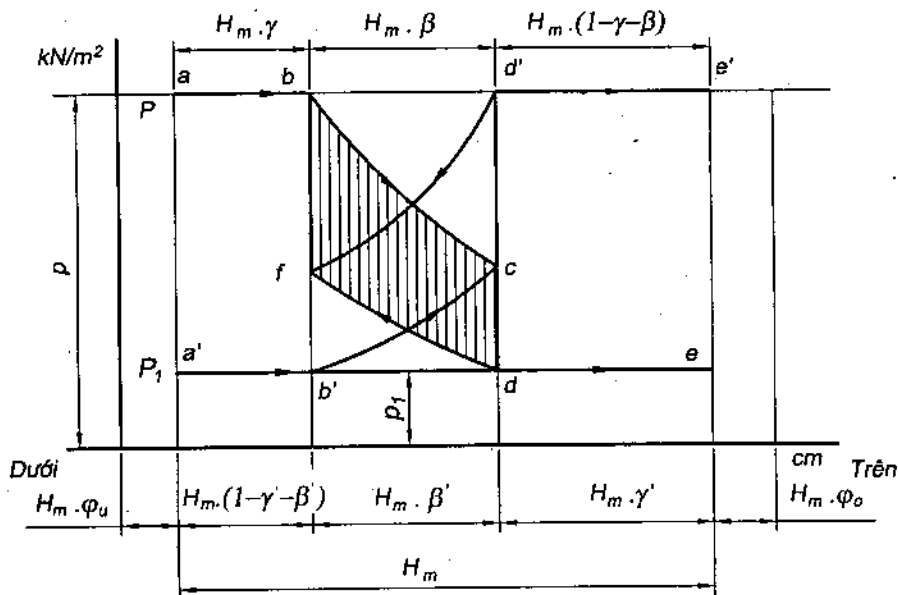
Nếu:

$$\gamma = 1 - \gamma' - \beta'$$

hay

$$\gamma' = 1 - \gamma - \beta$$

Vì $\beta = \beta'$, do đó $\gamma + \gamma' = 1 - \beta$ thì giản đồ cho ta thấy việc thải hơi và nạp hơi xảy ra cùng một lúc (hình 1.4).



Hình 1.4

Nếu ta giữ giản đồ lý thuyết không thay đổi có nghĩa là búa sẽ làm việc va đập liên tục. Muốn vậy phải đảm bảo đặc tính chuyển động cố định của van trạ (quan hệ đến chuyển động của đầu búa). Sự phụ thuộc ấy được biểu diễn bằng hệ thức :

$$h_m = m_z H_m \quad (1.1)$$

trong đó : h_m - hành trình của van trạ ;

m_z - hệ số rút ngắn hành trình của van trạ.

Hệ số m_z lấy cố định trong suốt hành trình của đầu búa. Qua giản đồ ta thấy rằng nếu giảm đoạn ab và giữ sự liên quan động học giữa đầu búa và bộ phận điều chỉnh thì các giai đoạn phân phối hơi thay đổi theo. Vì vậy nếu ta giảm đoạn ab thì giai đoạn diễn đầy của hơi dưới γH_m cũng giảm đi và làm thay đổi tính chất của nhát đập. Do đó đoạn ab giữ một ý nghĩa rất quan trọng trong khi nghiên cứu về máy búa.

1.6. GIẢN ĐỒ THẬT CỦA MÁY BÚA RÈN TỰ DO

Giản đồ thật và giản đồ lý thuyết có một sự khác biệt tương đối lớn. Trong thực tế người ta không thể dựa vào giản đồ lý thuyết để thiết kế máy búa mà phải dựa vào giản đồ thật, vì giản đồ lý thuyết chưa tính đến hàng loạt vấn đề về thực tế. Để giản đồ lý thuyết càng gần với giản đồ thật thì ta phải tính đến những yếu tố mà ở giản đồ lý thuyết chưa chú ý.

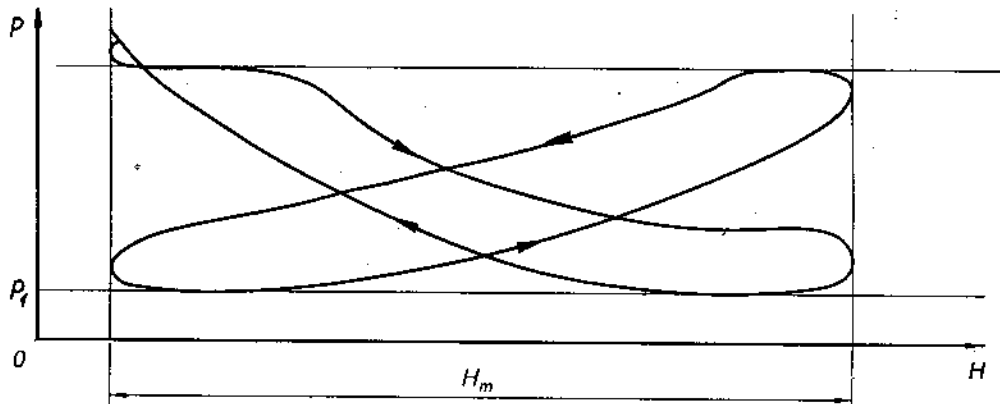
Trong giản đồ lý thuyết hơi mới trên đoạn nạp γH_m có áp suất p không thay đổi. Nhưng thực tế hơi sử dụng trong các búa rèn cũng như búa đập phải đi qua một đoạn đường dài nên ta phải tính đến các trở lực trên đoạn đường đi, vì vậy áp suất p trên đoạn γH_m không thể cố định (hình 1.5).

Những yếu tố làm áp suất p không thể là một đại lượng cố định là :

- Hơi được vào xilanh qua các ống dẫn, do đó ngay ma sát của ống dẫn đã làm giảm giá trị của p.

- Ống dẫn hơi từ nguồn hơi vào xilanh gồm nhiều đoạn có chỗ nối hoặc có những van, khoá nên tại những chỗ ấy có những trở lực cục bộ làm áp suất p bị giảm.

- Hơi qua khoá vào van trụ và pittông chuyển động (do công nhân điều khiển) làm cho các cửa của rãnh 1 và 2 mở và hơi đi vào xilanh búa.



Hình 1.5. Dạng giản đồ thật của máy búa rên tự do

Nhưng ta thấy rằng van trụ được đặt vào trong một ống lót và có tác dụng làm thay đổi diện tích các cửa sổ của ống lót, vì vậy hơi vào xilanh máy búa qua các tiết diện thay đổi của cửa sổ nên tốc độ chuyển động của hơi ở các thời điểm không giống nhau. Vì thế tốc độ của hơi thay đổi theo một đường cong phụ thuộc vào sự thay đổi tiết diện của cửa dẫn hơi, nên ở đây có trở lực cục bộ làm thay đổi áp suất p . Nếu trên đoạn nạp hơi dưới γH_m , hơi có áp suất p thì pittông có tốc độ xấp xỉ 5 m/s, diện tích tiết diện ống nạp f so với diện tích tiết diện pittông rất nhỏ, do đó tốc độ hơi rất lớn so với tốc độ chuyển động của pittông.

Kết luận lại ta thấy rằng: áp suất ban đầu của hơi phụ thuộc vào tốc độ cục bộ và trở lực trên đoạn đường đi của hơi vào xilanh búa. Áp suất hơi tác dụng vào bề mặt dưới pittông trên đoạn γH_m làm tăng tốc độ chuyển động của pittông nhưng có giá trị luôn thay đổi. Giá trị áp suất p của hơi dưới chỉ có giá trị không đổi đến điểm a_1 .

Sau điểm a_1 thì áp suất p bắt đầu giảm cho đến điểm p_1 thì kết thúc đoạn nạp hơi dưới γH_m .

Đoạn βH_m là đoạn dẫn hơi theo định luật $pV = \text{const}$. Đường dẫn hơi b_1c_1 nằm dưới đoạn bc của giản đồ lý thuyết.

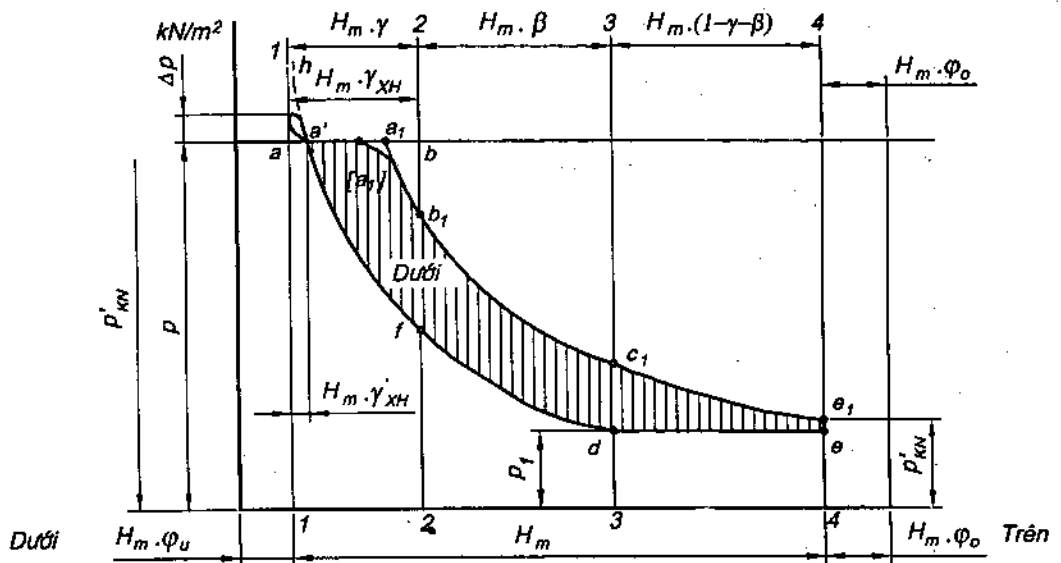
Đoạn $(1 - \gamma - \beta)H_m$ là đoạn thải hơi, tiết diện cửa dưới van trụ tăng từ 0 đến giá trị cực đại. Do tính chất của van trụ mở như vậy, áp suất hơi dẫn ở điểm c_1 không giảm ngay đến giá trị p_1 (điểm d) mà có giảm dần đến áp suất cuối cùng $p_{KN} c_1e_1$ và nằm trên đường de của giản đồ lý thuyết. Đầu búa tiếp tục chuyển động xuống thì hơi dưới trên đoạn $(1 - \gamma - \beta)H_m$ có giá trị không đổi p_1 , trên đoạn βH_m áp suất thay đổi theo đường cong $pV = \text{const}$ đến điểm f. Đoạn chuẩn bị nạp γH_m nhờ các cửa dưới mở từ từ, do đó áp suất của hơi không thể tăng ngay đến giá trị p được mà nó tăng dần theo đường fh đến thời điểm đập.

Như vậy ta có giản đồ thật của hơi dưới $a_1a_1' b_1c_1e_1d_1f_1h_1a_1'$ có các đoạn $a_1 b_1$; b_1c_1 ; $c_1 d_1$; d_1f_1 ; f_1h_1 không trùng với từng đoạn tương ứng của giản đồ lý thuyết (hình 1.6).

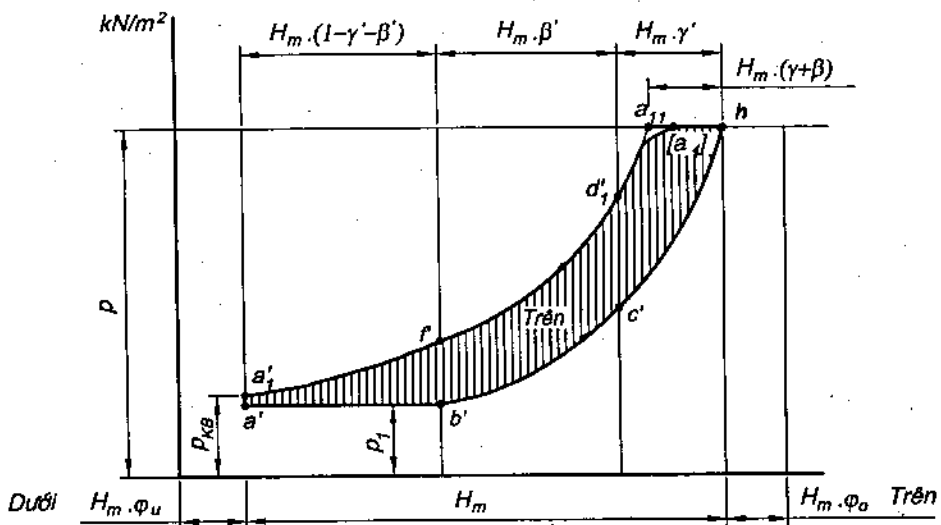
Tương tự như vậy ta cũng nhận được giản đồ thật của hơi trên $a_1'b_1c_1'h_1' [a_1]d_1'f_1'a_1'$ (hình 1.7).

Giản đồ thật dùng để tính toán nhiệt học khi thiết kế máy búa.

Để xác định điểm a_1 và a_{11} và các giai đoạn khác của giản đồ thật thì phải nghiên cứu quá trình đóng, mở (làm việc) các cửa sổ của van trụ tức là quá trình nạp, thải và tiết lưu của hơi hoặc không khí.



Hình 1.6. Giản đồ chỉ dẫn thật đối với hơi dưới.



Hình 1.7. Giản đồ chỉ dẫn thật đối với hơi trên.

1.7. QUÁ TRÌNH ĐÓNG MỞ CÁC CỬA CỦA VAN TRỤ

Qua giản đồ thật và lý thuyết ta thấy rằng, điểm b_1 ở giai đoạn nạp hơi dưới của giản đồ thật nằm dưới điểm b của giản đồ lý thuyết. Ở giản đồ thật vị trí điểm b_1 như vậy không những có ảnh hưởng đến giá trị công của hơi sản ra trên đoạn nạp γH_m mà còn ảnh hưởng đến giá trị công ở giai đoạn dẫn hơi tiếp theo βH_m .

Trong giai đoạn nạp, áp suất hơi giảm ít nhất khi các cửa của van trụ mở hoàn toàn và tại điểm b_1 thì bị đóng rất nhanh. Nhưng thực tế sau điểm b các cửa không thể thực hiện đóng như vậy được mà đóng từ từ. Do đó muốn đóng được nhanh thì ta phải xét đến hệ số rút ngắn hành trình của van trụ m_z và tốc độ của đầu búa. Qua thực nghiệm, hệ số m_z hiện nay lấy bằng $0,04 + 0,05$ và đang có khuynh hướng tiếp tục giảm đi nữa. Biết được hành trình chuyển dịch của đầu búa dựa vào hệ số m_z ta có thể xác định được hành trình chuyển dịch của van trụ:

$$h_m = m_z H_m \quad (1.2)$$

1. Đối với hơi dưới

Lực tác dụng vào bề mặt dưới của pittông là $p \cdot \alpha F$.

Ta có phương trình chuyển động của hệ là :

$$m \cdot J = p \cdot \alpha F - G - R + p_0(1 - \alpha)F - p_1 F$$

$$\text{Do đó xét khi chuyển động lên trên : } \frac{d^2 x}{dt^2} = j_H = \frac{p \alpha F - G - R + p_0(1 - \alpha)F - p_1 F}{m} \quad (1.3)$$

trong đó : J - gia tốc của hệ $G = g \cdot m$ - trọng lượng phần rơi ; R - lực ma sát ; m - khối lượng của hệ chuyển động.

Trong khoảng thời gian t từ thời điểm bắt đầu nâng búa đến điểm tiết lưu thì gia tốc của pittông không thay đổi và tốc độ của pittông được xác định bằng công thức sau:

$$v = j t = \frac{d^2 x}{dt^2} \cdot t \quad (1.4)$$

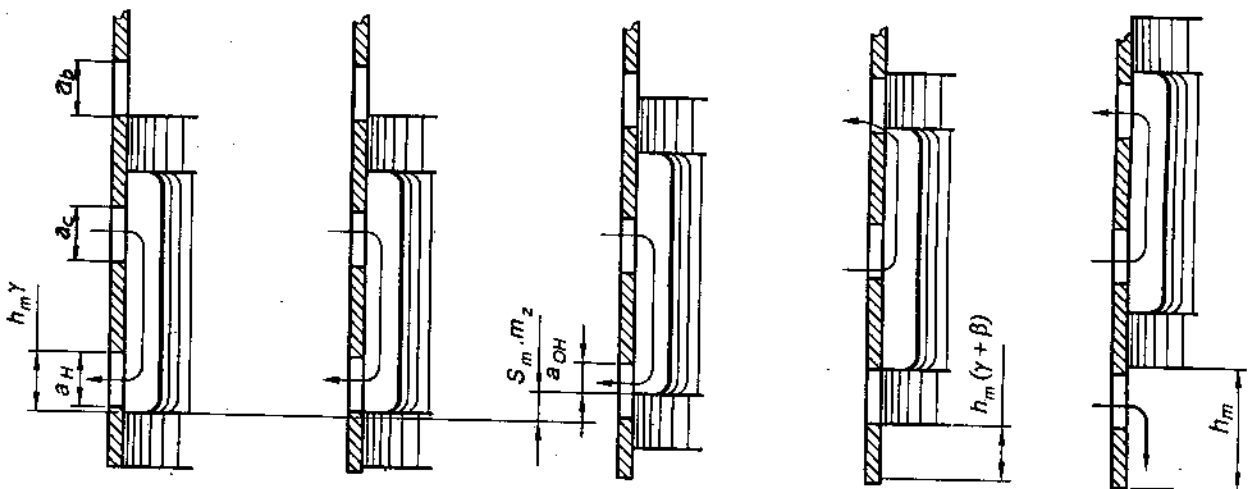
và

$$S = j \frac{t^2}{2} = \frac{t^2 d^2 x}{2 dt^2} \quad (1.5)$$

Quãng đường chuyển dịch của van trụ được xác định bằng công thức :

$$h = m_z S = m_z j \frac{t^2}{2} \quad (1.6)$$

S : quãng đường búa dịch chuyển



Hình 1.8

Mặt khác đến thời điểm tiết lưu, thể tích của hơi mới vào xilanh (với áp suất p) bằng thể tích khoảng không phía dưới pittông :

$$v \cdot \alpha \cdot F = v_n \cdot f_{OH} \quad (1.7)$$

trong đó: v - tốc độ của pittông ;

αF - diện tích mặt dưới của pittông ;

v_n - tốc độ hơi đi qua cửa của ống ngoài van trụ ;

f_{OH} - tổng diện tích mở ở từng thời điểm của các cửa dưới ;

$$f_{OH} = a_{OH} \cdot b_{OH}$$

a_{OH} - chiều cao phần mở của cửa sổ từng thời điểm trong quá trình đóng.

Diện tích toàn phần các cửa dưới :

$$f_H = a_H b_H \quad (1.8)$$

trong đó: a_H - chiều cao cửa dưới ;

b_H - tổng chiều rộng của cửa dưới.

Xét chuyển động của búa tại thời điểm tiết lưu (hình 1.9)

Tốc độ của hơi ở thời điểm tiết lưu $v_M \leq v_{\max} = 80$ m/s (tốc độ tối đa của hơi) và áp suất của hơi dưới pittông $p = \text{const}$. Xét giá trị cực đại $v_M = v_{\max} = 80$ m/s (8000cm/s) tại thời điểm bắt đầu tiết lưu và dựa vào công thức (1.7) ta có :

$$v \alpha F = a_M b_H v_M = a_M b_H 8000 \quad (1.9)$$

a_M là chiều cao cửa dưới tại thời điểm bắt đầu tiết lưu.

Từ đó ta có:

$$a_M = \frac{v \alpha F}{8000 b_H} \quad (1.10)$$

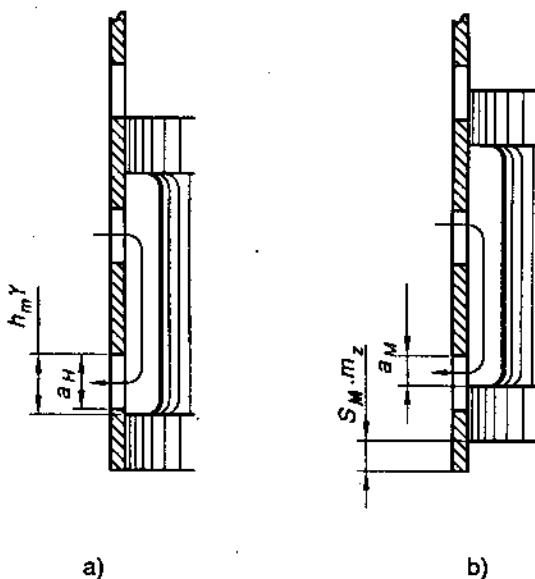
Gọi t_M là thời gian nâng búa đến thời điểm bắt đầu tiết lưu. Ta có :

$$v = \frac{d^2 x}{dt^2} t_M, \text{ cm/s} \quad (1.11)$$

$$\text{do đó: } a_M = \frac{\frac{d^2 x}{dt^2} t_M \cdot \alpha \cdot F}{8000 b_H}, \text{ cm} \quad (1.12)$$

Chiều dài chuyển động của đầu búa đến thời điểm bắt đầu tiết lưu :

$$S_M = \frac{\frac{d^2 x}{dt^2} \cdot t_M^2}{2} \quad (1.13)$$



Hình 1.9. Quá trình dịch chuyển đầu búa tại thời điểm tiết lưu.

$$a_M = \gamma h_m - m_z S_M = \gamma m_z H_m - m_z S_M = m_z (\gamma H_m - S_M) \quad (1.14)$$

$$\frac{\frac{d^2x}{dt^2} \cdot t_M \cdot \alpha \cdot F}{8000b_H} = m_z \left[\gamma H_m - \frac{\frac{d^2x}{dt^2} \cdot t_M^2}{2} \right] \quad (1.15)$$

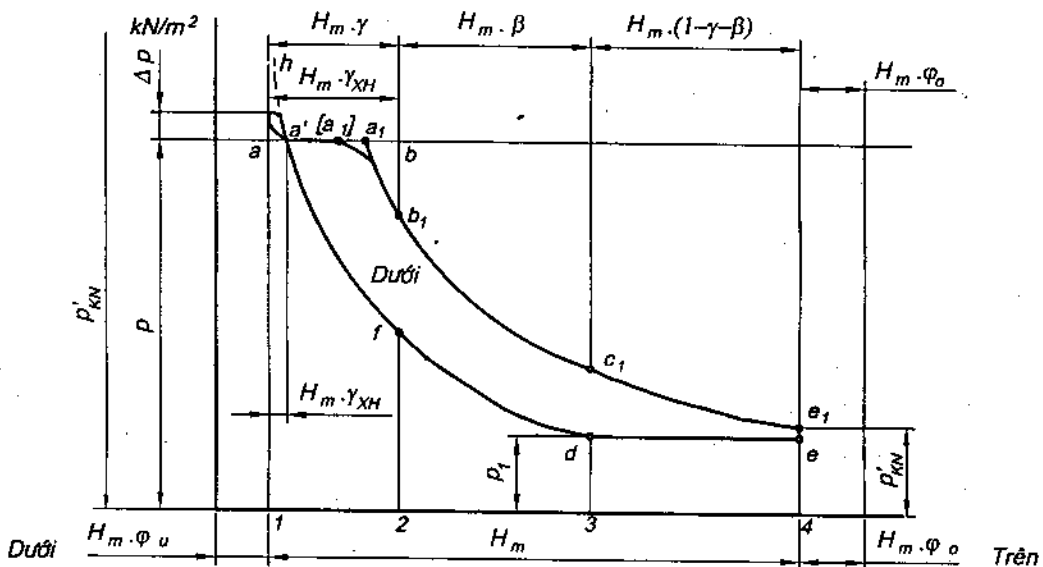
Từ đây ta rút ra được phương trình bậc hai sau :

$$t_M^2 + t_M \frac{\alpha F}{4000b_H m_z} - \frac{2\gamma H_m}{\frac{d^2x}{dt^2}} = 0 \quad (1.16)$$

do đó :

$$t_M = -\frac{\alpha F}{8000b_H m_z} + \sqrt{\frac{(\alpha F)^2}{(8000b_H m_z)^2} + \frac{2\gamma H_m}{\delta}}$$

Ta chỉ lấy giá trị dương, vì thời gian không thể có giá trị âm được. Qua công thức trên ta có thể tìm được t_M vì tất cả các đại lượng đều biết. Thay t_M vào công thức (1.13) ta tìm được S_M chính là đoạn $a[a_1]$ trên giản đồ thật (hình 1.10)



Xét khi búa đi xuống

Hình 1.10

2. Đối với hơi trên

Theo công thức của Đalămbe ta có :

$$\begin{aligned} m \cdot J_b &= pF + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_1 \cdot \alpha \cdot F \\ J_b &= \frac{pF + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_1 \cdot F \cdot m}{m} \end{aligned} \quad (1.17)$$

Trên đoạn γH_m tốc độ xác định bằng :

$$v' = j_b \cdot t' \quad (1.18)$$

Chiều dài chuyển dịch của pittông :

$$S' = j_b \frac{(t')^2}{2} \quad (1.19)$$

Chiều dài chuyển dịch của van trụ :

$$h = m_z S' = m_z j_b \frac{(t')^2}{2} \quad (1.20)$$

Tương tự như đối với hơi dưới ta có :

$$v' \cdot F = v_n f_b \quad (1.21)$$

trong đó : $f_b = a_b b_b$

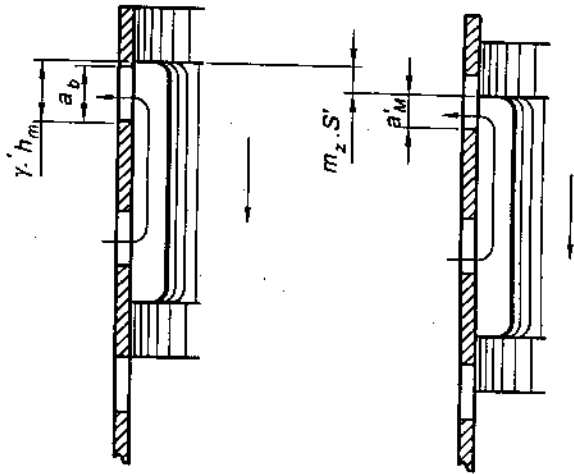
a_b - chiều cao các cửa trên;

b_b - tổng chiều rộng các cửa trên.

Từ đó ta có :

$$a_b = \frac{v' F}{v_n b_b} \quad (1.22)$$

$$\text{hoặc: } a_b = \frac{j_b \cdot t' \cdot F}{v_n b_b} \quad (1.23)$$



Hình 1.11

Từ hình 1.11 ta có :

$$a_M = \gamma' H_m m_z - S' m_z = m_z (\gamma' H_m - S') = m_z \left[\gamma' H_m - j_b \frac{t'^2}{2} \right] \quad (1.24)$$

a_b - chiều cao phần mở các cửa trên tại các thời điểm.

Từ công thức (1.23) và (1.24) ta có :

$$\frac{j_b t' F}{v_n b_b} = m_z \left[\gamma' H_m - j_b \frac{(t')^2}{2} \right] \quad (1.25)$$

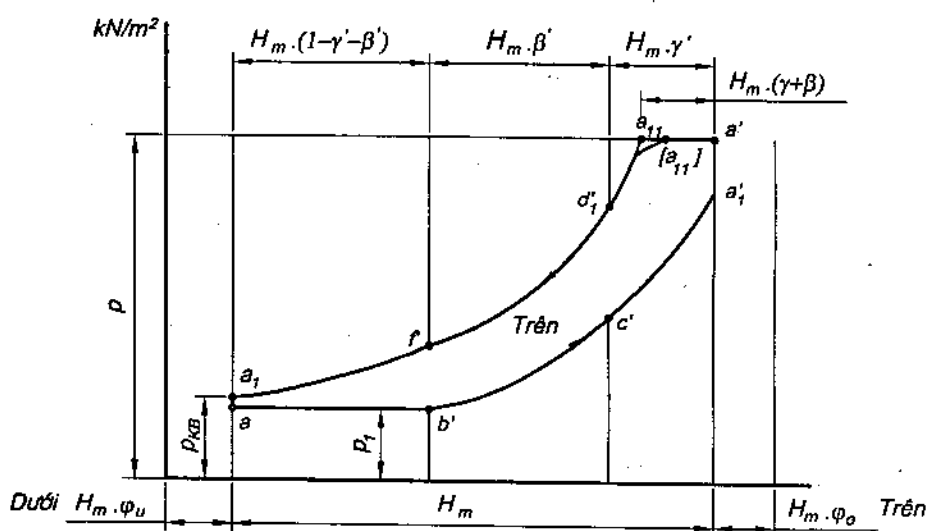
Giải phương trình bậc hai ta có kết quả sau :

$$t' = -\frac{F}{v_n b_b m_z} + \sqrt{\frac{F^2}{v_n^2 b_b^2 m_z^2} + \frac{2 \gamma' H_m}{j_b}} \quad (1.26)$$

Tại điểm tiết lưu $v_n = v_M = 8000 \text{ cm/s}$. Thay giá trị ấy vào ta tìm được thời gian từ điểm nâng đầu búa đầu tiên đến thời điểm tiết lưu :

$$t'_M = -\frac{F}{8000 b_b m_z} + \sqrt{\frac{F^2}{(8000 b_b m_z)^2} + \frac{2 \gamma' H_m}{j_b}} \text{ , s} \quad (1.27)$$

Sau khi xác định được j_b và t'_M ta thay vào công thức (1.19) tìm được $S'_M = f(a'_M)$ tức là độ dài chuyển dịch của pittông từ thời điểm nâng đến thời điểm tiết lưu (hình 1.12).

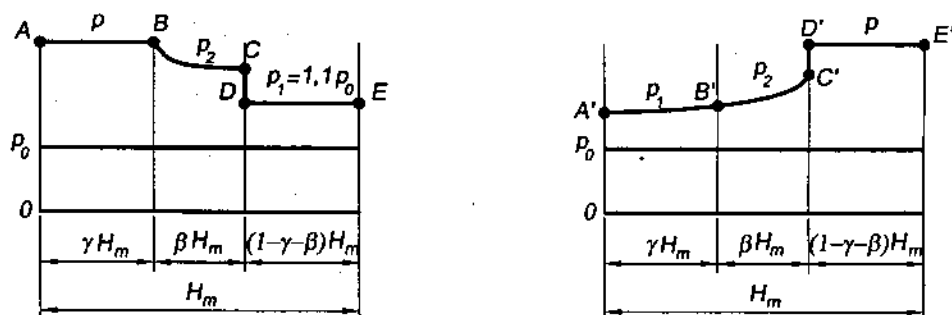


Hình 1.12

1.8. PHÂN TÍCH CÔNG CỦA BÚA RÈN HƠI - KHÔNG KHÍ VỚI ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG

Bây giờ ta xét đến công do hơi sinh ra trong xi lanh khi nâng và hạ đầu búa trong từng giai đoạn, với điều khiển tự động và van trụ thải nạp đồng thời. Để đơn giản ta không tính đến hiện tượng tiết lưu của hơi đi qua một lỗ nhỏ của các van hoặc khóa.

1. Trường hợp nâng đầu búa

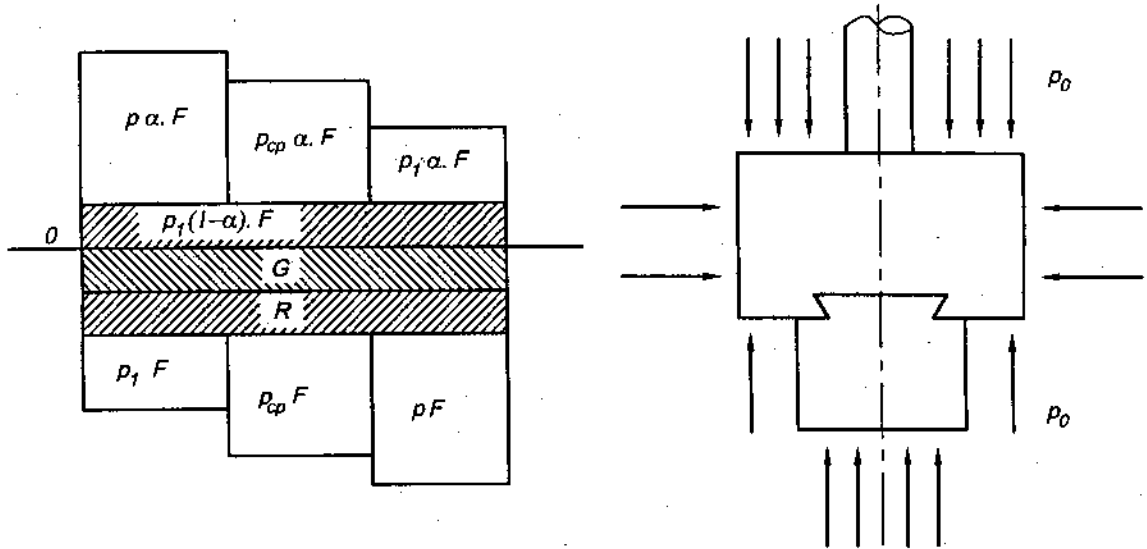


Hình 1.13

Vì không tính đến hiện tượng tiết lưu do đó sự thay đổi áp suất ở đây ta dựa vào *giản đồ lý thuyết*. Trong giai đoạn nạp hơi γH_m áp suất tương ứng với áp suất trong ống dẫn p, đoạn dẫn hơi βH_m áp suất giảm xuống theo đường cong BC từ p $\rightarrow$ p₂ (hình 1.13a).

Tại điểm C bắt đầu thời kỳ thải hơi dưới, áp suất giảm ngay xuống p₁. Trên đoạn $(1 - \gamma - \beta)H_m$ đầu búa chuyển động theo quán tính, áp suất không thay đổi và có giá trị bằng p₁. Trong trường hợp này thời điểm bắt đầu thải hơi dưới cũng là thời điểm bắt đầu nạp hơi trên (hình 1.13b).

Xây dựng giản đồ lực khi nâng đầu búa (hình 1.14).



Hình 1.14. Giản đồ lực khi nâng đầu búa

a. Những lực có ích

$p_0(1 - \alpha)F$ - lực của áp suất không khí tác dụng vào mặt dưới pittông. Lực này do áp suất không khí tác dụng vào phần mặt dưới đầu búa khi nâng đầu búa và có giá trị không đổi trong suốt hành trình.

$p\alpha F$; $p_{cp}\alpha F$; $p_1\alpha F$ - lực do hơi tác dụng trong các giai đoạn nạp, dẫn và thải.

b. Những trở lực (lực cản)

G - trọng lượng bộ phận rơi của búa ;

R - lực ma sát, thường tính bằng 10% giá trị trọng lượng bộ phận rơi của búa :

$$R = 0,1 G$$

Trọng lượng bộ phận rơi của búa và lực ma sát có giá trị không đổi trong suốt các quá trình.

Ở vị trí trên cùng, pittông dừng lại, do đó tổng công của lực trên tất cả các giai đoạn có giá trị bằng không. Ở giai đoạn dẫn và nén hơi, lực thay đổi nhưng ta lấy lực trung bình.

+ Xác định tốc độ nâng đầu búa trên các giai đoạn :

- Trên đoạn γH_m tốc độ nâng đầu búa thay đổi từ 0 $\rightarrow$ v₁. Do đó năng lượng được tính theo công thức sau :

$$\frac{Gv_1^2}{2g} = \frac{mv_1^2}{2} = [p\alpha F + p_0(1 - \alpha)F - G - R - p_1F]\gamma H_m + \frac{mv_0^2}{2}$$

$$\text{Vậy } v_1 = \sqrt{v_0^2 + \frac{2g[p\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_l F]\gamma H_m}{G}} \quad (1.28)$$

Nếu $v_0 = 0$ thì :

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g[p\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_l F]\gamma H_m}{G}} \quad (1.29)$$

- Trên đoạn βH_m ta có :

$$\frac{mv_2^2}{2} = [p_{cp}\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p'_{cp} F]\beta H_m + \frac{mv_1^2}{2}$$

$$\text{Vậy } v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2g[p_{cp}\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - H - p'_{cp} F]\beta H_m}{G}} \quad (1.30)$$

Qua công thức trên ta có nhận xét sau (hình 1.15) :

Nếu $[p_{cp}\alpha F + (1-\alpha)F - G - R - p'_{cp} F] > 0$ thì $v_2 > v_1$ ta có đường cong [1]

Nếu $[p_{cp}\alpha F + (1-\alpha)F - G - R - p'_{cp} F] = 0$ thì $v_2 = v_1$ ta có đường cong [2]

Nếu $[p_{cp}\alpha F + (1-\alpha)F - G - R - p'_{cp} F] < 0$ thì $v_2 < v_1$ ta có đường cong [3]

Ở thời điểm cuối cùng của quá trình nâng búa ta có :

$$\frac{mv_2^2}{2} + [p_l \alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - pF](1-\gamma-\beta)H_m = 0 \quad (1.31)$$

Như vậy tốc độ ở thời điểm cuối cùng $v_3 = 0$. Nhưng khi thiết kế máy búa, người ta cho phép lấy giá trị của tốc độ cuối cùng với sai số khoảng $\pm 0,5$ m/s.

+ Xác định thời gian chuyển dịch đầu búa ở các giai đoạn

Khi ta biết chiều dài chuyển dịch và sự thay đổi tốc độ của đầu búa thì có thể xác định thời gian chuyển dịch đầu búa ở các giai đoạn.

Theo giản đồ lý thuyết ta thấy rằng: Ở đoạn nạp hơi dưới γH_m , lực tác dụng không thay đổi và tốc độ thay đổi với gia tốc là một hằng số $j_\gamma = \text{const}$.

Tốc độ trung bình trên đoạn γH_m là $v_{c\gamma} = \frac{v_0 + v_1}{2}$ nếu $v_0 = 0$ thì $v_{c\gamma} = \frac{v_1}{2}$

$$\text{Vậy : } v_{c\gamma} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2g[p\alpha F + p_0(1-\alpha)F - G - R - p_l F]\gamma H_m}{G}} \quad (1.32)$$

Từ đó ta xác định được thời gian nâng đầu búa ở đoạn γH_m

$$t_\gamma = \frac{\gamma H_m}{v_{c\gamma}} = \frac{2\gamma H_m}{v_1} \quad (1.33)$$

Tốc độ trung bình trên đoạn βH_m ,

$$v_{c\beta} = \frac{v_1 + v_2}{2} \quad (1.34)$$

Thời gian nâng búa ở đoạn βH_m :

$$t_\beta = \frac{\beta H_m}{v_{cp} \cdot \beta} = \frac{2\beta H_m}{v_1 + v_2} \quad (1.35)$$

Tốc độ trung bình trên đoạn $(1 - \gamma - \beta)H_m$

$$v_{cp(1-\gamma-\beta)} = \frac{v_2 + v_3}{2} \quad (1.36)$$

Nếu $v_3 = 0$ thì :

$$v_{cp(1-\gamma-\beta)} = \frac{v_2}{2} \quad (1.37)$$

Thời gian nâng búa ở đoạn $(1 - \gamma - \beta)H_m$:

$$t_{(1-\gamma-\beta)} = \frac{2(1 - \gamma - \beta)H_m}{v_2} \quad (1.38)$$

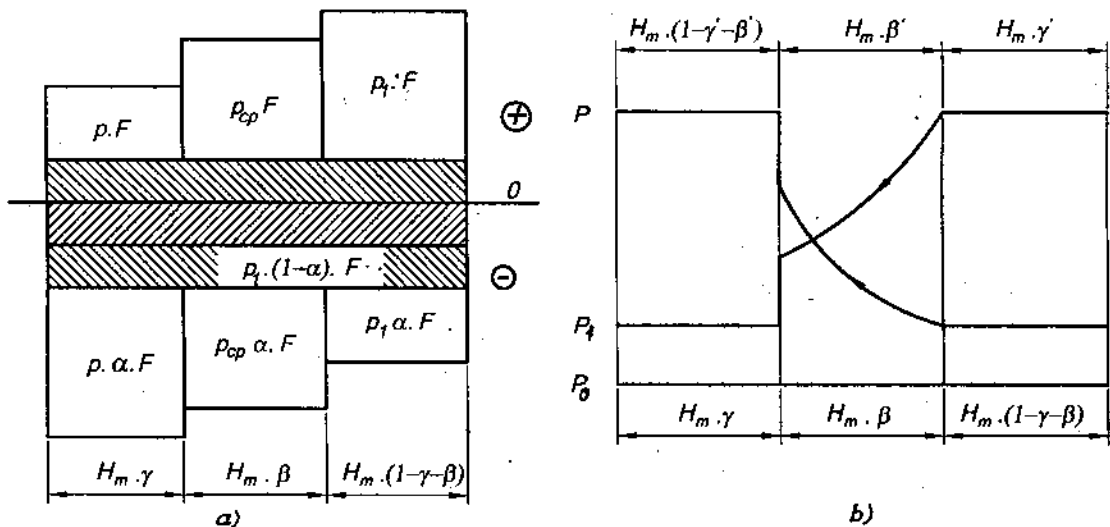
Tổng thời gian nâng bộ phận rơi của búa :

$$T_1 = [t_\gamma + t_\beta + t_{(1-\gamma-\beta)}] \quad (1.39)$$

2. Trường hợp hạ đầu búa

Dựa vào giản đồ hình 1.16a ta xây dựng được giản đồ lực hình 1.16b và tương tự như trên ta có các lực ở phía dương là các lực có ích và những lực phía âm là những trở lực. Trong trường hợp đó :

$$\begin{aligned} \frac{mv_4^2}{2} &= [pF + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_1\alpha F](1 - \gamma - \beta)H_m \\ v_4 &= \sqrt{\frac{2[pF + G - R - p_0(1 - \alpha)F - p_1\alpha F](1 - \gamma - \beta)H_m}{m}} \end{aligned} \quad (1.40)$$



Hình 1.16

a- sơ đồ thay đổi áp suất hơi trên và hơi dưới pittông khi hạ búa không xét đến hiện tượng tiết lưu (giản đồ lý thuyết);

b- sơ đồ lực tác dụng khi hạ búa với điều chỉnh tự động và nạp, thái hơi đồng thời.

$$v_{cp} = \frac{v_4}{2} \quad (1.41)$$

$$t'_{(1-\gamma-\beta)} = \frac{2(1-\gamma-\beta)H_m}{v_4} \quad (1.42)$$

$$v_5 = \sqrt{\frac{2 \left\{ \frac{mv_4^2}{2} + [p'''_{cp} F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p''_{cp} \alpha F] \beta H_m \right\}}{m}} \quad (1.43)$$

Trên đoạn βH_m :

$$v_{cp}\beta = \frac{v_4 + v_5}{2} \quad (1.44)$$

$$t'_\beta = \frac{2\beta H_m}{v_4 + v_5} \quad (1.45)$$

Xác định tốc độ ở thời điểm va đập (hình 1.17):

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{mv_5^2}{2} + [p_1 F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p\alpha F] \gamma H_m$$

Từ đó ta có :

$$v_0 = \sqrt{v_5^2 + \frac{2g[p_1 F + G - R - p_0(1-\alpha)F - p\alpha F] \gamma H_m}{G}} \quad (1.46)$$

Tốc độ trung bình trên đoạn γH_m :

$$v'_{cp} = \frac{v_5 + v_0}{2} \text{ và thời gian : } t'_\gamma = \frac{2\gamma H_m}{v_0 + v_5}$$

Tổng thời gian hạ búa :

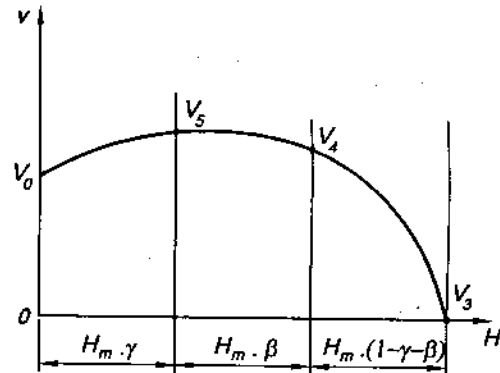
$$T_2 = [t'_{(1-\gamma-\beta)} + t'_\beta + t'_\gamma]$$

Do đó tổng thời gian thực hiện một hành trình kép :

$$T = [T_1 + T_2]$$

Số nhát đập trong một phút :

$$n = \frac{60}{T} \text{ nhát/phút}$$



Hình 1.17

1.9. CÁCH XÂY DỰNG GIẢN ĐỒ THẬT

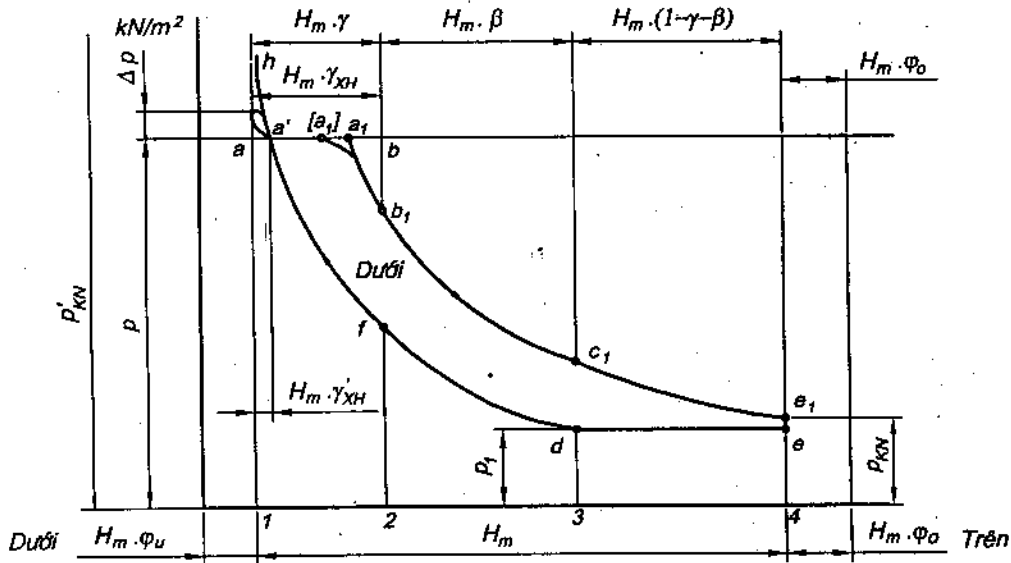
1. Đối với hơi dưới

Sau khi đã tìm được chiều dài chuyển động của đầu búa tại thời điểm bắt đầu tiết lưu S_M , ta đặt vào đường áp suất $p-l$ một đoạn $a[a_1] = S_M$.

Ta chia đoạn $[a_1]$ b ra làm hai đoạn bằng nhau ta được điểm giữa a_1 , như vậy ta tính được hệ số γ_{XH} bằng công thức sau :

$$\gamma_{XH} H_m = \overline{aa_1}$$

$$\gamma_{XH} = \frac{\overline{aa_1}}{H_m}$$



Hình 1.18. Giảm độ thật đối với hơi nước.

Từ đó ta lần lượt tìm vị trí điểm b_1 , c_1 và e_1 - là áp suất tương ứng tại những điểm đó (hình 1.18).
Dựa vào hiện tượng nhiệt động học $pV = \text{const}$ ta có :

$$(p-1)(\varphi_u H_m + \gamma_{XH} H_m) = p_{b1}(\varphi_u H_m + \gamma H_m) = (p-1)(\varphi_u H_m + \gamma H_m + \beta H_m)$$

vậy

$$p_{b1} = \frac{(p-1)(\varphi_u + \gamma_{XH})}{\varphi_u + \gamma} \quad (1.47)$$

Tương tự như vậy áp suất tại điểm c_1 bằng :

$$p_{c1} = \frac{p_{b1}(\varphi_u + \gamma)}{\varphi_u + \gamma + \beta} \quad (1.48)$$

và áp suất tại điểm e_1 bằng :

$$p_{KH} = p_{e1} = \frac{p_{c1}(\varphi_u + \gamma + \beta)}{\varphi_u + 1} \quad (1.49)$$

Tìm được các điểm b_1 ; c_1 ; e_1 tương ứng với áp suất p_{b1} , p_{c1} , p_{KH} . Ta nối các điểm a_1 , b_1 , c_1 và e_1 theo đường cong $pV = \text{const}$. Sau đó nối điểm a_1 với điểm b_1 bằng một đường cong uốn.

Khi pittông chuyển động xuống dưới thì áp suất cuối của hơi p'_{KN} có những giá trị khác nhau phụ thuộc vào đường cong nén hơi $f'a'a_1$. Nghĩa là $p'_{KN} > p$ hoặc $p'_{KN} = p$ và $p'_{KN} < p$.

Trường hợp $p'_{KN} > p$ và $pV = \text{const}$. Ta có :

$$p_l(\varphi_u + \gamma'_{XH}) = p'_f(\varphi_u + \gamma)$$

$$p'_f = p_l \frac{\varphi_u + \gamma'_{XH}}{\varphi_u + \gamma} \quad (1.50)$$

$$p'_{KN} = p_a = p'_f \frac{\varphi_u + \gamma}{\varphi_u} > p. \quad (1.51)$$

2. Đối với hơi trên

Khi pittông đi lên thì hơi trên bị nén (theo đường $pV = \text{const}$) ở đoạn $(\beta' - \gamma')H_m$. Áp suất cuối p'_{Kb} không thể có giá trị nhỏ hơn áp suất p được. Trường hợp khi áp suất hơi trên không đạt được giá trị p dẫn đến làm giảm công hữu ích của búa. Do đó áp suất cuối p'_{Kb} chỉ cho phép bằng p hoặc lớn hơn áp suất p , ($p'_{Kb} = p$ hoặc $p'_{Kb} > p$).

Tương tự như trên ta có :

$$\begin{aligned} \gamma_{Xb} &= \frac{e a_u}{H_m}; & p'_c &= p_l \frac{\varphi_0 + \gamma'_{Xb}}{\varphi_0 + \gamma'} \\ p'_{Kb} &= p_{e'l} = p_c \frac{\varphi_0 + \gamma'}{\varphi_0} = p_c \left(1 + \frac{\gamma'}{\varphi_0}\right) \\ p_{Kb} &= p \cdot \frac{\varphi_0 + \gamma_{Xb}}{\varphi_0 + 1} \end{aligned} \quad (1.52)$$

Đối với những máy búa rèn tự do làm việc đập tự động liên tiếp và đập đơn nhất thì giá trị các hệ số γ', β' sẽ là :

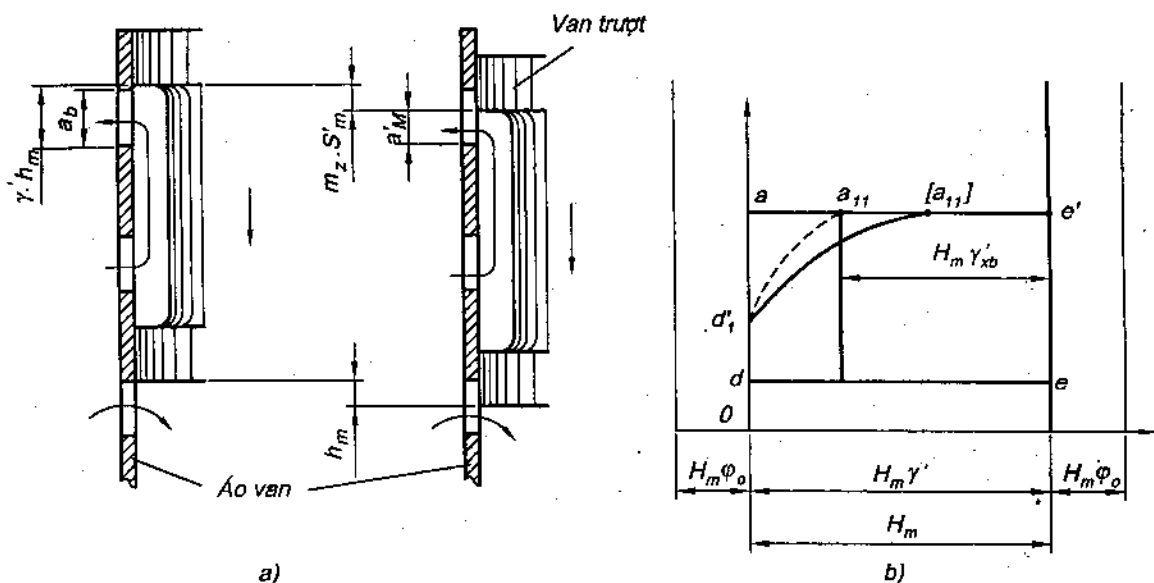
$$\begin{aligned} \gamma &= 0,3 \div 0,45; & \beta &= 0,2 \div 0,35; \\ \gamma' &= 0,1 \div 0,3; & \beta' &= 0,1 \div 0,3; \end{aligned}$$

Khi máy búa rèn tự do làm việc đập liên tục thì tốc độ của đầu búa giới hạn trong khoảng .

$$\begin{aligned} 1,5 v_{ng} &> v > 1,25 v_{ng} \\ v_{ng} &= \sqrt{1,8g \cdot H_m} \text{ vì năng lượng va đập trong khoảng :} \\ 2,25 L_{Eng} &> L_E > 1,56 L_{Eng} \\ L_{Eng} &= \frac{mV_{ng}^2}{2} \end{aligned} \quad (1.53)$$

Tính búa khi đập đơn nhất

Để nhận được năng lượng va đập cực đại thì búa phải thực hiện quá trình đập đơn nhất toàn phần. Vì vậy khi đầu búa chuyển động xuống dưới thì hơi trên được đẩy đầy toàn phần (nghĩa là $\gamma' = 1$) và hơi dưới được thải toàn phần. Để đạt được mục đích ấy thì van trụ phải được nâng cao hơn khi đập liên tục. Khi đầu búa ở vị trí dưới cùng thì van trụ không hoàn toàn đóng hết các cửa trên và dưới (hình 1.19a). Đầu búa chuyển động xuống dưới thì giãn nở thật của hơi trên là đoạn thẳng $e'[a_{11}]$ với áp suất $p = \text{const}$ (hình 1.19b). Từ điểm a_{11} đến cuối hành trình, trạng thái hơi thay đổi theo đường cong $a_{11} d'_1$ ($pV = \text{const}$). Điểm a_{11} là điểm giữa đoạn $a[a_{11}]$. Cách xây dựng đồ thị giống như khi đập liên tục. Hơi dưới thải trong suốt hành trình nên giữ áp suất không đổi $p_1 = 1,5 p_{01}$ (trong đó p_{01} là áp suất trong ống thải và trị số bằng áp suất ngoài trời 1 at). Từ đó ta thấy rằng giữa đập đơn nhất và đập liên tục có sự khác nhau, vì khi đập đơn nhất thì $\gamma' = 1$; $\beta' = 0$; $\beta_1 = 0$; $\gamma_1 = 0$ còn trong đập liên tục thì $\gamma' \neq 1$; $\beta' \neq 0$; $\gamma \neq 0$.



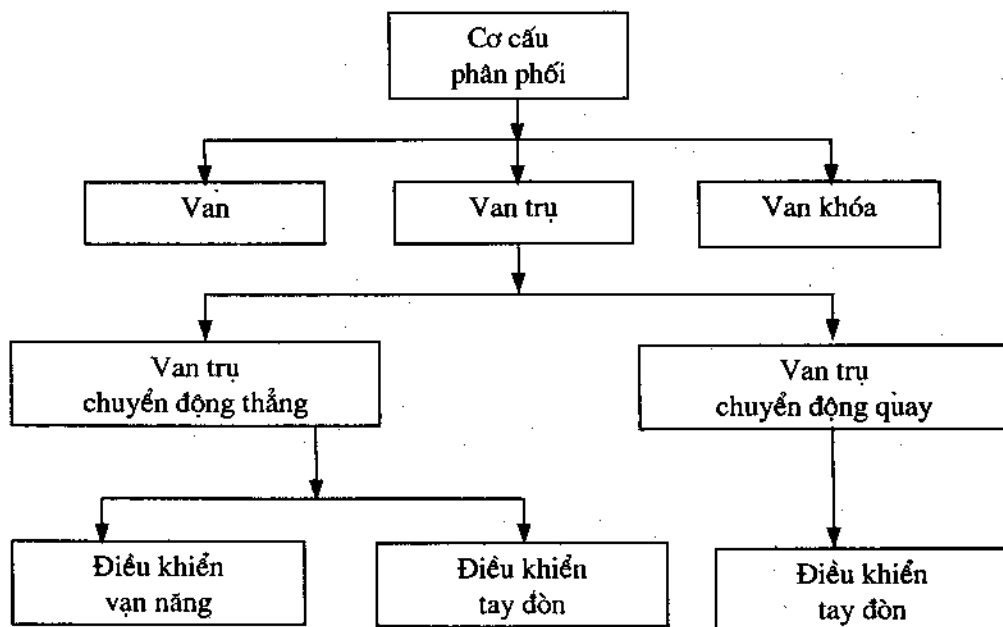
Hình 1.19

1.10. CÁC DẠNG CƠ CẤU PHÂN PHỐI HƠI CỦA BÚA RÈN HƠI KHÔNG KHÍ

Có 3 loại cơ cấu phân phối hơi sử dụng trong búa rèn hơi không khí :

- Van
- Van trụ
- Van khóa

Hiện nay cơ cấu phân phối hơi được sử dụng rộng rãi nhất là cơ cấu phân phối bằng van trụ (với điều khiển tự động và điều khiển tay).



Cơ cấu phân phối bằng van hiện nay chỉ còn sử dụng ở các loại máy búa rèn cũ, còn cơ cấu phân phối bằng khóa hiện nay không sử dụng đến. Trong cơ cấu phân phối bằng van trụ thì cơ cấu van trụ chuyển động thẳng hiện nay được dùng nhiều nhất.

Lượng hơi trong máy có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi thể tích hơi nạp hoặc áp suất hơi. Thay đổi thể tích hơi bằng cách thay đổi lượng hơi tại điểm ngừng nạp hơi vào xilanh. Còn thay đổi áp suất hơi bằng cách thay đổi bộ phối hơi (có thể điều khiển bằng tay đòn và điều khiển tự động - van năng).

1. Điều khiển bằng tay đòn

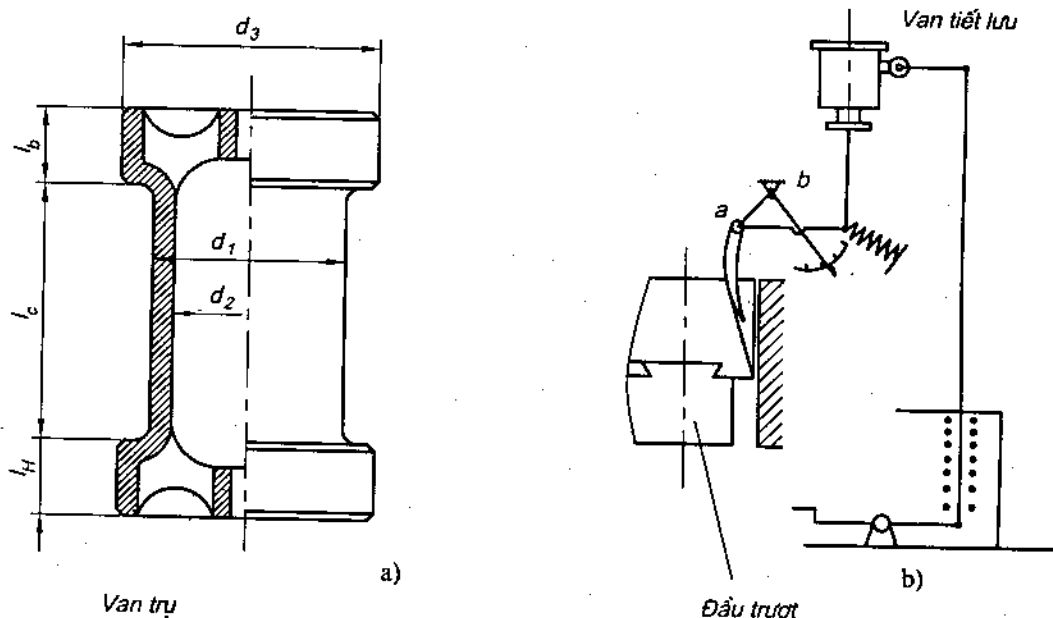
Được thực hiện bởi người thợ, nhờ tay gạt hoặc bàn đạp. Điều khiển bằng bàn đạp dùng cho các máy rèn có khối lượng bộ phận rơi nhỏ hơn 400 kg.

Điều khiển bằng tay chia ra các loại hành trình công tác sau :

- Va đập được điều khiển liên tiếp toàn phần và bán phần.
- Va đập đơn nhất toàn phần và không toàn phần.
- Treo búa.
- Nén ép vật rèn.

Những va đập liên tiếp toàn phần và bán phần là những va đập này nối tiếp va đập khác không có thời gian nghỉ, đầu búa không dừng lại ở điểm trên cùng hoặc trên vật rèn sau mỗi nhát đập. Nếu đầu búa sau mỗi nhát đập dừng lại trên vật rèn gọi là va đập đơn nhất toàn phần.

Điều khiển tay gạt thường dùng với van trụ phối hơi. Van trụ phối hơi là vật thể hình trụ rỗng bị lõm ở phần giữa gọi là phần eo (hình 1.20a). Van trụ được đặt trong một xilanh (áo van trụ) có những cửa phối hơi.



Hình 1.20

2. Điều khiển tự động ($G < 1,5$ tấn)

Điều khiển tự động hiện nay được ứng dụng rộng rãi nhất. Van trụ tự động chuyển dịch nhờ đường cong đi vào mặt vát của đầu trượt và quay xung quanh điểm treo a.

Khi van được nâng lên thì đầu búa cũng được nâng lên đồng thời. Thay đổi vị trí ban đầu của van và thay đổi thời gian nạp và thải hơi bằng cách thay đổi vị trí điểm a nhờ sự chuyển dịch tay gạt

C quanh trục quay cố định b. Khi hạ tay gạt C, điểm treo a và van được nâng lên, thời kỳ nạp hơi dưới và hành trình của đầu búa giảm đi. Muốn thay đổi tính chất dập thì chỉ cần thay đổi độ chuyển dịch tay gạt C.

Trước khi đi vào hộp van, hơi đi qua khóa mở máy. Khi không ấn bàn đạp thì khóa mở máy đóng và máy búa không làm việc. Khi tay gạt C chuyển động, tùy theo lượng hạ xuống của bàn đạp có thể nhận được những va đập năng lượng khác nhau. Máy búa với loại van này có thể làm việc với những va đập tự động nối tiếp toàn phần hay bán phần. Ngoài phần tự động, bộ phận phân phối hơi khi điều khiển van năng có thêm bộ phận điều khiển bằng tay. Phần điều khiển bằng tay làm việc không phụ thuộc vào phần tự động. Khi mở phần điều khiển bằng tay thì phần tự động ngắt.

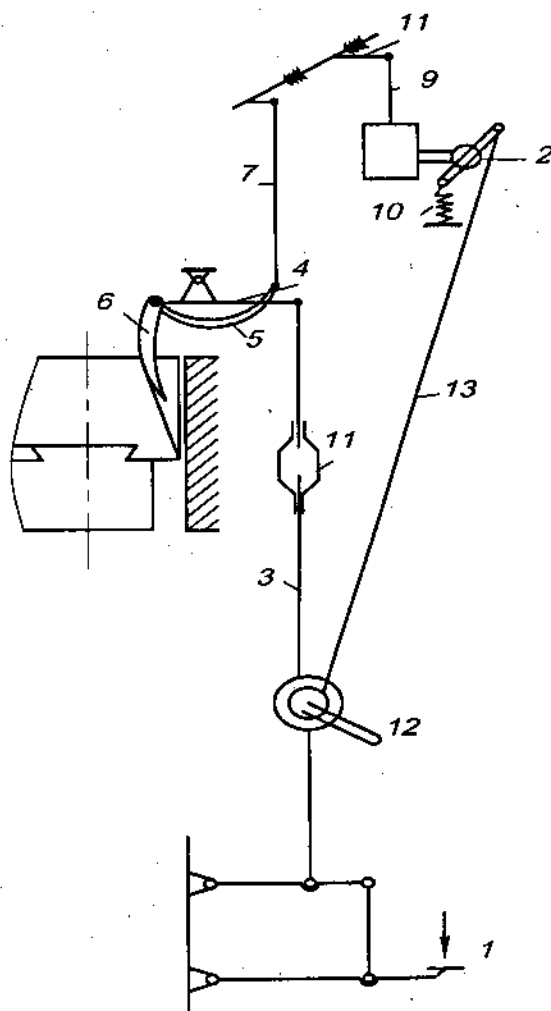
Máy búa với điều khiển vạn năng làm việc theo chu trình : va đập tự động liên tiếp toàn phần và không toàn phần, va đập đơn chiếc toàn phần và không toàn phần, treo búa và ép vật rền.

1.11. CƠ CẤU PHÂN PHỐI HƠI CỦA MÁY BÚA DẬP HƠI KHÔNG KHÍ

Đối với máy búa rèn tự do hơi - không khí khi làm việc có thể có một công nhân điều khiển máy ngoài, còn người thợ rèn (thợ chính) chỉ làm những việc đúng với quy trình công nghệ của vật rèn yêu cầu. Nhưng trong máy búa đập thì việc điều khiển máy, gia công chi tiết đều do người công nhân chính điều khiển, trừ những máy búa lớn thì mới có công nhân điều khiển máy riêng (máy búa khối lượng bộ phận rơi 10 tấn trở lên). Vì vậy khi làm việc hai tay đều bận, do đó người công nhân chính điều khiển máy phải sử dụng cả chân. Do đó khóa hơi của máy búa đập được nối với bàn đạp ở dưới (hình 1.21).

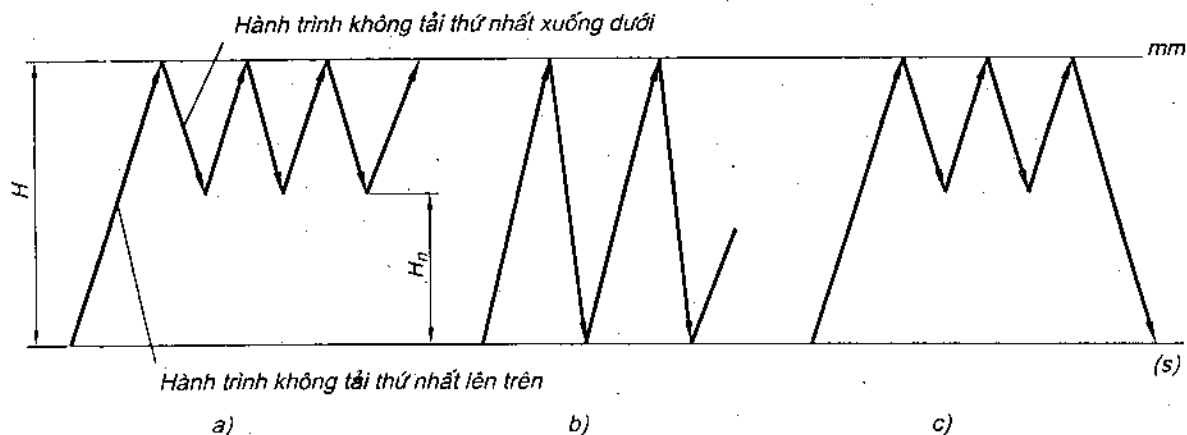
Qua sơ đồ hình 1.21 ta thấy rằng, van trụ có hai chuyển dịch : chuyển dịch do đầu trượt (đầu búa) $[H_m]$ và chuyển động dưới tác động ấn vào bàn đạp $[H_n]$ của công nhân. Nếu ấn bàn đạp, nhờ cơ cấu thanh kéo và đòn bẩy van trụ được nâng lên và khóa mở hơi được mở rộng ra (khi bàn đạp ở trạng thái tự do thì khóa mở hơi mở ở vị trí nhỏ nhất). Diện tích cửa mở toàn phần của khóa $f_{gp} = 0,05F$.

Trong thời gian dừng máy (máy không làm việc) thì đầu trượt (đầu búa) không nằm ở vị trí trên cùng bất động như là máy búa rèn tự do, mà nó thực hiện chuyển động lên xuống liên tục gọi là chu trình đảo búa. Trong chuyển động này, đầu trượt được chuyển động lên đến vị trí trên cùng nhưng khi chuyển động xuống dưới thì không đạt tới điểm dưới cùng. Những chu trình đảo búa thực hiện khi bàn đạp ở trạng thái tự do. Muốn cho búa thực hiện quá trình va đập thì người công nhân phải ấn bàn đạp ở thời điểm đầu trượt ở gần vị trí trên cùng của hành trình. Nếu sau khi va đập ta lại tiếp tục ấn bàn đạp thì đầu trượt sẽ bị dừng lại ở vị trí dưới cùng (cố định).



Hình 1.21. 1. bàn đạp; 2. khóa mở hơi; 3. thanh kéo;
4. đòn bẩy; 5,6. đòn bẩy cong; 7. thanh kéo; 8. trục;
9. thanh kéo van trụ; 10. lò xo; 11. ốc điều chỉnh (ống
nối); 12. tay kiểm tra; 13. thanh kéo khóa mở hơi;
14. đòn bẩy.

Khi đầu trượt chuyển động lên trên sau va đập cũng yêu cầu phải thả bàn đập ở trạng thái tự do, hành trình ấy gọi là hành trình không tải thứ nhất lên trên.



Hình 1.22

Sau khi đến vị trí trên cùng, ngay tức khắc con trượt thực hiện hành trình không tải thứ nhất xuống dưới. Sau đó mới bắt đầu chu trình đảo búa (hình 1.22a). Muốn nhận được bao nhiêu va đập thì cần ấn bàn đập và thả bàn đập bấy nhiêu lần. Những lần đập tiếp sau có thể được thực hiện sau hành trình không tải thứ 1 đi lên mà không phải ngắt quãng vì chu trình đảo búa (hình 1.22b), vì vậy khi người công nhân thả bàn đập để đầu trượt đi lên và muốn nhận được va đập tiếp theo thì khi đầu trượt lên đến gần vị trí trên cùng phải ấn ngay bàn đập. Nếu đến bàn đập ở trạng thái tự do một thời gian ngắn thì sẽ bị những chu trình đảo búa ngắt quãng (hình 1.22c). Trong cả hai trường hợp để nhận được từng nhát đập riêng biệt thì cần ấn bàn đập 1 lần và thả 1 lần. Lực của mỗi một lần va đập phụ thuộc vào độ ấn sâu bàn đập. Độ ấn sâu bàn đập lớn nhất S_n (trung bình gần 150mm) được dùng để nhận được những va đập đơn nhất toàn phần cùng với sự nạp hơi trên và thải hơi dưới trong suốt hành trình của đầu trượt khi chuyển động xuống dưới.

Những độ ấn trung gian cho ta những nhát đập đơn nhất không toàn phần (bán phần) và năng lượng của chúng sẽ giảm dần theo độ ấn bàn đập. Nếu $S \rightarrow 0$ thì sẽ không nhận được những va đập nữa và khi $S_n = 0$ thì những chu trình đảo búa bắt đầu, vì vậy máy búa đập làm việc như sau :

- Chu trình đảo búa.
- Những chu trình liên tiếp có điều khiển toàn phần và bán phần.
- Những va đập đơn nhất toàn phần và bán phần (ngăn cách nhau bởi những chu trình đảo búa).

Khi đập có nhiều lòng khuôn yêu cầu búa phải đập nhanh nhất nọ sang nhất kia với lực đập khác nhau lúc đầu yếu sau cùng cần những nhát đập có năng lượng toàn phần. Để thực hiện được nhịp độ làm việc nhanh, điều quan trọng hơn cả là lúc ấn bàn đập, khi pittông ở trên, áp suất hơi trên trong xilanh phải bằng hoặc gần bằng áp suất hơi mới p (kg/cm^2) mới có thể tránh được hiện tượng giảm áp suất ban đầu.

Trong máy búa đập phải sử dụng chu trình đảo búa để đảm bảo cho hơi trên có áp suất ban đầu p và pittông có tốc độ cao (có tốc độ ban đầu) khi chuyển động xuống dưới, do đó sẽ tăng số nhát đập trong một phút và tăng năng lượng va đập. Trong chu trình đảo búa, van trụ được chuyển động chỉ nhờ có đầu trượt và đòn cong, chuyển động ấy của van trụ giống như ở máy búa rèn tự do khi đập liên tiếp tự động.

Chu trình đảo được thực hiện bởi 3 quá trình công tác của hơi : nạp, dẫn - nén và thải. Có thể hạn chế công việc của hơi dưới trong 2 thời kỳ : nạp và dẫn - nén. Song cần chú ý sự khác nhau rõ rệt giữa hai chu trình đảo và chu trình liên tiếp tự động : trong chu trình đảo không những không có va đập mà đầu trượt dừng lại trước khi tới khuôn dưới. Điều đó đạt được nhờ tăng thời kỳ dự nạp hơi dưới γH_m khi thả bần đập và mở van điều tiết. Khi đi lên trong thời kỳ nạp γH_m đối với hành trình lớn không được để pittông đập vào nắp xilanh vì vậy ta đặt van an toàn ở nắp xilanh. Xilanh máy búa đập có đường kính nhỏ hơn xilanh máy búa rèn tự do.

Đối với những máy búa đập đã được hiện đại hóa làm việc tốt nhất khi

$$\begin{cases} \gamma = 0,83 \div 0,90 \\ \beta = 0,17 \div 0,10 \end{cases} ; \quad \begin{cases} \gamma' = 0,055 \div 0,065 \\ \beta' = 0,07 \div 0,05 \end{cases}$$

1.12. XÁC ĐỊNH ĐƯỜNG KÍNH XILANH MÁY BÚA

Phương pháp 1 : Khi tính thiết kế máy búa, những thông số cơ bản ta biết được qua đặc tính kỹ thuật của máy. Những thông số cơ bản đó là L_{Emin} , G_H , H_m ...

Dựa vào những thông số cơ bản ấy ta phải tính đường kính xilanh mà nhiều đại lượng khác có những quan hệ mật thiết. Giáo sư Kơ-li-Mốp dựa vào thực nghiệm đã tính toán diện tích tiết diện ngang của xilanh theo phương trình :

$$F = \frac{L_{Emax} H_m^{-1} - 0,9G}{p - p_0(1,2 \frac{H_m}{125} + 1) - \alpha(p_1 - p_0)} \quad [cm^2] \quad (1.54)$$

trong đó : $p = 7 \div 9$ at thường lấy $p = 7$ at

$$L_{Emax} = 1,25 L_{Emin}$$

$$p_1 = 2,25 p_0 [at]$$

$\alpha = 0,8 \div 0,88$. Thực tế hiện nay người ta sử dụng nhiều nhất hệ số α trong khoảng $0,84 \div 0,86$.

$$G = 1,15 G_H$$

$$H_m - \text{tính bằng [m]}$$

Phương pháp 2 :

Phương pháp tính đường kính xilanh của giáo sư Igonátép là dựa vào đường kính của cán pittông. Qua thực nghiệm giáo sư tính toán như sau :

$$d = \sqrt{1,27 k_m \sqrt[3]{G_H^2}} \quad [cm]$$

trong đó : d - đường kính cán pittông ;

$$k_m - \text{hệ số } k_m = 100 \div 110 ;$$

100 - dùng cho các búa nhỏ ;

110 - dùng cho các búa lớn ;

G_H - trọng lượng bộ phận rơi danh nghĩa của búa.

Do đó đường kính xilanh máy búa tính như sau :

$$D = k.d = k \sqrt{1,27 k_m \sqrt[3]{G_H^2}} \quad [cm]$$

trong đó : $k = 2,4 \div 2,9$; $k = 2,4$ dùng cho các búa nhỏ.
 $k = 2,9$ dùng cho các búa lớn.

Chiều cao của pittông : $H_n = (1 \div 0,8)d$

Sau khi tính được đường kính pittông, xilanh mấy búa ta đều phải quy tròn theo tiêu chuẩn Nhà nước.

1.13. TÍNH TOÁN CHỌN KÍCH THƯỚC VAN TRỤ VÀ ÁO VAN TRỤ

Van trụ chuyển động qua lại trong áo van trụ có tác dụng khống chế hơi trong các thời kỳ và làm ảnh hưởng đến năng lượng va đập trong quá trình gia công chi tiết. Vì vậy kích thước van trụ và áo van trụ có liên quan chặt chẽ với kích thước xilanh, cần pittông... Hình dáng và các thông số cơ bản của van trụ được thể hiện trên hình 1.23.

* Đường kính van trụ :

$$d_z = (0,48 \div 0,5) D$$

D - đường kính xilanh;

d_z - đường kính van trụ.

* Diện tích các cửa phân phối hơi của van trụ :

- Diện tích các cửa phối hơi

trên: $f_b = 0,1F$

- Diện tích các cửa phối hơi

trung gian: $f_c = (0,1 \div 0,11)F$

- Diện tích các cửa phối hơi

dưới: $f_H = 0,145 \cdot \alpha \cdot F$

* Chiều cao các cửa phối hơi lấy bằng nhau :

$$a_b = a_c = a_H = (0,08 \div 0,1)D$$

* Chiều dày của van trụ:

$$\delta = (12 \div 20) \text{ mm}$$

* Vật liệu chế tạo van trụ và áo van trụ thường dùng gang có ký hiệu sau :

$$\begin{cases} \text{GX24} - 44 & \text{GX18} - 36 \\ \text{GX28} - 48 & \text{GX21} - 40 \end{cases}$$

* Xác định các kích thước dọc của van trụ :

$$l_H = a_H + \beta h_m ; \quad l_b = a_b + \beta h_m ; \quad l_c = a_c + h_m$$

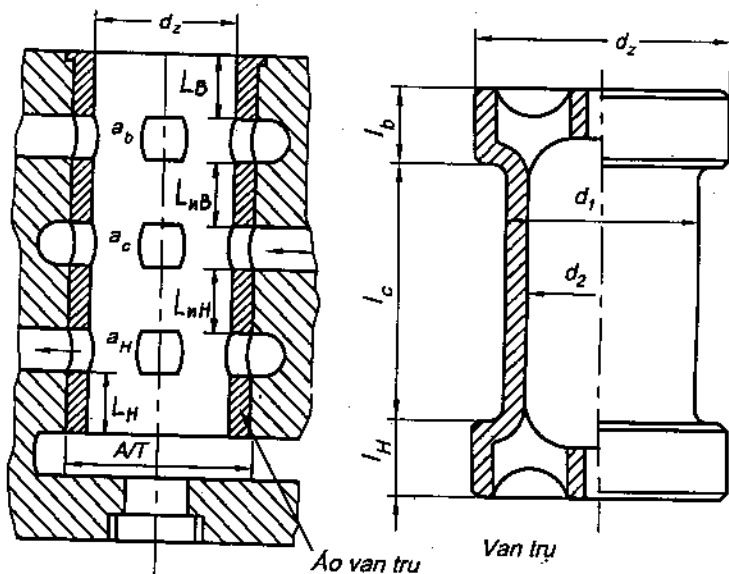
* Xác định chiều cao thành dưới cùng áo van trụ :

$$a_H + L_H = \gamma h_m + l_H = \gamma h_m + a_H + \beta h_m$$

$$L_H = (\gamma + \beta)h_m$$

* Xác định chiều cao thành giữa (dưới) cùng áo van trụ :

$$a_H + L_{nH} = l_H + (1 - \gamma - \beta)h_m = a_H + \beta h_m + h_m - \gamma h_m - \beta h_m$$



Hình 1.23

$$l_{nH} = (1 - \gamma) h_m$$

- Xác định chiều cao thành trên cùng áo van trụ :

$$L_b + a_b = l_b + \gamma' h_m = a_b + \beta' h_m + \gamma' h_m.$$

- Xác định chiều cao giữa trên áo van trụ :

$$L_{nB} + a_b = l_b + (1 - \gamma' - \beta') h_m = a_b + \beta' h_m + h_m - \gamma' h_m - \beta' h_m$$

$$L_{nB} = (1 - \gamma') h_m$$

Như trên đã biết van trụ thực hiện hai chuyển dịch :

- Chuyển dịch do đầu trượt $[h_m]$

- Chuyển dịch do công nhân ấn bàn đạp $[h_n]$

Vì vậy kích thước của áo van trụ phải tính đến độ ấn của bàn đạp :

$$l'_{nH} = l_{nH} + h_n$$

$$l'_c = l_c + h_n$$

$$l'_b = l_b + h_n$$

$$l''_c = l_c + (l'_{nH} - l_{nb})$$

$$l'_{nb} = l'_{nH}$$

$$h_m = h_n = m_z H_m$$

$$l''_b = l'_b + 20\text{mm}$$

$$\gamma H_m m_z = \gamma h_m$$

Từ đó có thể tính được tổng kích thước của van trụ và áo van trụ :

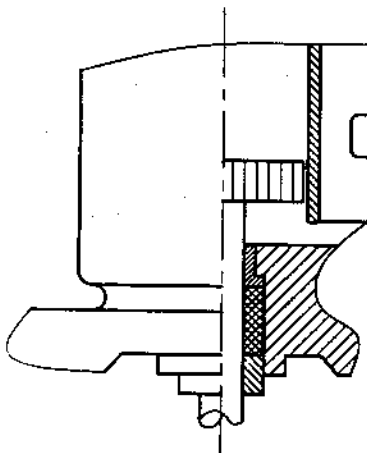
$$L = l_H + a_H + l'_{nH} + a_c + l'_{nb} + a_b + l''_b$$

$$l_z = l_H + l'_c + l_b$$

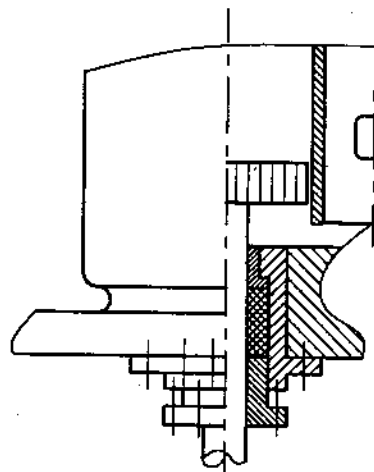
1.14. VẬT LIỆU VÀ CẤU TẠO CÁC CHI TIẾT

1.14.1. Bộ phận xilanh, pittông

Xilanh là một trong những chi tiết quan trọng nhất của máy búa. Đối với những búa rèn, dập hơi - không khí hiện đại ngày nay người ta thường dùng hai dạng xilanh nguyên và xilanh có đáy hở (hình 1.24).



Xilanh đáy nguyên



Xilanh đáy hở

Hình 1.24. Xilanh máy búa hơi

Xilanh có đáy hở gia công dễ hơn vì nó có dạng một ống rỗng, do đó rất dễ dàng tiện và doa. Ở búa đập cũng như ở búa rèn tự do giữa xilanh và thân máy có đặt tấm đệm (gọi là đệm dưới xilanh).

Xilanh búa rèn đúc bằng gang chiều dày của nó khi gia công phải tính đến lượng mài mòn để có thể đem doa lại. Phần giữa xilanh thường bị mòn nhiều nhất. Mỗi xilanh mài hoặc doa lại không quá 3 lần và độ mài một lần (tối đa) là ≤ 5 mm.

Xilanh búa đập chế tạo bằng phương pháp đúc từ thép các-bon mềm (thép 30) bên trong xilanh búa có bạc (ống lót) làm bằng gang GX 28-48. Chiều dày xilanh = $0,1D$ (nếu làm bằng thép), đối với búa nhỏ thì bằng $0,2D$ (D - đường kính xilanh). Chiều dày bạc xilanh lấy bằng $0,05D$ (khoảng $0,08 \div 0,03D$ - nếu búa lớn thì ta lấy hệ số nhỏ). Chiều dày thành nhỏ nhất sau khi mài là $12 \div 20$ mm. Trong quá trình làm việc, bạc xilanh có thể bị vỡ do pittông va đập. Đường kính xilanh khi thiết kế phải tính toán từ lý thuyết cơ sở. Để xác định được nhanh và dễ dàng đường kính xilanh máy búa tác động kép có thể dùng công thức kinh nghiệm sau :

$$\frac{\pi D_n^2}{4} \cdot p = (3 + 5)G$$

trong đó : D_n - đường kính pittông (cm) ;

p - áp suất hơi ở đồng hồ đo [at] ;

G - khối lượng bộ phận rơi (kg) $\equiv G_H$.

Từ đó :

$$D_n = \sqrt{\frac{4(3+5)G}{\pi \cdot p}} = (1,95 + 2,5) \sqrt{G} \quad (1.55)$$

Nếu $p = 6$ at thì $D_n = (0,8 + 1,03) \sqrt{G}$.

Búa rèn có khối lượng bộ phận rơi đến 500 kg, khi tính toán ta lấy hệ số 1,03. Nếu $G = (150 \div 1250)$ kg thì lấy hệ số 0,95, $G = (1500 \div 4000)$ kg thì lấy hệ số 0,9 và búa nặng (trên 10 tấn) thì là 0,8. Đường kính pittông búa đập nhỏ hơn đường kính búa rèn cùng loại là 15% (vì thời gian nạp lớn hơn, dẫn nhỏ hơn).

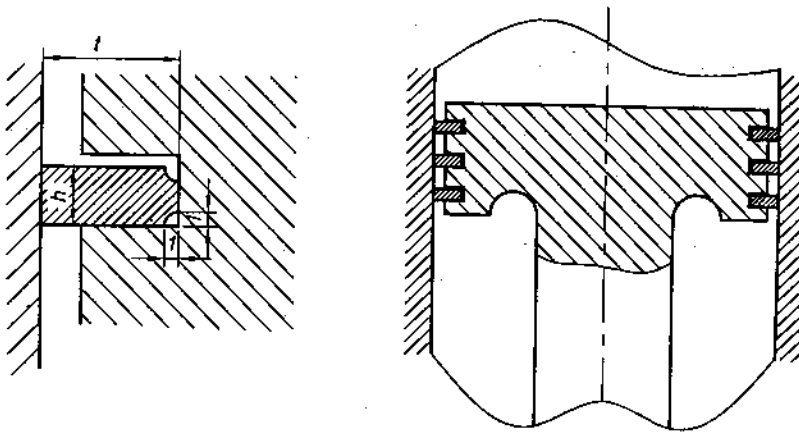
Khe hở giữa xilanh và pittông xác định theo bảng sau :

Đường kính xilanh D (mm)	Khe hở (một phía) mm	
	Búa rèn	Búa đập
Đến 200	0,50	0,35
200 ÷ 350	0,60	0,40
350 ÷ 500	0,75	0,50
500 ÷ 585	1,00	0,60
585 ÷ 635	1,25	0,70
635 ÷ 675	1,50	0,80
675 ÷ 710	1,50	0,90

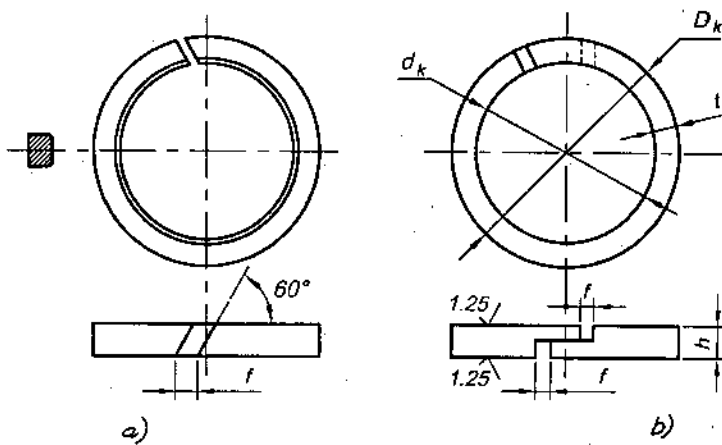
Giữa pittông và thành xilanh búa là xéc măng (hình 1.25). Số lượng xéc măng thường từ 2 ÷ 4 chiếc và được chế tạo bằng thép (thép 35, 40).

Vì có tính chất đàn hồi của xéc măng nên pittông và thành xilanh giữ được độ khít, ngăn cản hơi lưu thông giữa buồng trên và buồng dưới. Thời gian làm việc của xéc măng từ 1,5 ÷ 3 tháng đối với búa đập xéc măng trong búa rèn thì thời gian sử dụng lâu hơn 3 ÷ 4 lần so với búa đập.

Xéc măng sử dụng 2 loại (hình 1.26). Loại b tốt vì kín hơn nhưng chế tạo lại khó khăn. Quy trình chế tạo xéc măng tiến hành như sau: cắt một đoạn dây thép rồi uốn thành một vòng tròn có đường kính bằng 1,2 D (D - đường kính xilanh). Sau khi làm khóa hai đầu mép dây thép người ta tiến hành nén xéc măng cho dẹt lại và tiện bề mặt ngoài cho tới khi đường kính bằng đường kính xilanh.



Hình 1.25



Hình 1.26

Sau cùng mở mối hàn, xéc măng có dạng trên và đem lồng vào pittông. Chiều sâu rãnh xéc măng ở pittông bao giờ cũng lớn hơn chiều dày của xéc măng. Kích thước rãnh xéc măng xác định theo bảng sau :

Loại búa (tấn)	Kích thước rãnh		Kích thước xéc măng	
	sâu (mm)	rộng (mm)	chiều dày t (mm)	chiều cao h (mm)
0,63 ÷ 2,0	10	6	9	5,8
3,15 ÷ 5,0	12	10	9	9,7
6,3 ÷ 8,0	12	10	9	9,7
10 ÷ 12,5	15	10	14	9,7
16 ÷ 20,25	20	12	19	11,6

Khe hở giữa rãnh xéc măng và đường kính trong của xéc măng ở trạng thái làm việc bao giờ cũng bằng khe hở giữa pittông và xilanh. Khe hở đó cho phép có thể nén xéc măng khi lắp pittông và xilanh. Khe hở rãnh theo chiều cao xéc măng là 0,15 mm. Mặt trong xéc măng làm vát 1 mm để dễ lồng vào pittông.

Chiều cao pittông : $h_n = (1 \div 0,8)d$

d - đường kính cán pittông

Đường kính pittông nhỏ hơn đường kính xilanh ($1 + 2,5$) mm. Pittông là chi tiết được tính vào khối lượng bộ phận rơi, khối lượng pittông giới hạn trong khoảng $G_n \leq 0,05 G_H$. Pittông thường chế tạo bằng thép 45, 50 (hình 1.27).

1.14.2. Cán pittông (cán búa)

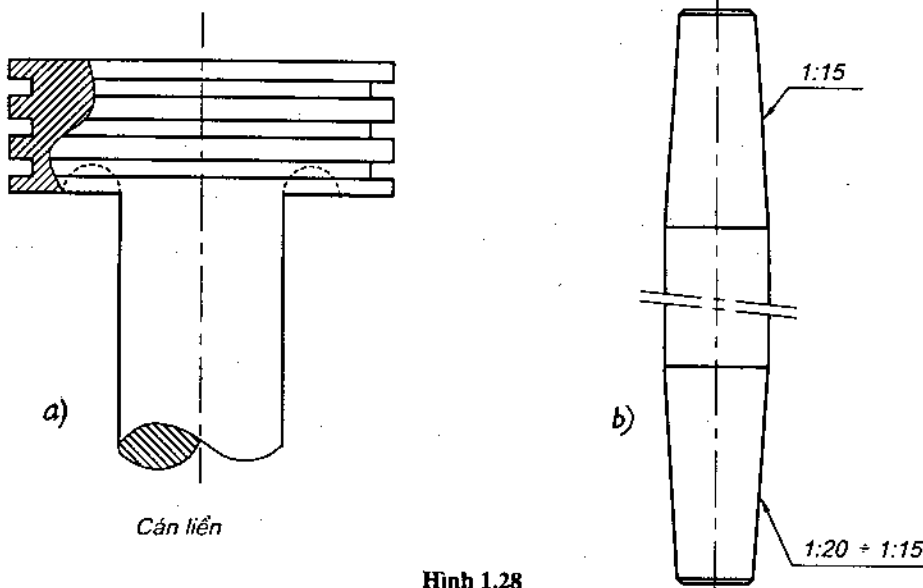
Cán búa thường được rèn từ thép hợp kim hoặc từ thép cacbon và nhiệt luyện với cấu tạo xoóc-bist (giới hạn bền) không nhỏ hơn 800 - 900 kN/mm². Độ dẫn dài đạt gần 18%. Tốt hơn hết là chế tạo từ thép hợp kim 40 XHM và OXHTM.

Tuổi thọ cán búa đập thường chỉ đạt từ 1,5 ÷ 2 tháng (đập hàng loạt, chỉ được khoảng 500 giờ, nếu trung bình 1 phút đập được 50 nhát thì búa chỉ đập được $Z = 50.500.60 = 1500.000$ nhát).

Tuổi thọ cán búa rèn tự do thường đạt được hơn 1 năm. Để tăng độ bền, cán búa thường được tối phần dưới khoảng 1/3 chiều dài, còn phần trên được ủ. Ngoài ra sau khi mài người ta lăn ép bề mặt bằng con lăn hình cầu đường kính 50 mm.

Đối với búa nhỏ (dưới 3500 kg) pittông và cán búa làm liền, còn các búa lớn thì tách rời ra, trường hợp tách rời cán búa được ghép với pittông bằng độ côn (hình 1.28a, b).

Trọng lượng bộ phận rơi [kg]	500	750	1000	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000
1. Đường kính cán búa rèn	-	-	110	130	140	-	150	-	170	-
2. Đường kính cán búa đập	100	110	120	130	145	170	180	190	200	210



Hình 1.28

Cán pittông là một chi tiết làm việc ở trạng thái phức tạp nhất, nguy hiểm nhất. Khi búa va đập cán pittông ở trạng thái ứng suất phức tạp.

Ngay bản thân trọng lượng của nó và trọng lượng của pittông tác dụng lên đầu cán pittông làm cho cán pittông có sự biến dạng đàn hồi dọc và uốn ngang. Trọng lượng của pittông khi búa va đập làm cho cán pittông có sự biến dạng đàn hồi dọc và độ biến dạng không thay đổi. Do trọng lượng của cán búa phân bố không đều nên biến dạng đàn hồi dọc thay đổi từ 0 đến ε_{2max} (giảm độ bền).

1. Biến dạng đàn hồi

Độ biến dạng tuyệt đối của cán búa được xác định bằng diện tích của giản đồ biến dạng tương đối

$$\delta = \varepsilon_1 \cdot l \quad (1.56)$$

Công biến dạng đàn hồi của cán búa khi va đập bằng động năng của pittông, vì khi bắt đầu va đập tốc độ pittông bằng v còn lúc cuối $v = 0$;

$$A_1 = \frac{m_n \cdot v^2}{2} = \frac{P_1 \cdot \delta}{2}$$

trong đó : m_n - khối lượng của pittông ;

P_1 - lực đàn hồi.

Biểu thị lực P_1 qua ứng suất :

$$\frac{G_1 \cdot v^2}{2g} = \frac{\sigma_1^2 \cdot F \cdot l}{2E} \quad \begin{cases} P_1 = \sigma \cdot F \\ \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} \end{cases}$$

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot G_n \cdot v^2}{2 \cdot F \cdot l \cdot g}} = v \cdot \sqrt{\frac{E \cdot G_n \cdot \gamma}{g \cdot F \cdot l \cdot \gamma}} = v \cdot \sqrt{\frac{F \cdot G_n \cdot \gamma}{g \cdot G}} \quad (1.57)$$

trong đó : l - chiều dài cán-búa (cán pittông);

G_n và G - trọng lượng pittông và cán búa.

E - môđun đàn hồi ;

g - gia tốc rơi tự do ;

γ - trọng lượng riêng vật liệu cán búa.

Đặt vào công thức (1.57) tốc độ truyền sóng đàn hồi :

$$a = \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}} \quad (1.58)$$

Vậy :
$$\sigma_1 = \frac{E \cdot v}{a} \cdot \sqrt{\frac{G_n}{G}} \quad (1.59)$$

* Xác định ứng suất do tác dụng lực P_2 :

Khi đập lên vật cứng do tác dụng của

trọng lượng bản thân thay đổi theo định luật tuyến tính cán búa chịu lực dọc P_2 :

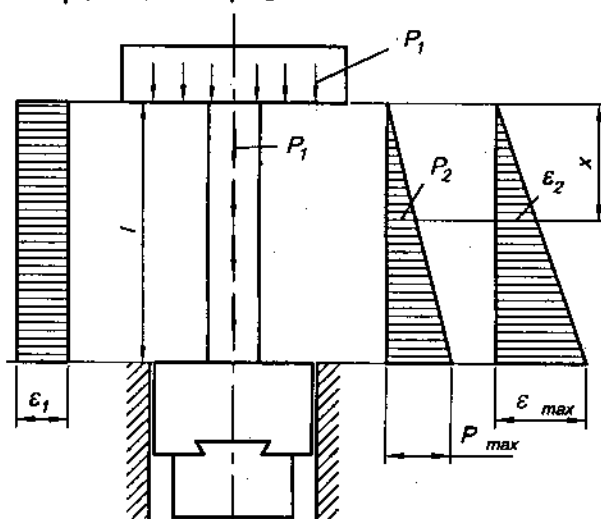
$$P_2 = P_{\max} \cdot \frac{X}{l} \quad (1.60)$$

trong đó :

$P_{\max}$ - lực dọc cực đại sinh ra ở chỗ nối (khớp) cán búa với đầu trượt.

X - khoảng cách của tiết diện tính từ chỗ nối với pittông. Giản đồ biến dạng tương đối được biểu thị bằng hình tam giác (hình 1.29)

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\max} \cdot \frac{X}{l} \quad (1.61)$$



Hình 1.29

Biến dạng tuyệt đối của yếu tố vi phân được xác định bằng biểu thức :

$$d\delta = \varepsilon_2 \cdot dx = \varepsilon_{\max} \cdot \frac{X}{l} dx \quad (1.62)$$

Công vi phân :

$$dA_2 = \frac{P_2 d\delta}{2} = \frac{P_{\max} \cdot \varepsilon_{\max}}{2 \cdot l^2} \cdot X^2 dx \quad (1.63)$$

Lấy tích phân khi $X = l$ ta có công toàn phần :

$$A_2 = \frac{P_{\max} \varepsilon_{\max} \cdot l}{6} \quad (1.64)$$

So sánh động năng của cán búa với công biến dạng và biểu thị $P_{\max}$ qua $\sigma_{\max}$ ta có :

$$\begin{aligned} \frac{m_{cb} \cdot v^2}{2} &= \frac{\sigma_{2\max}^2 \cdot Fl}{6 \cdot E} & \begin{cases} \sigma_{2\max} = E \cdot \varepsilon_{\max} \\ \sigma_{2\max} = \frac{P_{\max}}{F} \end{cases} \\ \sigma_{2\max} &= v \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot G \cdot E}{F_{cb} \cdot l_{cb} \cdot \frac{g \cdot E \cdot \gamma}{\gamma}}} & \begin{cases} \alpha = \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}} \\ \frac{G_{\mu}}{\gamma} = F \cdot l_{cb} \end{cases} \\ \sigma_{2\max} &= v \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot E^2}{a^2}} = \frac{v \cdot E}{a} \sqrt{3} \quad , \text{ kG/cm}^2 \end{aligned} \quad (1.65)$$

Theo nguyên tắc độc lập tác dụng của các lực chúng ta tổng hợp 2 ứng suất $\sigma_1, \sigma_{2\max}$ và tìm ứng suất , tiết diện cán búa ở chỗ tiếp giáp với đầu trượt :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{2\max} = \frac{EV}{a} \sqrt{\frac{G_n}{G}} + \frac{EV}{a} \cdot \sqrt{3} = \frac{EV}{a} \left(\sqrt{\frac{G_n}{G}} + \sqrt{3} \right) \quad (1.66)$$

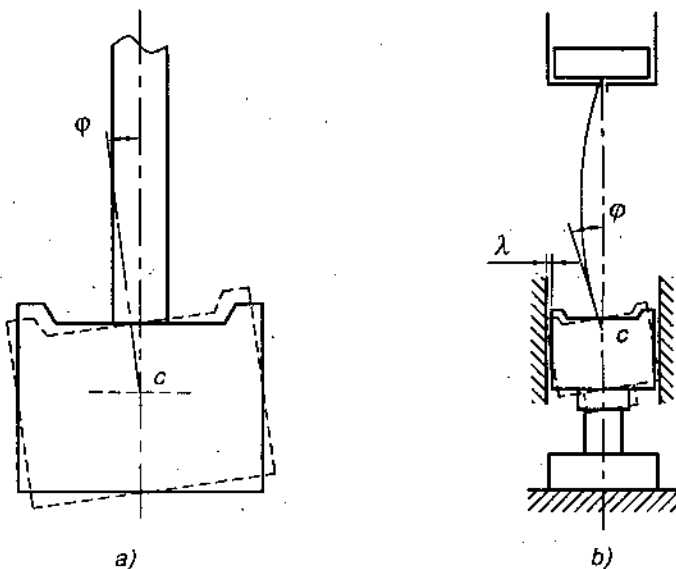
2. Uốn ngang

Ngoài tác dụng của lực dọc, cán búa còn chịu ứng suất do tác dụng của mô men uốn ngang. Mô men uốn sinh ra bởi khe hở giữa những thanh dẫn hướng của đầu trượt với trụ búa vì khi va đập đầu trượt bị chuyển vị trí góc do khe hở trên. Đồng thời khi quay đầu trượt có thêm chuyển vị sang bên hạn chế bởi khe hở λ (Hình 1.30).

Góc quay φ của đầu trượt quanh điểm đối xứng C được xác định bởi biểu thức :

$$\sin \varphi = \frac{2 \cdot \lambda}{l_8} \quad (1.67)$$

Vì φ rất nhỏ do đó $\sin \varphi \approx \varphi$.



Hình 1.30

$$\varphi = \frac{2.\lambda}{l_8} \quad (1.68)$$

trong đó l_8 - chiều cao đầu trượt.

Vì đầu dưới của cán búa nối chặt với đầu trượt nên góc φ đồng thời là góc giữa tiếp tuyến của cán búa với trục cán búa và có thể xác định mô men uốn theo hai sơ đồ :

- Một đầu cán búa cùng với đầu trượt quay đi một góc φ (hình 1.30a).
- Đầu cán búa ở chỗ nối với đầu trượt chuyển dịch đi một đoạn (hình 1.30b)

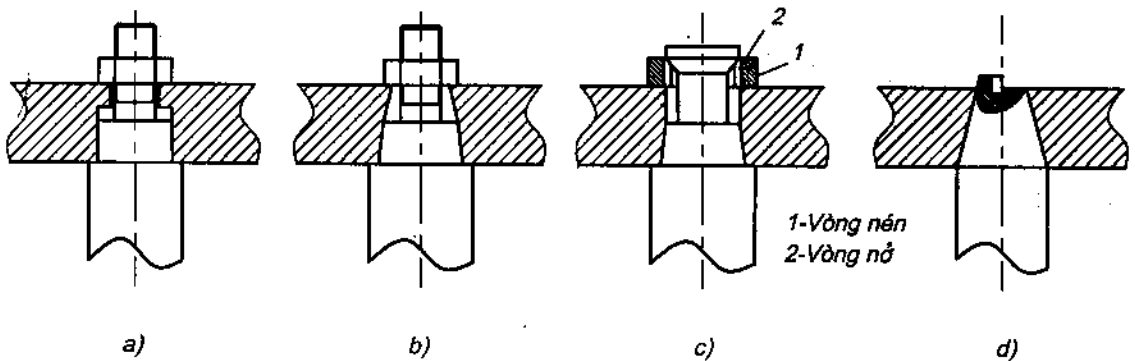
Dựa vào tính toán sức bền vật liệu ta xác định được ứng suất uốn đầu trên và đầu dưới của cán pittông :

$$\text{uốn đầu dưới :} \quad \sigma_{u.H} = \frac{2G.E.d.\lambda}{l.l_8} \left(2 + 1,5 \cdot \frac{l_8}{l}\right) \quad [\text{N/cm}^2] \quad (1.69)$$

$$\text{uốn đầu trên :} \quad \sigma_b = \frac{2G.E.d.\lambda}{l.l_8} \left(1 + 1,5 \cdot \frac{l_8}{l}\right) \quad [\text{N/cm}^2] \quad (1.70)$$

1.14.3. Các phương pháp nối cán pittông (cán búa) với pittông

Nối cán búa với pittông sử dụng một trong bốn loại (hình 1.31 a, b, c, d). Kiểu nối a mặt tiếp xúc giữa pittông với cán búa dễ bị lõm xuống do va đập.

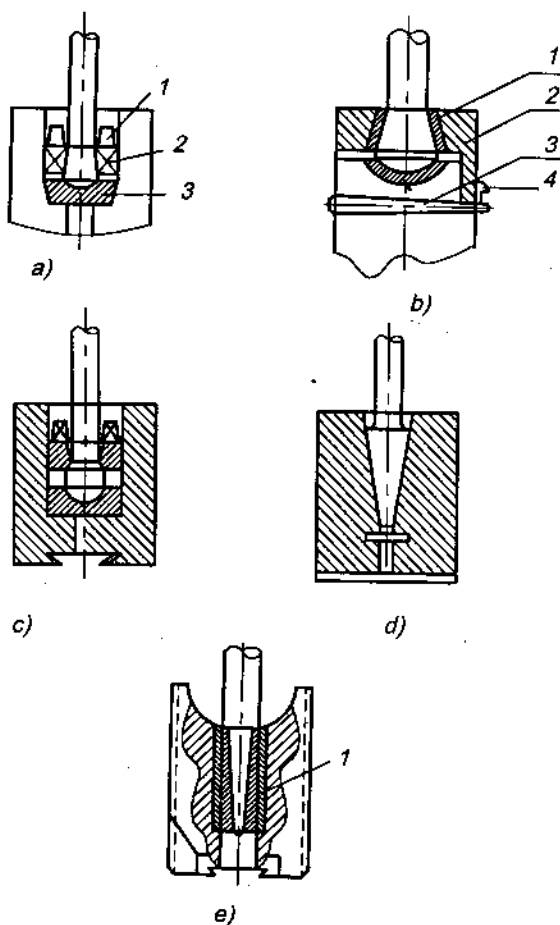


Hình 1.31

Khe hở tại đây tăng dần nên khớp nối càng ngày càng yếu và đai ốc dễ bị đứt. Nhằm tăng bề mặt tựa người ta sử dụng mặt nghiêng (hình 1.31b), [nghiêng lớn hơn góc ma sát (1:9)]. Phương pháp nối này không thuận tiện vì va đập pittông dễ bị trượt theo cán búa xuống dưới nên khe hở giữa đai ốc và pittông lớn, do đó khi hành trình ngược lại đai ốc chống bị gãy do va đập của pittông. Khắc phục hiện tượng tăng khe hở người ta dùng phương pháp nối có vòng nén và vòng hở (hình 1.31c). Vòng hở lồng vào trong vòng nén bằng phương pháp lắp cứng (ở trạng thái nóng). Ở búa đập người ta nối cán búa với pittông bằng phương pháp đơn giản hơn (hình 1.31d), góc nghiêng ở phương pháp nối này nhỏ hơn góc ma sát khoảng $1^{\circ}47'$. Pittông lắp vào cán pittông bằng phương pháp lắp cứng (trạng thái nóng) và đặt vuông góc với trục cán pittông. Trước khi tán người ta tẩm axêbulen vào đầu cán pittông rồi đem nung nóng đạt tới nhiệt độ $400 + 500^{\circ}\text{C}$ và tán như kiểu tán rivê. Nối bằng phương pháp này bền chắc hơn các kiểu khác nhưng phải chú ý vì pittông và cán pittông ghép cạnh do đó khi tán có thể bị gãy, vỡ ảnh hưởng đến nối ghép.

1.14.4. Các phương pháp nối cán pittông với đầu trượt

Các loại búa rèn kết cấu theo kiểu cũ thường sử dụng một số loại nối cán pittông với đầu búa sau:



Hình 1.32

- *Loại 1* (hình 1.32.a) Kết cấu này được kẹp chặt bằng vòng 2 (gồm 2 nửa) nhờ có thanh chêm 1 kéo căng với tấm đệm 3. Nhược điểm của loại này là khi va đập mặt chỏm cầu bị mài mòn, do đó sẽ có khe hở giữa tấm đệm và cán búa. Vì vậy thường xuyên phải kiểm tra thanh chêm 1 để chỉnh lại hoặc đệm thêm vào dưới mặt chỏm cầu.

- *Loại 2* (hình 1.32b) : Cũng như loại trên cán búa loại này cũng có dạng hình côn ngược. Trình tự lắp cán pittông vào đầu búa như sau : đưa cán pittông vào lỗ của đầu búa (lỗ cũng có dạng côn nhưng rộng hơn), giữa đầu búa và cán búa được hai nửa vòng (1) giữ chặt nhờ có tấm đệm (2) và thanh chêm nghiêng (3). Sau khi đã chêm chặt chốt (4) giữ chức năng hãm.

Phương pháp này tương đối đơn giản và khắc phục được hiện tượng tạo khe hở giữa mặt cầu (cán búa) và tấm đệm (2).

- *Loại 3* (hình 1.32c) : Loại này nối theo nguyên tắc bản lề, mục đích để giảm ứng suất ở cán búa. Tuy vậy sử dụng phương pháp này không được tốt lắm.

- *Loại 4* (hình 1.32d): Loại này được ứng dụng nhiều trong búa đập. Nguyên tắc nối là dựa vào ma sát và ở trạng thái nguội. Góc nghiêng đầu cán pittông nhỏ hơn góc ma sát

($\approx 1^{\circ} 11' \div 1^{\circ} 25'$). Người ta dùng năng lượng của hơi đóng cán vào đầu búa. Sau khi cán và đầu búa đã sơ bộ khít và có thể nâng búa lên được người ta cho búa đập xuống những tấm gỗ lót ở dưới (đập 2-3 lần). Những nhát đập sau làm cán búa dịch chuyển dần xuống vị trí dưới cùng Løskarrep. Thực nghiệm thấy nếu búa có trọng lượng phần rơi 1600 kg sau 60 nhát đập thì cán pittông dịch chuyển được 21mm. Nếu tiếp tục đập thì không thấy có dịch chuyển nữa. Để cán búa không tuột ra khỏi đầu búa người ta lót một tấm đồng thau có chiều dày 1+2 mm.

- *Loại 5* (hình 1.32e): Trong sản xuất hiện nay người ta thường dùng loại ghép này. Nguyên tắc nối cùng loại (4) nhưng có thêm ống lót ngoài (1) bằng thép có chiều dày từ 10 ÷ 20 mm. Độ cứng của ống lót phải nhỏ hơn độ cứng của đầu búa. Mặt trong của hình côn được thấm cacbon nhưng độ cứng nhỏ hơn độ cứng của cán pittông. Phần côn cán pittông lắp căng vào đầu búa do đó chịu tác dụng của ứng suất lớn nhất. Khi búa làm việc, phần còn lại (trừ phần côn) cán pittông chịu biến dạng nén dọc (tăng tiết diện ngang).

Phần côn cán pittông do có đàn hồi dư nên biến dạng nén tăng về mọi phía. Hiện tượng tiết diện ngang cán búa tăng do nén là vì có ứng suất trượt giữa các lớp với nhau. Giữa dẫn hướng và đầu trượt có khe hở, khi búa đập không đúng trọng tâm nên cán búa còn chịu ứng suất uốn theo phương thẳng đứng. Nếu tổng ứng suất (trượt và kéo) vượt khỏi giới hạn mỏi thì cán búa dễ dàng bị gãy.

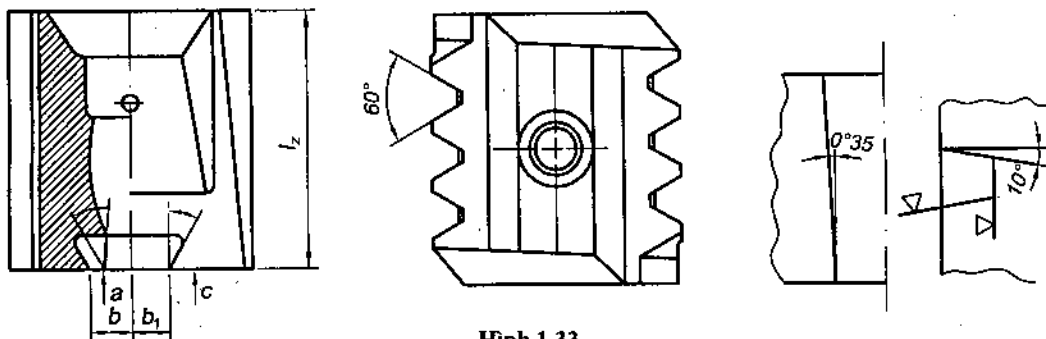
1.14.5. Đầu trượt (hình 1.33)

Đầu trượt của máy rèn tự do có thể gia công bằng phương pháp đúc hoặc rèn tự do. Đối với búa dưới 5 tấn thì người ta rèn tự do. Vật liệu đầu trượt của búa đập thường dùng thép 45, 50, 35X, đôi khi đúc bằng thép hợp kim 40XH, 40XH3.

Hình dáng đầu trượt cần đơn giản và đối xứng để làm việc được cân bằng đối với trục cán búa. Chiều cao đầu trượt trung bình bằng $I_8 = 0,8 H_m$.

Hai bên của đầu trượt có phần dẫn hướng. Phần dẫn hướng ở các búa hiện đại thường làm theo hình thang để tăng bề mặt tiếp xúc và do đó giảm ứng suất tiếp xúc với cùng một lực P_H , làm giảm mài mòn.

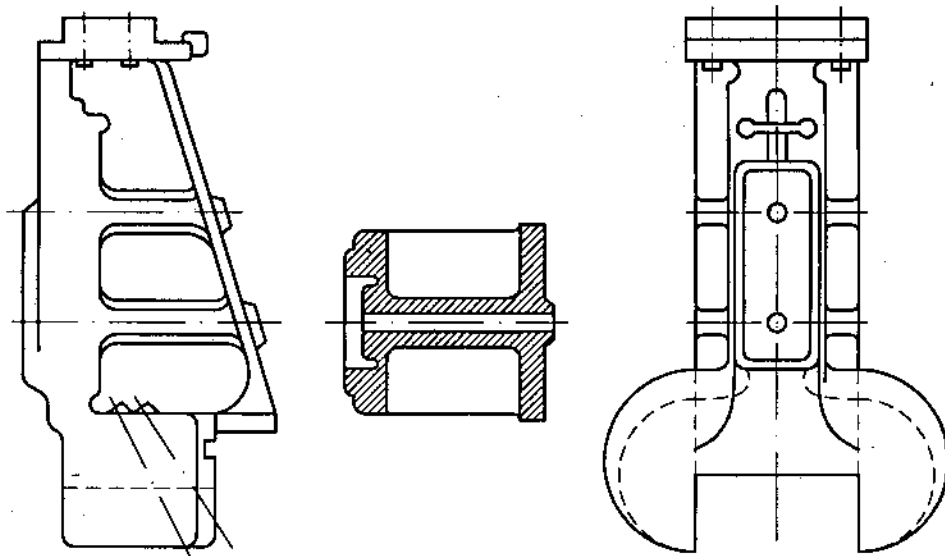
Mặt khác rãnh hình thang có thể tránh khả năng mắc kẹt đầu trượt giữa phần dẫn hướng khi bị giãn nở vì nhiệt và ứng suất tiếp xúc so với rãnh hình chữ nhật do tăng bề mặt tiếp xúc. Ghép khuôn với đầu trượt bằng chêm và then hình thang. Độ nghiêng của chêm là 1:100. Góc nghiêng mặt bên của chêm giáp với đầu trượt là β với khuôn là α . Chêm được làm bằng thép 45, nhiệt luyện tới độ cứng $HB = 2400 \div 2800 \text{ kN/mm}$ ở đầu làm việc. Then cũng làm bằng thép 45, độ cứng $HB = 2550 \div 3000$.



Hình 1.33

1.14.6. Trụ máy (hình 1.34, hình 1.35)

Trụ máy là bộ phận giữ xilanh và dẫn hướng đồng thời chịu tải trọng nặng nhất là khi thực hiện những va đập lệch tâm. Để đảm bảo độ bền vững của trụ cần chú ý đến 3 điểm sau :



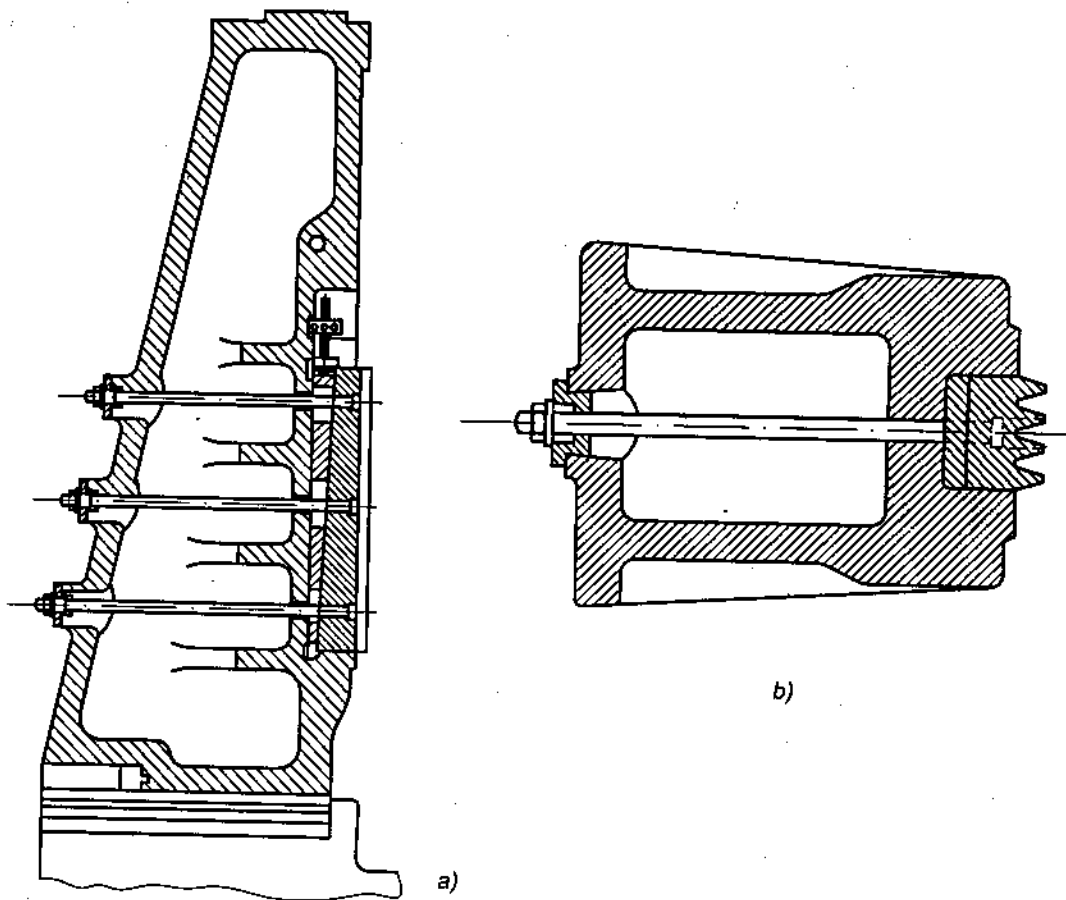
Hình 1.34

1. Chú ý việc nối ghép với đe.
2. Tính toán và đặt kích thước của tiết diện ngang trụ một cách chính xác.
3. Chọn trị số cần thiết của các bề mặt tiếp xúc giữa trụ với đe và xilanh.

Tiết diện ngang của trụ tốt nhất là hình hộp có thêm các gân để tăng độ cứng vững.

Trụ nối ghép với đe bằng ngàm và bulông. Bulông nằm nghiêng từ $10^0 \div 12^0$ so với đường thẳng đứng, ngoài ra còn có lò xo để giảm nhẹ va đập vào đầu bulông khi máy làm việc.

Trụ đối với máy búa rèn tự do thì thường đúc bằng gang GX 24 - 44, GX 28 - 48. Còn trụ đối với búa đập thì đúc bằng thép.



Hình 1.35

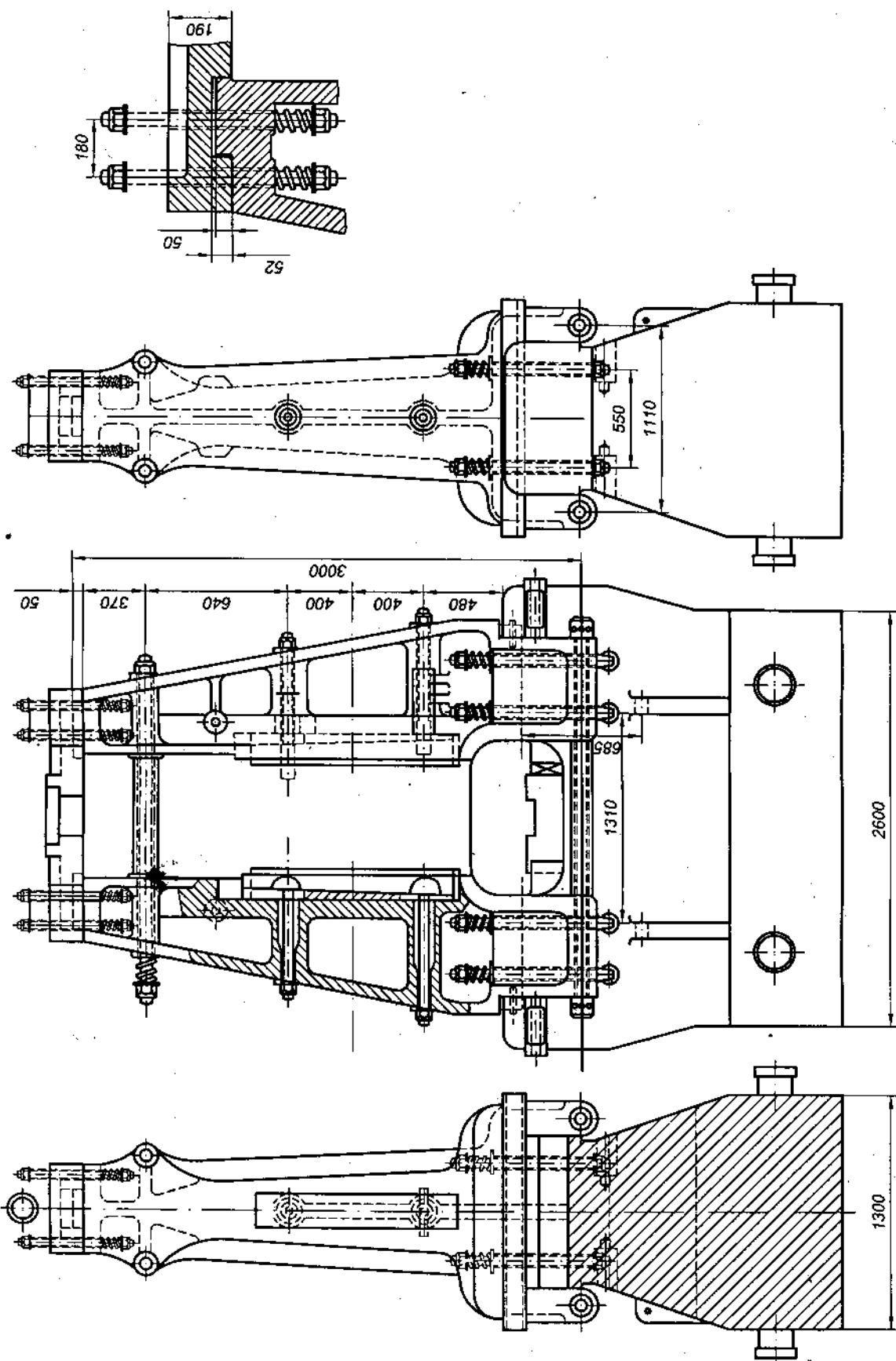
a- Mặt cắt dọc trụ máy ; b- Mặt cắt ngang trụ máy

1.14.7. Thanh dẫn hướng

Trong máy búa có nhiều chi tiết có tác dụng dẫn hướng như : xilanh, nắp đệm dưới của xilanh và các thanh dẫn hướng ở trụ máy.

Để tránh độ lệch trục giữa xilanh và cán búa, các thanh dẫn hướng thường có thể điều chỉnh được. Vì thanh dẫn hướng chóng mòn nên người ta làm rời để có thể thay thế một cách dễ dàng.

Các thanh dẫn hướng được ghép với trụ bằng bulông và điều chỉnh chêm dọc có độ nghiêng 1: 24, lên xuống được nhờ vận đai ốc. Thanh dẫn hướng rèn bằng thép 45. Chiều dài hành trình của đầu búa bằng chiều dài thanh dẫn hướng.



Hình 1.36. Liên kết trụ máy và bộ de

1.14.8. Bệ đe

Bệ đe máy búa rèn tự do đúc bằng gang GX 24 - 44 hay GX 28 - 48 và thường đệm dưới bằng gỗ sồi mà không ghép với móng bằng bulông.

Bệ đe máy búa đập có thể liền (nếu $G < 5T$) hoặc ghép từ 2 + 5 phần rời nhau. Trường hợp đe ghép thì phần trên đúc bằng thép với hàm lượng cacbon $C = 25\%$, còn các phần dưới làm bằng gang pha thép hoặc gang. Giữa các phần ghép được định vị bằng chốt hình trụ.

Giữa các bề mặt tiếp xúc giữa trụ và đe nên tra dầu để giảm bớt mài mòn.

1.14.9. Cách đặt trụ trên bệ đe

Có hai phương pháp đặt trụ trên bệ đe (hình 1.36).

Đặt theo phương pháp thứ nhất (hình 1.36a) có nhược điểm là mặt tiếp xúc giữa trụ và đe búa nhỏ do đó búa dễ bị xô dịch vì mài mòn trong quá trình làm việc.

Phương pháp thứ 2 (hình 1.36b), trụ ghép với bệ đe bằng thanh chêm, ngàm và bulông. Cách đặt này tốt hơn vì tránh được hiện tượng chống mài mòn tại bề mặt tiếp xúc. Phần trên cũng như phần dưới trụ liên kết với nhau bằng các bulông ống. Do đó chúng có thể dịch chuyển đồng thời theo chiều dọc của bệ đe. Nhược điểm của cách đặt này là công nhân thao tác khó khăn (do kết cấu), vì vậy các loại búa thường dùng hiện nay người ta bỏ kết cấu liên kết giữa hai trụ. Giữ chặt trụ với bệ đe bằng 8 bulông (4 trước, 4 sau), dưới các đai ốc giữ có lò xo nhằm giảm chấn động.

Bulông có thể đặt thẳng đứng, song để khắc phục hiện tượng trụ bị xô dịch theo chiều dọc bệ đe người ta đặt bulông nghiêng một góc $10^0 + 12^0$.

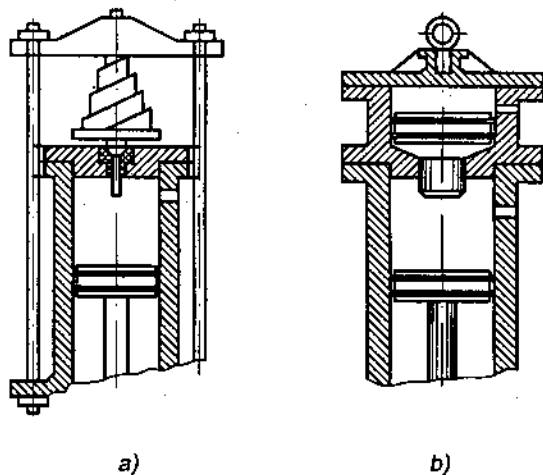
Không chế khả năng trụ chuyển dịch theo chiều ngang bệ đe bằng các vấu mộng của trụ. Khi va đập, bệ đe có xu thế bị lún do đó lò xo có tác dụng xiết chặt lại để đảm bảo giữa trụ và bệ đe không có khe hở. Tại các bề mặt tiếp xúc ta nên tra dầu, mỡ thường xuyên để giảm độ mài mòn.

1.14.10. Bộ phận bảo hiểm

Bộ phận bảo hiểm để đề phòng những trường hợp bất trắc có thể xảy ra như: gãy cán búa, pittông va đập vào nắp xi lanh do áp suất hơi vượt quá áp suất yêu cầu. Trong máy búa hiện nay người ta ứng dụng hai loại cơ cấu bảo hiểm (hình 1.37a, b).

Loại 1 (hình 1.37a): Dựa vào tính chất đàn hồi của lò xo (loại lò xo đĩa). Nắp xi lanh trên có gắn thanh dầy. Đầu dưới thanh dầy đặt gần ngang với thành dưới cửa nạp hơi, cửa trên của xi lanh. Nếu xảy ra gãy cán búa, pittông đập vào thanh dầy, lò xo bị nén. Pittông chuyển động chậm lại và động năng của pittông giảm đi. Nhờ thế tránh được va đập quá lớn vào nắp gây ra vỡ hỏng xi lanh.

Loại 2 (hình 1.37. b): Khác với cơ cấu trên là không dùng lò xo nén mà dùng pittông bảo hiểm. Nguyên tắc chủ yếu dựa vào sức nén của không khí hoặc hơi trong xi lanh bảo hiểm tạo thành môi trường đàn hồi (chức năng như lò xo). Thanh dầy ở loại này được gắn chặt với pittông bảo hiểm, đầu dưới cũng đặt ngang với cửa nạp hơi trên của xi lanh.



Hình 1.37

Hiện nay trong các loại máy búa "hơi không khí" người ta dùng loại bảo hiểm thứ hai vì đơn giản và bảo đảm hơn. Hành trình lấp máy (tính từ nắp trên đến nắp dưới xilanh) bao giờ cũng lớn hơn hành trình làm việc từ 50 ÷ 70 mm.

1.15. Sự khác nhau giữa máy búa rèn và đập

Có thể xác định năng lượng va đập của búa bằng công thức sau :

$$L_E = \frac{M.m^2.v_0^2(1+k)^2}{2.(M+m)^2} \quad (1.71)$$

trong đó : M - khối lượng bệ đe; m - khối lượng bộ phận rơi; v_0 - tốc độ va đập của đầu búa; k - hệ số.

Đối với máy búa đập, hệ số hoàn nguyên k bao giờ cũng lớn hơn máy búa rèn. Vì vậy khối lượng bệ đe máy búa đập lớn hơn máy búa rèn (cùng loại công suất) nên giảm được phần năng lượng làm rung động nền móng. Khối lượng bệ đe máy búa đập gấp 20 ÷ 30 lần khối lượng bộ phận rơi. Ở Liên Xô cũ người ta chế tạo máy búa theo tiêu chuẩn Nhà nước với khối lượng bộ phận rơi từ 0,63 ÷ 16 tấn (sản xuất với số lượng lớn). Tuy vậy do yêu cầu sản xuất nên một số máy búa có công suất lớn (G = 20 tấn) cũng được chế tạo (sản xuất đơn chiếc).

Một số yêu cầu kỹ thuật cơ bản đối với máy búa đập :

1. Trục bệ đe trùng với trục bộ phận rơi
2. Nửa khuôn trên và nửa khuôn dưới không cho phép có độ lệch.

Muốn đảm bảo yêu cầu thứ nhất cần phải chú ý cách đặt trụ búa với bệ đe. Hình thức bên ngoài giữa máy búa đập và máy búa rèn không khác nhau, nhưng do tính chất công nghệ mà cách đặt trụ vào bệ đe có khác nhau. Khoảng không làm việc của máy búa rèn rộng hơn máy búa đập vì cần có vị trí để công nhân thao tác dễ dàng hoặc đối với những máy lớn cần có bộ phận cấp phối cơ khí. Trụ ghép với bệ đe và bu lông có các lò xo, mục đích để giảm rung động phần trên của búa (xilanh, bộ phận bảo hiểm) và giảm ứng suất tại các bu lông.

Đảm bảo yêu cầu thứ hai thì bộ phận dẫn hướng phải chuẩn xác. Điều chỉnh dẫn hướng có thể dùng một trong hai kiểu thanh chêm (thanh chêm dọc và thanh chêm ngang). Dùng thanh chêm dọc tiện hơn vì dễ điều chỉnh (mất ít thời gian). Rãnh dẫn hướng có hình dạng chữ W. Số lượng rãnh thường làm từ 2 ÷ 8, khe hở giữa thanh dẫn và đầu trượt phải đảm bảo vừa để dẫn hướng, vừa để thực hiện chính xác trong quá trình đập. Mặt khác khe hở còn để phòng đầu trượt khi làm việc bị tăng nhiệt độ sẽ giãn nở. Khi điều chỉnh dẫn hướng cần phải chú ý đến lượng khe hở bị giảm do đầu trượt bị đốt nóng và đặc biệt không cho phép trục đầu búa bị lệch so với trục xilanh. Vì như thế cán pittông dễ bị cong trong quá trình làm việc (chịu tác dụng ứng suất uốn) nhất là đối với búa đập. Thời hạn sử dụng cán búa đập bao giờ cũng ngắn hơn thời gian sử dụng của cán búa rèn, vì trong quá trình đập những nhát cuối cùng có hiệu quả rất ít để chi tiết biến dạng theo phương thẳng đứng. Năng lượng va đập tác dụng làm các phần tử kim loại chuyển dịch trên một đoạn đường rất ngắn, do đó chuyển động của phần rơi lúc bấy giờ có gia tốc hãm lớn. Cán pittông đồng thời chịu tác dụng của hai lực: lực do tác dụng của hơi từ trên xuống và trở lực biến dạng của kim loại từ dưới lên.

1.16. PHÍ TỐN TRONG QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA MÁY BÚA

Trong quá trình máy búa làm việc hơi bị tiêu hao do những nguyên nhân sau : do ngưng tụ ; do rò hơi; do làm nóng xilanh trước khi nạp hơi chạy máy và do tạo ra lực tác dụng để phần rơi chuyển động.

Sau đây ta sẽ phân tích những phí tổn gây ra do ngưng tụ và do rò.

1.16.1. Phí tổn do ngưng tụ

Ngưng tụ là hiện tượng xảy ra do chênh lệch nhiệt độ giữa môi trường hơi tác dụng và hơi khi máy búa làm việc, hơi bị ngưng tụ chủ yếu trong ống dẫn hơi và xilanh búa. Thực nghiệm ta thấy nếu hòa làm việc do hơi bão hòa thì lượng hơi ngưng tụ chiếm $25 \div 40\%$ phí tổn hơi toàn bộ. Lượng hơi mất do ngưng tụ phụ thuộc vào mức độ sử dụng búa. Nếu mức độ sử dụng càng cao thì mất mát hơi do ngưng tụ càng giảm. Lượng hơi ngưng tụ tương đối lớn do đó ta phải khắc phục bằng cách giữ nhiệt trên toàn bộ đường dẫn hơi.

Nếu giữ nhiệt đảm bảo thì mất mát do ngưng tụ trong điều kiện bình thường không vượt quá 10% . Hơi bị ngưng tụ trong xilanh xảy ra chủ yếu ở giai đoạn dẫn hơi và do trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, đặc biệt là giai đoạn "treo búa". Để khắc phục hiện tượng này người ta dùng "hơi quá nhiệt" và xilanh búa được cách nhiệt. Sử dụng hơi quá nhiệt có ưu điểm là tăng chu kỳ tuần hoàn của hơi, nhưng ngược lại mất mát do khe hở (rò) lại nhiều (do tính linh động hơi quá nhiệt lớn hơn hơi ẩm). Vì trọng lượng riêng của hơi quá nhiệt nhỏ do đó mất mát do rò lớn hơn hơi bão hòa (tính theo m^3) nhưng nếu tính theo kg thì lại nhỏ hơn.

Thường tránh được mất mát do ngưng tụ thì dẫn đến tăng mất mát do rò. Dùng hơi quá nhiệt "tăng hiệu suất" sử dụng hơi. Lượng hơi thải ra vẫn còn năng lượng lớn mà không được sử dụng thì hiệu quả kinh tế giảm đi. Hơi quá nhiệt thường có nhiệt độ không vượt quá 300°C .

Một phương pháp khác làm giảm mất mát do ngưng tụ là cách nhiệt (xilanh búa được bọc ngoài một lớp cách nhiệt). Phương pháp này chỉ có hiệu quả ở giai đoạn treo búa. Khi đó cần lưu ý hơi cho vào xilanh có nhiệt độ không vượt quá 250°C vì trong khoảng $300 \div 400^{\circ}\text{C}$ thì độ giòn của vật liệu chế tạo xilanh tăng. Nếu giảm thời kỳ nạp hơi mới (hơi quá nhiệt) vào xilanh thì mất mát hơi do ngưng tụ cũng giảm.

1.16.2. Phí tổn do rò hơi

Hơi bị mất do rò thường xảy ra ở 3 nơi chủ yếu :

- Những chỗ nối trên đường dẫn hơi.
- Hệ thống van - van trụ.
- Trong xilanh.

Nếu trên đường dẫn bắt đầu xảy ra hiện tượng "khởi hơi" thì không có mất mát do rò (hoặc nếu có thì đại lượng đó không đáng kể). Đưa hơi mới vào và thải hơi ra không thể tránh khỏi hiện tượng hơi bị rò qua khe hở giữa van trụ và bạc van. Lượng mất mát này phụ thuộc vào một số yếu tố: độ lớn của khe hở, thời gian và lượng nạp hơi thải. Trong quá trình làm việc, van trụ và bạc chuyển động trượt đối với nhau và vì có sự mài mòn nên khe hở giữa chúng càng lớn. Do đó búa làm việc càng lâu thì hao hụt hơi do rò sẽ tăng.

Trong thực tế sản xuất người ta không dùng van trụ kiểu pittông - xéc măng vì như thế khi làm việc lực mòn lớn. Thực nghiệm cho phép trong quá trình làm việc độ mòn của van trụ do ảnh hưởng của xéc măng (nếu theo kiểu pittông - xéc măng) không vượt quá $0,01 d_z$. Nếu bị mòn nhiều thì mất mát hơi qua các khe hở ở khoá xéc măng cũng tăng. Khe hở giữa van trụ và bạc giới hạn trong khoảng $0,0008 d_z \div 0,0015 d_z$ (sau khi mòn). Nếu khi hở có giá trị nhỏ $\approx 0,0008 d_z$ thì dễ xảy ra hiện tượng dính do van trụ và bạc bị dẫn dưới tác dụng của nhiệt. Khoá hãm xéc măng thường sử dụng loại vát nghiêng (60°) nhưng vẫn có khe hở do đó một phần hơi có thể lưu thông giữa buồng trên và dưới của xilanh. Bắt đầu làm việc, khe xéc măng có chiều rộng là 2 mm làm việc lâu do mài mòn nên khe hở tăng dần đến hiện tượng hơi mới vào buồng đối lập và đi ra ngoài càng nhiều. Nếu

độ mài mòn của xilanh lớn hơn 0,005 D thì phí tổn hơi quá lớn. Do đó nếu sử dụng khoá xéc măng kiểu vát nghiêng thì độ mòn của xilanh cho phép không vượt quá 0,005. Nếu sử dụng loại xéc măng bậc (hình 38) thì xéc măng nhỏ cao khỏi rãnh khoảng 1/4 chiều rộng xéc măng để chống xoay và gãy. Độ mòn cho phép của loại xéc măng này không vượt quá giá trị $[0,75 (c - a) - \Delta]$ mm.

c - chiều rộng của xéc măng $\approx t$ ở hình 1.25

Δ - khe hở ban đầu giữa pittông và xilanh.

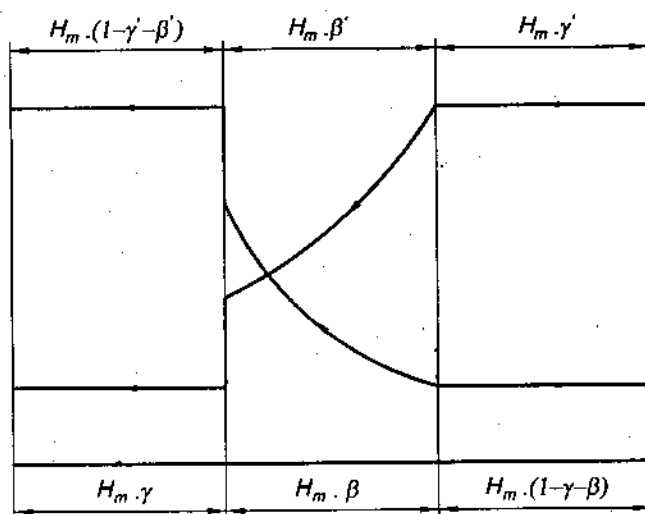
a - độ vát cạnh ($a = 1$ mm)

Rò hơi ở nắp xilanh không lớn, ta có thể nhìn thấy và dễ dàng khắc phục.

Rò hơi ở cụm nắp bít cán pittông cũng không đáng kể, nhưng ở đây dễ xảy ra hiện tượng căng vì hơi nóng bị ngưng tụ làm dẫn nở các chi tiết. Nếu lực ma sát kéo bình thường ở cụm nắp bít là $0,1 \div 0,15 G$ thì lực căng dư có thể đạt tới giá trị gấp 5,6 lần lực kéo ($\approx 0,7 G$). Vì có sự trao đổi nhiệt (làm nóng xilanh) nên thời kỳ nạp hơi phải kéo dài, do đó phí tổn hơi cũng tăng. Muốn tiết kiệm hơi thì cụm nắp cán pittông phải kết cấu đúng và có độ căng hợp lý, nên vật liệu lót thường dùng là amiăng, da bò thuộc .. (thời gian dùng ống lót là 160 giờ và có thể hơn).

Hệ thống búa làm việc ở trạng thái bình thường, phí tổn hơi do rò chiếm $15 \div 30\%$ tổng số hơi sử dụng.

1.17. XÁC ĐỊNH PHÍ TỔN HƠI THEO GIẢN ĐỒ CHỈ DẪN (hình 1.38)



Hình 1.38

Hành trình đi lên, thể tích hơi ở buồng dưới (có áp suất p_1) đến thời điểm giảm áp suất xác định bằng công thức sau:

$$W_1 = (\varphi_u + \gamma) \alpha F H_m \quad (1.72)$$

Hơi mới được nạp, nhưng tại buồng dưới xilanh có lượng hơi với áp suất p_4 do đó lượng hơi mới bao giờ cũng nhỏ hơn W_1 . Đến thời điểm ngừng thải hơi dưới (chuyển động xuống dưới), thể tích hơi W_2 ở buồng dưới xilanh (hơi có áp suất p_3) xác định bằng biểu thức:

$$p_1 W_{np} = p_3 W_2 \quad (1.73)$$

W_{np} - thể tích hơi ở buồng dưới ở giai đoạn trước khi bắt đầu nạp hơi qui về xác định theo áp suất p_1 . Ta biết rằng:

$$W_2 = (\varphi_n + \gamma + \beta) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m \quad (1.74)$$

Vậy:

$$W_{np} = \frac{P_3}{P_1} (\varphi_u + \gamma + \beta) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m \quad (1.75)$$

Thể tích lượng hơi mới ở buồng dưới xilanh có áp suất p_1 xác định :

$$W_I = (\varphi_u + \gamma) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m - \frac{P_3}{P_1} (\varphi_u + \gamma + \beta) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m \quad (1.76)$$

Trong đó F tính bằng (m^2) và H_m tính bằng (m).

Tương tự như vậy ta cũng xác định được lượng hơi mới ở buồng trên xilanh:

$$W_{II} = (\varphi_o + 1 - \gamma - \beta) \cdot F \cdot H_m - \frac{P_3}{P_1} (\varphi_o + 1 - \gamma) \cdot F \cdot H_m, \quad m^3 \quad (1.77)$$

Lượng hơi toàn bộ được cung cấp sau một va đập:

$$W = W_I + W_{II} \quad (1.78)$$

$$W = (\varphi_u + \gamma) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m - \frac{P_3}{P_1} (\varphi_u + \gamma + \beta) \cdot \alpha \cdot F \cdot H_m +$$

$$+ (\varphi_o + 1 - \gamma - \beta) \cdot F \cdot H_m - \frac{P_3}{P_1} (\varphi_o + 1 - \gamma) \cdot F \cdot H_m \quad (1.79)$$

Các công thức xác định W_I , W_{II} và W không tính đến lượng hơi bị ngưng tụ và mất mát ở hệ thống van trụ và xilanh búa.

Biết lượng hơi toàn bộ được cung cấp sau một va đập ta có thể xác định được khối lượng:

$$u = \gamma \cdot W \quad (1.80)$$

γ : khối lượng riêng của hơi ở nhiệt độ làm việc t_o^0 và áp suất p_1 ; (kg/m^3).

Khối lượng hơi được cung cấp sau một giờ:

$$U = n \cdot u \cdot 60, \quad kg/giờ \quad (1.81)$$

n - số nhát đập trong 1 phút.

Xác định hiệu suất có ích của búa

Biết lượng hơi cung cấp ta có thể xác định được năng lượng cần thực hiện sau một nhát đập.

$$E = u \cdot J \quad (kcal) \quad (1.82)$$

J - nhiệt lượng của hơi ở điều kiện cho trước (thường dùng hơi bão hòa), $kcal/kg$.

Năng lượng đó biểu diễn dưới dạng đơn vị cơ học:

$$L = 427 E = U \cdot J \cdot 427 \quad (kGm) \quad (1.83)$$

Ta biết năng lượng va đập được xác định bởi công thức:

$$L_E = \frac{m \cdot v_0^2}{2} \quad (1.84)$$

Vậy hiệu suất chỉ dẫn là:

$$\eta_{EI} = \frac{L_E}{L} = \frac{m \cdot v_0^2}{2.427 \cdot U \cdot J} \quad (1.85)$$

Nếu tính đến mất mát do các hiện tượng ngưng tụ, rò ở cơ cấu phân phối và xilanh thì:

$$\eta_E = \frac{\eta_{EI}}{1 + k' + k''} \quad (1.86)$$

trong đó:

k' - hệ số tính đến ngưng tụ ($k' = 0,4 \div 1,3$).

k'' - hệ số tính đến rò ($k'' = 0,25 \div 1$).

Nếu hệ số sử dụng đường dẫn hơi là η_n , nổi hơi là η_K thì ta có hiệu suất sử dụng kinh tế:

$$\eta_{EK} = \eta_E \cdot \eta_n \cdot \eta_K \quad (1.87)$$

Búa làm việc có áp suất p_{cp} thay đổi, nhưng quá trình dẫn của không khí và hơi khác nhau. Đối với hơi $pV = \text{const}$, nhưng đối với không khí thì $pV^n = \text{const}$ ($n = 1,4$). Búa đập đoạn hơi không lớn lắm do đó giản đồ chỉ dẫn dù làm việc bằng hơi hoặc không khí thì sự khác nhau không nhiều.

Xác định công suất có ích của búa.

Biết năng lượng của một nhát đập là L_E và số nhát đập trong 1 phút n thì công suất có ích của búa xác định:

$$N_E = \frac{L_E \cdot n}{60.102} \text{ , kW} \quad (1.88)$$

1.18. TÍNH PHÍ TỐN HƠI BẰNG PHƯƠNG PHÁP THỰC NGHIỆM

Năng lượng và đập trung bình của búa :

$$L_{Ecp} = \frac{m \cdot v_{cp}^2}{2} = \frac{G \cdot v_{cp}^2}{2g} \quad (\text{kGm}) \quad (1.89)$$

v_{cp} - tốc độ trung bình (m/s).

Thực nghiệm thấy rằng phí tổn hơi trên 1 kGm năng lượng : $U_0 = 10^{-4} \div 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ (kg/kGm)}$

Phí tổn hơi sau 1 giờ búa làm việc liên tục : $U = (10^{-4} \div 1,4 \cdot 10^{-4}) \cdot L_{E0p} \cdot n_0 \cdot 60 \text{ (kg/giờ)}$

n_0 - số nhát đập trong một phút.

Thực tế búa không bao giờ làm việc một cách liên tục, do đó khi tính toán ta cần chú ý đến các hệ số sau đây :

- Hệ số nhát đập thực tế trong một phút :

$k_1 = 0,7 \div 0,75$ - cho búa đập

$= 0,7$ - búa rèn (sản xuất hàng khối)

$= 0,6 \div 0,25$ - búa rèn sản xuất đơn chiếc, hàng loạt nhỏ.

- Hệ số sử dụng hành trình :

$k_2 = 0,7 \div 0,8$ búa đập.

$= 0,6 \div 0,7$ búa rèn.

- Hệ số phí tổn hơi khi ngừng búa:

$$k_3 = 0,35 \div 0,45 - \text{máy búa đập (hành trình đảo búa)}$$

Bảng dưới đây cho ta các số liệu đo được bằng thực nghiệm .

Áp suất (at)	4	5	6	7	8	9	10
L (kGm)	15.600	18.400	20.900	22.900	24.800	26.500	28.000
J (j/m ³)	153.000	181.000	205.000	225.000	243.000	260.000	275.000

1.19. BÔI TRƠN

Để tăng tuổi thọ của máy, nhưng bộ phận có mặt cọ xát như xilanh, cán pittông, dẫn hướng, van trụ, khóa mở hơi, khớp nối cơ cấu điều khiển... cần phải được bôi trơn. Ngoài ra những bộ phận như ngàm trụ, thanh chêm điều chỉnh mặt tựa giữa trụ và bệ đe, tấm lót xilanh... cũng cần thường xuyên phải tra dầu mỡ. Những nơi được bôi trơn tại đây tải trọng va đập sẽ giảm. Gần đây người ta thay đệm cao su vào một vài chỗ cần được bôi trơn như mặt đệm để lót xilanh, mặt tựa giữa trụ và đe búa...

Dầu để tra cho xilanh, hộp van trụ và khóa mở hơi thường dùng dầu vikôdin 1-5 và dầu vadolin cho máy búa làm việc bằng hơi bão hòa hoặc không khí. Nếu máy búa làm việc bằng "hơi quá nhiệt" thì dùng dầu vapor và vikôdin, ký hiệu chỉ số cao chảy ở nhiệt độ xấp xỉ 300⁰C.

Dầu để bôi trơn cán búa, dẫn hướng, cơ cấu điều khiển gồm những thành phần sau: 70% dầu xilanh, 10% chì, graphit bạc và một số phụ gia khác. Tra dầu vào xilanh, van trụ, khóa mở hơi, cán pittông, dẫn hướng bằng cách bơm qua các ống dẫn. Tay gạt của hệ thống bơm nối cơ cấu điều khiển máy.

Các mặt phải làm việc ở trạng thái tựa khác thì nên bôi mỡ có hòa thêm 15% graphit. Mỗi tuần lễ nên bôi 1, 2 lần. Trên bề mặt tựa nên làm rãnh để mỡ được rải đều.

CHƯƠNG 2

MÁY BÚA KHÔNG KHÍ NÉN

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY BÚA KHÔNG KHÍ NÉN

Máy búa không khí nén làm việc nhờ không khí đưa vào từ xilanh nén của chính bản thân máy búa. Theo đặc trưng tác dụng của không khí lên pittông công tác, người ta chia thành máy búa tác động đơn và tác động kép. Theo số xilanh lại phân chia thành máy một xilanh và hai xilanh. Theo số phương pháp dẫn hướng đầu búa, chia ra máy không có bộ phận dẫn hướng và máy có bộ phận dẫn hướng. Theo cách phân bố buồng đệm chia ra máy có buồng đệm phía trên và dưới. Theo cấu tạo cơ cấu phân phối hơi chia ra máy có khóa ngang và van trụ. Theo loại thân máy: máy một trụ và hai trụ.

Máy búa được chế tạo phổ biến là loại 2 xilanh tác động kép có 2 khóa ngang và một khóa không tải có khối lượng bộ phận rơi $75 \div 1000$ kg. Những loại máy búa lớn hơn (tới 3000 kg) ít chế tạo vì công kênh, dễ hỏng.

Máy búa không khí nén chủ yếu rèn tự do, nhưng trong một vài máy búa có kết cấu đặc biệt cũng có thể dùng để dập.

Ở nước ta loại máy búa không khí nén chủ yếu được dùng nhiều và đã chế tạo được loại máy búa có khối lượng bộ phận rơi dưới 150 kg. Nhưng do điều kiện gia công nên chất lượng máy của ta còn thấp.

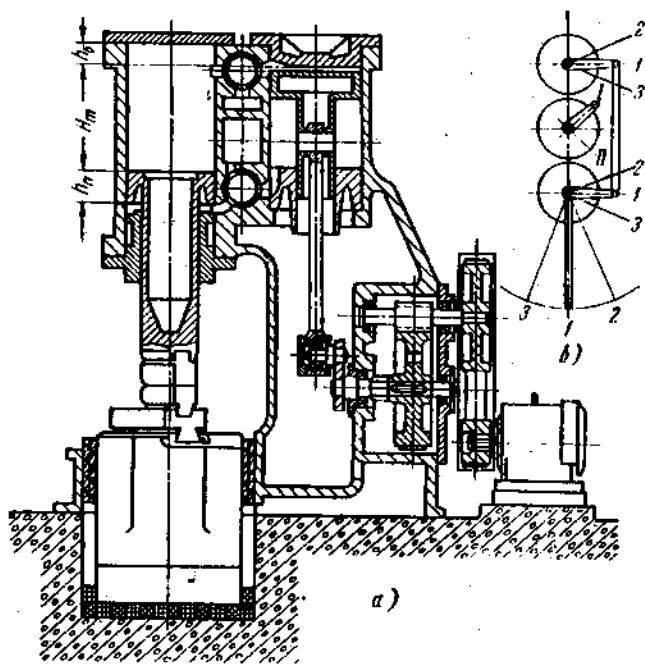
2.2. NGUYÊN LÝ TÁC DỤNG CỦA MÁY BÚA KHÔNG KHÍ NÉN

Nhờ nhận được chuyển động từ động cơ qua hộp giảm tốc và cơ cấu biên - trục tay quay, pittông nén chuyển động qua lại nén không khí trong xilanh để đưa vào xilanh công tác. Chuyển động của pittông nén là chuyển động một bậc tự do và được xác định bằng góc quay của trục tay quay α (hình 2.1). Trong máy búa không khí nén, chất công tác cũng là không khí như trong máy búa hơi nước - không khí nhưng không khí ở đây chỉ giữ chức năng như đệm đàn hồi (liên kết đàn hồi) đảm bảo chuyển động của pittông công tác phụ thuộc vào chuyển động của pittông nén. Trong quá trình gia công, mặc dù chiều cao vật rèn thay đổi nhưng số hành trình kép của máy búa không thay đổi và bằng số vòng của trục quay.

Sau đây ta nghiên cứu nguyên lý tác dụng của máy búa không khí nén tác động kép (không khí nén tác dụng lên cả hai mặt của pittông công tác).

Quy ước vị trí ban đầu $\alpha = 0^0$ ứng với thời điểm pittông nén ở vị trí cao nhất, pittông công tác ở vị trí thấp nhất và đầu búa tiếp xúc với vật rèn. Trong vị trí này (cũng như suốt quá trình sau này) khoá trên và dưới luôn mở, các buồng trên và dưới của xilanh nén thông với các buồng trên và dưới của xilanh công tác và đều thông với môi trường nên có áp suất bằng $p_0 = 0,1 \text{ MN/m}^2$ (hình 2.2a).

Tại thời điểm $\alpha = 0 \rightarrow \alpha = \alpha_1$: Khi pittông nén từ vị trí ban đầu chuyển động xuống dưới, áp suất trong buồng dưới của hai xilanh tăng lên, còn áp suất trong các buồng trên giảm. Đến một lúc



Hình 2.1. Máy búa không khí nén 2 xilanh có hai khoá ngang.

a - Dạng chung, b - Vị trí điều khiển bằng tay.

nào đó áp suất các buồng dưới tăng đủ để thắng trọng lượng bộ phận rơi, lực ma sát và áp lực của không khí buồng trên và xilanh công tác, pittông công tác bắt đầu được nâng lên. Góc tương ứng với thời điểm đó gọi là góc đầu búa rời khỏi vật rèn α_1 .

Tại thời điểm $\alpha = \alpha_1$ (hình 2.2b) $\rightarrow \alpha_2 = 180^\circ$: sự thay đổi áp suất không khí các buồng trên và dưới phụ thuộc vào sự thay đổi tổng thể tích các buồng trên và dưới của hai xilanh và tương ứng với quá trình đoạn nhiệt $p.V = \text{const}$.

Khi $\alpha = \alpha_2 = 180^\circ$ pittông nén ở vị trí dưới cùng, buồng trên xilanh nén thông với ngoài trời còn buồng dưới kín.

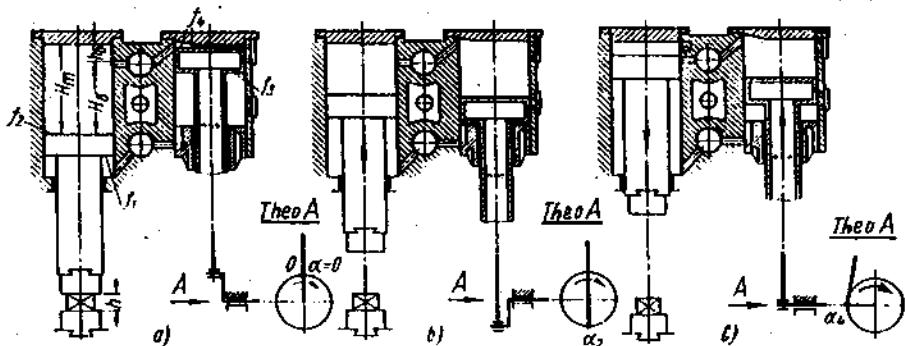
Khi $\alpha = \alpha_2$: chuyển động tiếp theo của hai pittông theo cùng một hướng. Khi $\alpha = \alpha_3$ pittông công tác đóng rãnh thông giữa hai buồng trên của hai xilanh. Do sự tăng dần trở lực của không khí trong buồng đệm (buồng phía trên tại thời điểm này của xilanh công tác) và sự giảm áp suất trong các buồng dưới, chuyển động của pittông công tác chậm dần và dừng nhanh ở vị trí khi $\alpha = \alpha_b$. Dưới tác dụng của không khí trong buồng đệm, pittông công tác được chuyển động ngay lập tức xuống dưới một chút. Áp suất của không khí trong buồng đệm thay đổi theo đường đoạn nhiệt và khác với áp suất của không khí trong buồng trên của xilanh nén.

$\alpha = \alpha_4$ (hình 2.2c): khi hạ pittông công tác, áp suất trong buồng đệm giảm và khi đó áp suất buồng trên của xilanh nén vẫn tăng do pittông nén đang chuyển động lên. Đến lúc nào đó buồng trên xilanh công tác sẽ được thông với buồng trên xilanh nén qua van một chiều. Thời điểm pittông công tác ra khỏi buồng đệm tương ứng với góc $\alpha = \alpha_4 - \alpha = \alpha_4 \rightarrow \alpha = \alpha_5$. Trục tay qua tiếp tục quay, pittông nén lên gần tới điểm trên cùng còn pittông công tác xuống tới vị trí dưới và đập vào vật tại thời điểm $\alpha = \alpha_5 < 360^\circ$.

$\alpha_5 \rightarrow \alpha_1$: khi trục tay quay từ α_5 đến α_1 , pittông công tác đứng ở vị trí dưới và đập như vậy gọi là "va đập dính".

Chu trình tiếp theo lặp lại theo nguyên lý làm việc nói trên được biểu diễn bằng giản đồ chu trình vòng tròn (hình 2.3) gồm 4 phần và ký hiệu:

$\alpha_1 - \alpha_2$: nâng pittông công tác từ lúc đầu búa rời khỏi vật rèn đến lúc buồng trên của xilanh nén thông với môi trường.



Hình 2.2. Vị trí của xilanh công tác và xilanh nén.

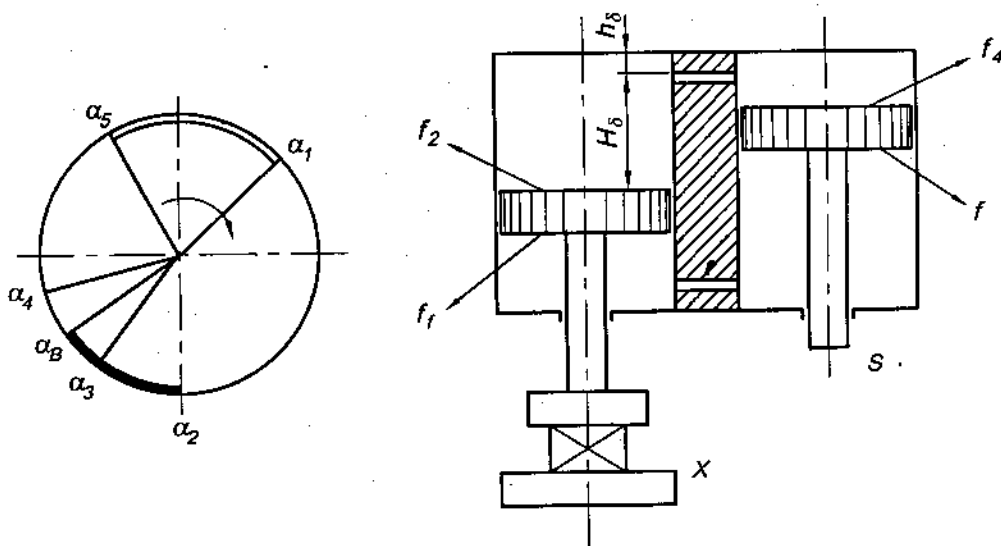
$\alpha_2 - \alpha_3$: nâng pittông công tác từ lúc trước đó đến lúc đóng buồng đệm.

$\alpha_3 - \alpha_4$: nâng và chuyển động tiếp theo xuống dưới của pittông công tác từ lúc đóng buồng đệm đến lúc mở buồng đệm.

$\alpha_4 - \alpha_5$: pittông công tác chuyển động xuống dưới từ lúc mở buồng đệm đến lúc va đập.

Góc quay của trục tay quay để nâng pittông công tác ($\alpha_1 - \alpha_b$) rất lớn so với góc quay ($\alpha_b - \alpha_5$) khi pittông công tác chuyển động xuống dưới.

Trong máy búa của Liên Xô cũ : $\alpha_1 \approx 40^\circ$, $\alpha_b \approx 270^\circ$ và $\alpha_5 = 340 + 360^\circ$.



Hình 2.3. Giảm đồ chu trình của máy búa (a) và nguyên lý của máy búa không khí nén (b).

Chú thích: đường nét đậm biểu diễn pittông nén và pittông công tác chuyển động cùng hướng.

2.3. TÍNH TOÁN MÁY BÚA KHÔNG KHÍ NÉN

Quá trình nguyên lý tác dụng của máy búa không khí nén ta thấy rằng: khi trục tay quay quay một vòng, chuyển động của pittông công tác được chia ra làm 4 giai đoạn riêng biệt. Để đơn giản cho quá trình tính toán, ta kí hiệu :

G : trọng lượng bộ phận rơi ;

M : khối lượng bộ phận rơi ;

ω : tốc độ góc của trục khuỷu ;

n_0 : số vòng quay của trục khuỷu ;

n : hệ số đoạn nhiệt ;

H : hành trình lắp ráp của pittông công tác tính từ mặt trên của pittông đến nắp xilanh khi pittông công tác ở vị trí dưới cùng và không có vật rên ;

H_m : hành trình cực đại của đầu búa tính từ mặt trên của pittông đến nắp xilanh khi pittông công tác ở vị trí dưới cùng và có vật rên ;

H_8 : hành trình của đầu búa tính từ mặt trên của pittông công tác đến buồng đệm ;

h_8 : chiều cao của buồng đệm ;

h : chiều cao ban đầu của vật rên ;

r : bán kính trục khuỷu ;

l : chiều dài biên ;

k : hệ số biên $k = r/l$;

S và X: đường đi của pittông nén và công tác ; f, f_2 , f_3 , f_4 lần lượt là diện tích mặt dưới, mặt trên của pittông công tác, diện tích mặt dưới, mặt trên của pittông nén V_{01}, V_{02} ; thể tích ban đầu của các buồng dưới, các buồng trên của 2 xilanh kể cả thể tích các rãnh ở bộ phận phân phối không khí ;

p_1, p_2 : áp suất tuyệt đối của không khí ở các buồng dưới, các buồng trên ở thời điểm đang xét ;

p_8 : áp suất tuyệt đối của không khí ở buồng trên xilanh công tác tại thời điểm đóng buồng đệm ;

p_0 : áp suất của môi trường ;

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$: hệ số tính đến lực ma sát khi đầu búa đứng yên, chuyển động lên trên và chuyển động xuống dưới; V_1, V_2 : thể tích của các buồng dưới, các buồng trên ở tại thời điểm đang xét.

2.3.1. Xác định góc rời khỏi vật rên α_1

- Trong phần $0^0 < \alpha < \alpha_1$: đầu búa dừng ở vị trí dưới. Trong phần đó tổng thể tích các buồng dưới và các buồng trên V_1 và V_2 chỉ thay đổi do sự thay đổi thể tích buồng dưới và buồng trên của xilanh nén:

$$V_1 = V_{01} - S.f_3; \quad V_2 = V_{02} - S.f_4$$

Từ phương trình của quá trình dẫn nén khí đoạn nhiệt ta có:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_0 \cdot V_{01}^n \rightarrow p_1 = \frac{p_0 \cdot V_{01}^n}{V_1^n} = \frac{p_0 \cdot V_{01}^n}{(V_{01} - S.f_3)^n} = \frac{p_0}{(1 - \frac{S.f_3}{V_{01}})^n} \approx p_0 (1 + \frac{S.f_3}{V_{01}} n)$$

$$p_2 \cdot V_2^n = p_0 \cdot V_{02}^n \rightarrow p_2 = \frac{p_0 \cdot V_{02}^n}{(V_{02} + S.f_4)^n} = \frac{p_0}{(1 + \frac{S.f_4}{V_{02}})^n} \approx p_0 (1 - \frac{S.f_4}{V_{02}} n)$$

Thay p_1 và p_2 vào phương trình cân bằng lực tác dụng lên pittông công tác ta có:

$$p_1 \cdot f_1 + p_0 (f_2 - f_1) - p_2 \cdot f_2 - \varphi_0 \cdot G = 0$$

$$p_0(1 + \frac{Sf_3}{V_{01}}n).f_1 + p_0(f_2 - f_1) - p_0(1 - \frac{Sf_4}{V_{02}}n).f_2 - \varphi_0.G = 0$$

Chia cả hai vế của phương trình cho $p_0.f_1$ và đặt :

$$\frac{f_2}{f_1} = C ; \frac{G}{f_1} = q$$

Ta sẽ có :

$$1 + \frac{Sf_3}{V_{01}}n + C - 1 - C + \frac{Sf_4}{V_{02}}n.C - \frac{\varphi_0.q}{p_0} = 0$$

Từ đó :

$$S = \frac{\varphi_0.q}{p_0 \left(\frac{n.f_3}{V_{01}} + \frac{C.n.f_4}{V_{02}} \right)} \quad (2.1)$$

- Mặt khác độ chuyển dịch của pittông nén nhờ truyền động từ cơ cấu biên trục khuỷu có thể tính theo công thức gần đúng sau :

$$S \approx r[(1 - \cos \alpha) + \frac{k}{4}(1 - \cos 2\alpha)] \quad (2.2)$$

Từ hai phương trình (2.1) và (2.2) ta có :

$$\frac{j_0.q}{p_0 \left(\frac{n.f_3}{V_{01}} + \frac{C.n.f_4}{V_{02}} \right)} = r[1 - \cos \alpha + \frac{k}{4}(1 - \cos 2\alpha)] \quad (2.3)$$

Thay góc $\alpha = \alpha_1$ và giải phương trình (3) ta được kết quả :

$$\cos \alpha_1 = \frac{-1}{k} + \frac{1}{k} \sqrt{(1+k)^2 - \frac{2.k.\varphi_0.g}{b_0}} \quad (2.4)$$

trong đó: $g = 981 \text{ cm/s}^2$

$$b_0 = \frac{p_0.n.g.r}{G} \left(\frac{f_1.f_3}{V_{01}} + \frac{f_2.f_4}{V_{02}} \right) \quad (2.5)$$

Tại thời điểm $\alpha = \alpha_1$

$$S = S(\alpha_1) = r[(1 - \cos \alpha_1) + \frac{k}{4}(1 - \cos 2\alpha_1)]$$

$$p_1 = p_0 \frac{V_{01}^n}{[V_{01} - S(a_1)f_3]^n}$$

$$p_2 = p_0 \frac{V_{02}^n}{[V_{02} - S(a_1)f_4]^n}$$

2.3.2. Hành trình đoạn 1 của máy từ $\alpha_1 < \alpha < \alpha$

$$f_1.p_1 + p_0(f_2 - f_1) - f_2.p_2 - \varphi_1.G = M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.6)$$

Trong đoạn 1, pittông nén và pittông công tác đều chuyển động, do đó :

$$V_1 = V_{01} + X.f_1 - S.f_3 \quad ; \quad p_1 = \frac{p_0 \cdot V_{01}^n}{(V_{01} + X.f_1 - S.f_3)^n} \approx p_0 \left(1 - n \frac{X.f_1 - S.f_3}{V_{01}}\right)$$

$$V_2 = V_{02} - X.f_2 + S.f_4 \quad ; \quad p_2 = \frac{p_0 \cdot V_{02}^n}{(V_{02} - X.f_2 + S.f_4)^n} \approx p_0 \left(1 + n \frac{X.f_2 - S.f_4}{V_{02}}\right)$$

Thay p_1, p_2 vào phương trình (2.6) và thay giá trị của S ở phương trình (2.2) rồi ký hiệu :

$$\begin{cases} \frac{M}{f_1} = m, & \frac{G}{g} = M \\ \frac{f_2}{f_1} = C, & \frac{G}{f_1} = q \end{cases}$$

và giải phương trình (2.6) ta được :

$$X = a_1 [1 - \cos q_1 (\alpha - \alpha_1)] + \frac{b_1}{\omega^2 \cdot q_1 (q_1^2 - 1)} (A_1 \sin q_1 \alpha + B_1 \cos q_1 \alpha - q_1 \cos \alpha) \quad (2.7)$$

trong đó :

$$a_1 = \frac{b_1 \left(1 + \frac{k}{4}\right) - j_1 \cdot g}{l_1^2}$$

$$b_1 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g \cdot r}{G} \left(\frac{f_1 \cdot f_3}{V_{01}} + \frac{f_2 \cdot f_4}{V_{02}} \right)$$

$$\lambda_1^2 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g}{G} \left(\frac{f_1^2}{V_{01}} + \frac{f_2^2}{V_{02}} \right)$$

$$q_1 = \frac{\lambda_1}{\omega}$$

$$A_1 = q_1 \cos \alpha_1 \sin q_1 \alpha_1 - \sin \alpha_1 \cos q_1 \alpha_1$$

$$B_1 = q_1 \cos \alpha_1 \cos q_1 \alpha_1 + \sin \alpha_1 \sin q_1 \alpha_1$$

Đạo hàm bậc 1, bậc 2 theo thời gian phương trình (2.7) ta được tốc độ, gia tốc của đầu búa :

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha}$$

$$v = \omega \cdot a_1 q_1^2 \sin q_1 (\alpha - \alpha_1) + \frac{b_1 (-A_1 \cos q_1 \alpha - B_1 \sin q_1 \alpha + \cos \alpha)}{\omega (q_1^2 - 1)}$$

$$j = \frac{dv}{dt} = \omega \frac{dv}{d\alpha}$$

$$j = \omega^2 \cdot a_1 q_1^2 \cos q_1 (\alpha - \alpha_1) + \frac{b_1 (-A_1 \sin q_1 \alpha - B_1 \cos q_1 \alpha + \sin \alpha)}{(q_1^2 - 1)}$$

Khi $\alpha = \alpha_1$ thì:

$$p_1 = \frac{p_0 \cdot V_{01}^n}{[V_{01} + X_{\alpha 2} \cdot f_1 - S_{\alpha 2} \cdot f_3]^n}$$

$$p_2 = \frac{p_0 \cdot V_{02}^n}{[V_{02} + X_{\alpha 2} \cdot f_2 - S_{\alpha 2} \cdot f_4]^n}$$

Ở thời điểm $\alpha = \alpha_2$ buồng trên của pittông nén thông với ngoài trời nên $p_2 = p_0$. Bởi vậy nếu $\alpha > \alpha_2$ thì p_2 xác định theo công thức sau :

$$p_2 = p_0 \left[\frac{V_{02}^n}{(V_{02} - f_2 X + f_4 S)^n} + R^* \right]$$

trong đó :

$$R^* = 1 - \frac{V_{02}^n}{(V_{02} - f_2 X_{\alpha 2} + f_4 S_{\alpha 2})^n}$$

Từ đẳng thức trên ta thấy rằng khi thiết kế sao cho $f_2 \cdot X_{\alpha 2} = f_4 \cdot S_{\alpha 2}$ thì $R^* = 0$ tức là $p_2 = p_0$. Do đó khi buồng trên xilanh nén thông với ngoài trời thì sự giảm áp suất không xảy ra.

2.3.3. Hành trình đoạn thứ 2 ($\alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_3$)

Phương trình chuyển động của đầu búa ở đoạn 2 có dạng :

$$p_1 f_1 + p_0(f_2 - f_1) - p_2 f_2 - \varphi_1 G = M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}$$

Thay $p_1 = p_0 \frac{V_{02}^n}{(V_{01} + X \cdot f_1 - S \cdot f_3)^n}$

$$p_2 = p_0 \left[\frac{V_{02}^n}{(V_{02} - X \cdot f_2 + S \cdot f_4)^n} + R^* \right]$$

$$S = R[(1 - \cos \alpha) + \frac{k}{4}(1 - \cos 2\alpha)]$$

và ký hiệu $\frac{G}{f_1} = q \frac{M}{f_1} = m \frac{f_2}{f_1} = C$

Giải phương trình vi phân ở trên cũng tương tự như phương trình vi phân ở đoạn 1 (phương trình vi phân đoạn 2 chỉ khác phương trình vi phân đoạn 1 thành phần $C \cdot p_0 \cdot R^*$).

$$\begin{aligned} X = & a_2[1 - \cos q_2(\alpha - \alpha_2)] + X_1 \cos q_2(\alpha - \alpha_2) + \\ & + \frac{v_1}{\omega \cdot q_2} \sin q_2(\alpha - \alpha_2) + \frac{b_2[A_2 \sin q_2 \alpha + B_2 \cos q_2 \alpha - q_2 \cos \alpha]}{q_2 \omega^2 (q_2^2 - 1)} \end{aligned} \quad (2.8)$$

trong đó :

$$a_2 = \frac{b_2(1 + \frac{k}{4}) - \varphi_1 \cdot g - \frac{f_2 \cdot p_0 \cdot R^* \cdot g}{G}}{\lambda_2^2}$$

$$b_2 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g \cdot R}{G} \left(\frac{f_1 \cdot f_3}{V_{01}} + \frac{f_2 \cdot f_4}{V_{02}} \right)$$

$$\lambda_2^2 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g}{g} \left(\frac{f_1^2}{V_{01}} + \frac{f_2^2}{V_{02}} \right)$$

$$q_2 = \frac{\lambda_2}{\omega}$$

$$A_2 = q_2 \cos \alpha_2 \sin q_2 \alpha_2 - \sin \alpha_2 \cos q_2 \alpha_2$$

$$B_2 = q_2 \cos \alpha \cos q_2 \alpha_2 + \sin \alpha_2 \sin q_2 \alpha_2$$

Tốc độ đầu búa :

$$\begin{aligned} v &= (a_2 + X_1) \cos q_2 \sin q_2 (\alpha - \alpha_2) + \\ &+ v_1 \cos q_2 (\alpha - \alpha_2) + \frac{v_1}{\omega \cdot q_2} \sin q_2 (\alpha - \alpha_2) + \\ &+ \frac{b_2 (A_2 \cos q_2 \alpha - B_2 \sin q_2 \alpha + \sin \alpha)}{\omega (q_2 - 1)} \end{aligned}$$

$$X_1 = X_{\alpha_2}; \quad v_1 = v_{\alpha_2}$$

trong đó : X_1, v_1 là đường đi và tốc độ của đầu búa ở cuối giai đoạn 1 (tại thời điểm $\alpha = \alpha_2$)

- Gia tốc của đầu búa :

$$\begin{aligned} J &= \omega \frac{dv}{d\alpha} = (a_2 - x_1) q_2^2 \omega^2 \cos q_2 (\alpha - \alpha_2) - v_1 \omega q_2 \sin (\alpha - \alpha_2) + \\ &+ \frac{b_2 q_2}{q_2^2 - 1} \left[-A_2 \sin q_2 \alpha - B_2 \cos q_2 \alpha + \frac{1}{q_2} \cos \alpha \right] \end{aligned}$$

2.3.4. Hành trình đoạn 3 từ $\alpha_3 < \alpha < \alpha_4$

Khi $\alpha = \alpha_3$ áp suất không khí trong buồng đệm bằng :

$$p_{80} = p_0 \left[\frac{V_{02}^n}{(V_{02} - f_2 H_8 + f_4 S_8)} + R^* \right]$$

trong đó: $S_8 = S_{\alpha_3}$ - hành trình của máy tại thời điểm đóng rãnh thông giữa các buồng trên của hai xilanh.

$$H_8 = X_{\alpha_3}$$

Khi $\alpha > \alpha_3$, áp suất trong buồng đệm p_8 sẽ tính theo công thức:

$$p_8 \cdot h^n = p_{80} \cdot h_8^n \quad (2.9)$$

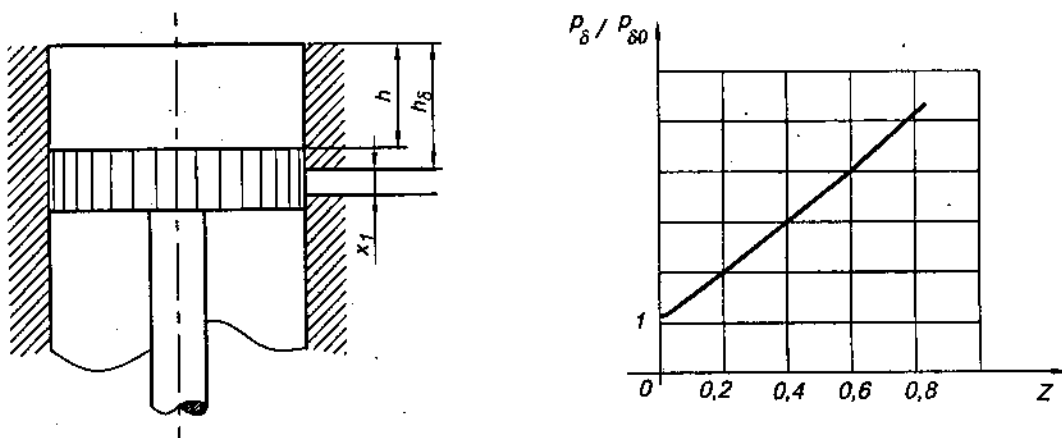
trong đó: h - chiều cao của buồng đệm tại điểm đang xét;

h_8 - chiều cao toàn phần của buồng đệm.

Nếu gọi X_1 là chiều sâu sử dụng pittông trong buồng đệm và $Z = \frac{X_1}{h_d}$ - chiều cao tương đối sử dụng pittông trong buồng đệm thì từ (2.9) ta có:

$$p_{\delta} = p_{\delta 0} \left(\frac{h_{\delta}}{h} \right)^n = p_{\delta 0} \left(\frac{h_{\delta}}{h_{\delta} - X_1} \right)^n = p_{\delta 0} \left(\frac{1}{1 - Z} \right)^n$$

Nếu vẽ đồ thị $\frac{p_{\delta}}{p_{\delta 0}}$ theo biến số z ta sẽ có đồ thị như hình 2.4.



Hình 2.4

Để đơn giản cho tính toán, ta chia đường cong ra một số phần và thay thế từng phần bằng các đoạn thẳng nối điểm đầu và điểm cuối của đoạn cong. Các đoạn thẳng có phương trình tổng quát:

$$\frac{p_{\delta}}{p_{\delta 0}} = \gamma_n + k'_n (Z - Z_n) = \gamma_n + k'_n \left(\frac{X - H_{\delta}}{h_{\delta}} - \frac{X_n}{h_{\delta}} \right)$$

trong đó: γ_n - tung độ điểm đầu của đoạn thẳng;

k'_n - hệ số góc của đoạn thẳng;

Z, Z_n - hoành độ điểm đầu và cuối của đoạn thẳng;

X - hành trình của máy búa lúc cuối (lúc đang xét);

X_n - tổng chiều sâu ban đầu sử dụng pittông trong buồng đệm;

Đối với đoạn thẳng thứ 1: $X_n = 0$

Đối với đoạn thẳng thứ 2: $X_n = X_1$

Đối với đoạn thẳng thứ 3: $X_n = X_1 + X_2$

Đối với đoạn thẳng thứ 4: $X_n = X_1 + X_2 + X_3$

Phương trình chuyển động của đầu búa ở đoạn 3:

$$f_1 \cdot p_1 - f_2 p_{\delta} + p_0 (f_2 - f_1) - \varphi_{1,2} \cdot G = M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.10)$$

$$\varphi_1 = 1,1; \quad \varphi_2 = 0,9$$

Chia hai vế cho f_1 và thay p_8 từ (2.10) ta có :

$$p_1 - \frac{f_2}{f_1} p_{80} [\gamma_n + k'_n(z - z_n)] + \frac{p_0}{f_1} (f_2 - f_1) - \varphi_{1,2} \frac{G}{f_1} = \frac{M}{f_1} \frac{d^2 x}{dt^2}$$

Đặt $C = \frac{f_2}{f_1}$; $q = \frac{G}{f_1}$; $m = \frac{M}{f_1}$ và sau khi giải phương trình vi phân ta được:

$$\begin{aligned} X = & a_3 [1 - \cos q_3 (\alpha - \alpha_3)] + X_2 \cos q_3 (\alpha - \alpha_3) + \\ & + \frac{v_2}{\omega q_3} \sin q_3 (\alpha - \alpha_3) + \frac{b_3 (A_3 \sin q_3 \alpha + B_3 \cos q_3 \alpha + q_3 \cos \alpha)}{q_3 \omega^2 (q_3^2 - 1)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

trong đó :

$$a_3 = \frac{b_3 (1 + \frac{k}{4}) - \frac{f_2 p_{80} \cdot g}{G} \left[\gamma_n - \frac{k'_n (H_\delta + X_n)}{h_\delta} - \frac{p_0}{p_{80}} \right] - \varphi_{1,2} \cdot g}{\lambda_3^2}$$

$$b_3 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g \cdot R \cdot f_1 \cdot f_3}{G \cdot V_{01}}$$

$$\lambda_3^2 = \frac{p_0 g}{G} \left(\frac{n \cdot f_1^2}{V_{01}} + f_2 \cdot \frac{p_{80}}{p_0} \cdot \frac{k'_n}{h_\delta} \right)$$

$$q_3 = \frac{l_3}{\omega}$$

$$A_3 = q_3 \cdot \cos \alpha_3 \sin q_3 \alpha_3 - \sin \alpha_3 \cos q_3 \alpha_3$$

$$B_3 = q_3 \cdot \cos \alpha_3 \cos q_3 \alpha_3 - \sin \alpha_3 \cos q_3 \alpha_3$$

Tốc độ đầu búa :

$$v = (a_3 - x_2) \omega q_3 \sin q_3 (\alpha - \alpha_3) + v_2 \cos q_3 (\alpha - \alpha_3) + \frac{b_3 (A_3 \cos q_3 \alpha - B_3 \sin q_3 \alpha + \sin \alpha)}{\omega (q_3^2 - 1)}$$

Gia tốc của đầu búa :

$$\begin{aligned} J = & (a_3 - X_2) \cdot \omega^2 q_3^2 \cos q_3 (\alpha - \alpha_3) - v_2 \omega q_2 \sin (\alpha - \alpha_3) + \\ & \frac{b_3 q_3}{q_3^2 - 1} (-A_3 \sin q_3 \alpha - B_3 \cos q_3 \alpha + \frac{1}{q_3} \cos \alpha) \end{aligned}$$

Áp suất không khí trong buồng trên của xilanh nén :

$$p_{2k} = p_{80} \left[\frac{V_{02} - f_2 H_\delta + f_4 S_\delta - f_2 h_\delta}{V_{02} - f_2 H_\delta + f_4 S - f_2 h_\delta} \right]^n = p_{80} \left(\frac{V_{02} - f_2 H_m + f_4 S_\delta}{V_{02} - f_2 H_m + f_4 S} \right)^n$$

Trong đó S_δ là đường đi của pittông nén tại thời điểm đóng rãnh thông giữa các buồng trên của hai xilanh.

Áp suất các buồng dưới hai xilanh vẫn tính theo công thức :

$$p_1 = p_0 \frac{V_{01}^n}{(V_{01} + X f_1 - S f_3)^n}$$

2.3.5. Hành trình đoạn 4 của đầu búa $\alpha_4 \leq \alpha \leq \alpha_5$

- Phương trình chuyển động của đầu búa trên đoạn 4 tương tự phương trình của đoạn 2 :

$$p_1 f_1 + p_0(f_2 - f_1) - p_2 f_2 - \varphi_2 G = M \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.12)$$

Thay:

$$p_1 = p_0 \frac{V_{02}^n}{(V_{01} + Xf_1 - Sf_3)^n}$$

$$p_2 = p_{2k} = p_0 \left[\frac{V_{02}^n}{(V_{02} - f_2 X - f_4 S)^n} + R^* \right]$$

Giải phương trình vi phân ta được :

$$X = a_4 [1 - \cos q_4(\alpha - \alpha_4)] + X_3 \cos q_4(\alpha - \alpha_4) +$$

$$+ \frac{v_3}{\omega q_4} \sin q_4(\alpha - \alpha_4) + \frac{b_4(A_4 \sin q_4 \alpha + B_4 \cos q_4 - q_4 \cos \alpha)}{q_4 \omega^2 (q_4^2 - 1)} \quad (2.13)$$

$$a_4 = \frac{b_4 \left(1 + \frac{k}{4}\right) - \varphi_2 g \cdot \frac{f_2 p_0 R^* \cdot g}{G}}{\lambda_4^2}$$

$$b_4 = \frac{n \cdot p_0 \cdot R \cdot g}{G} \left(\frac{f_3 f_1}{V_{01}} + \frac{f_2 f_4}{V_{02}} \right)$$

$$\lambda_4^2 = \frac{p_0 \cdot n \cdot g}{G} \left(\frac{f_1^2}{V_{01}} + \frac{f_2^2}{V_{02}} \right)$$

$$q_4 = \frac{\lambda_4}{\omega}$$

trong đó :

$$A_4 = q_4 \cos \alpha_4 \sin q_4 \alpha_4 - \sin \alpha_4 \cos q_4 \alpha_4$$

$$B_4 = q_4 \cos \alpha_4 \cos q_4 \alpha_4 \pm \sin \alpha_4 \sin q_4 \alpha_4$$

$$X_3 = X_{\alpha_3}; \quad v_3 = v_{\alpha_3}$$

Vận tốc đầu búa:

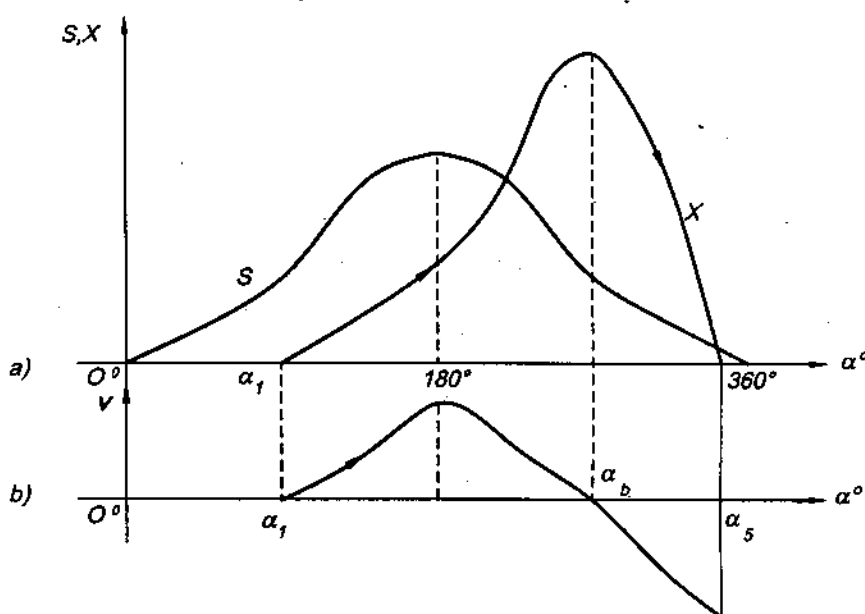
$$v = (a_4 - X_3) \cdot \omega q_4 \sin q_4(\alpha - \alpha_4) + v_3 \cos q_4(\alpha - \alpha_4) + \frac{b_4(A_4 \cos q_4 - B_4 \sin q_4 \alpha + \sin \alpha)}{\omega (q_4^2 - 1)}$$

Khi thiết kế phải tính sao cho $q > 0,9$. Vì bài toán phức tạp nên chỉ ra hướng thay đổi các thông số :

$$J = (a_4 - X_3) \cdot q_4^2 \cdot \omega^2 \cos q_4(\alpha - \alpha_4) - v_3 \omega q_4 \sin(\alpha - \alpha_4) +$$

$$+ \frac{b_4 q_4}{q_4^2 - 1} \left[-A_4 \sin q_4 \alpha - B_4 \cos q_4 \alpha + \frac{1}{q_4} \cos \alpha \right]$$

Nếu vẽ đồ thị biểu diễn hành trình của pittông nén và pittông công tác theo góc quay của trục tay quay ta được đồ thị có dạng như hình 2.5a còn vận tốc của đầu búa cũng theo góc quay α có dạng như hình 2.5b.



Hình 2.5

Chú ý :

Khi $\lambda_1 = \omega$ tức là $q_1 = 1$ thì có cộng hưởng. Lúc đó các thành phần cuối cùng của x, y, j có dạng $\frac{0}{0}$. Vì vậy phải dùng quy tắc lopitan để tìm x, v, j (các công thức mới). Tuy vậy, khi làm việc chiều cao vật rèn và góc α_1 tăng lên. Vì vậy $\lambda_1 = \omega$ chỉ phát sinh trong một thời điểm nào đó. Còn tại các thời điểm còn lại $\lambda_1 \neq \omega$ nên không có cộng hưởng mà nếu có cộng hưởng thì do có buồng đệm và vật rèn nên máy vẫn làm việc được bình thường ($p_8 = 7 \text{ at}$). Khi tính toán ta phân tích điều kiện cộng hưởng để có thể nhận được biên độ dao động lớn nhất tức là có tốc độ va đập lớn nhất. Tuy nhiên hiện tượng cộng hưởng chỉ có khi h bằng chiều cao vật chọn để tính toán, ta có:

$$V_{01} = [4af_1 + f_3 (2r + b_M)].1.09 + f_1.h$$

$$V_{02} = [f_2.H + b_b.f_H] 1.04 - f_2.h$$

$$a = 25 \text{ mm} ; b = b_H = 5 \text{ mm}$$

trong đó:

a- khoảng cách từ mép dưới pittông công tác đến nắp dưới xilanh;

H - hành trình lắp ráp;

h - chiều cao vật;

y_a - chiều cao khoảng trống có hại dưới xilanh công tác;

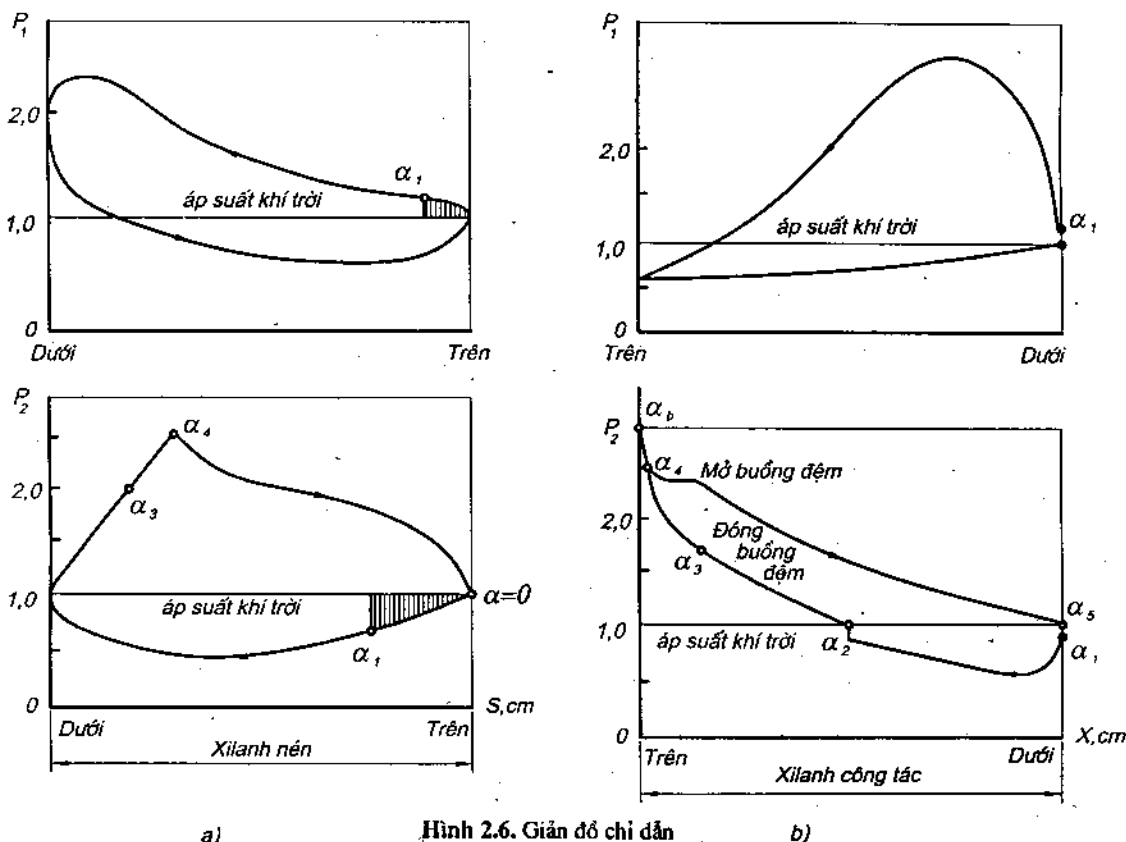
b_b, b_H - chiều cao khoảng trống có hại trên và dưới xilanh nén.

Trong các công thức xác định vận tốc đầu búa ta thấy có các hệ số q, b, λ, a . Các hệ số này phụ thuộc vào chiều cao thông số của máy búa $R, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$ chiều cao của vật rèn h (đã đưa vào để tính V_{01}, V_{02}). Khi va đập h thay đổi, vì vậy còn chọn các thông số sao cho tốc độ va đập lớn nhất.

2.4. GIẢN ĐỒ CHỈ DẪN, CÔNG VÀ HIỆU SUẤT CỦA MÁY BÚA

2.4.1. Giản đồ chỉ dẫn

Biểu diễn sự thay đổi áp suất của các buồng trên và dưới theo hành trình của pittông nén và hành trình của đầu búa (hình 2.6), ta vẽ được các đường cong áp suất phụ thuộc vào các trị số góc quay α của trục tay quay căn cứ vào các công thức tính áp suất p_1, p_2 ở mục 2 - 3.



Hình 2.6. Giản đồ chỉ dẫn

Áp suất không khí p_1 ở các buồng dưới của hai xilanh tương ứng bằng nhau nếu bỏ qua sự rò và tiết lưu không khí trong rãnh nối.

Áp suất của không khí p_2 như nhau đối với cả hai xilanh trước khi đóng buồng đệm. Sau khi đóng buồng đệm, áp suất của không khí trong buồng trên của xilanh nén khi góc quay $\alpha = \alpha_3 + \alpha_4$ thay đổi theo biểu thức:

$$p_{2k} = p_{80} \left(\frac{V_{02} - f_2 H_m + f_4 S_8}{V_{02} - f_2 H_m + f_4 S} \right)^n \quad (2.14)$$

trong đó: S_8 - hành trình của pittông nén tại lúc đóng buồng đệm;

S - giá trị tức thời của hành trình pittông nén sau khi đóng buồng đệm.

Giản đồ chỉ dẫn đặc trưng cho công của không khí trong các xilanh máy búa. Trị số công chỉ dẫn của không khí trên và dưới được xác định theo giản đồ này.

2.4.2. Công và hiệu suất của máy búa

Năng lượng điện cung cấp của động cơ điện được biến đổi liên tục thành cơ năng của động cơ; thành công chỉ dẫn của không khí trong xilanh công tác và trong xilanh nén, thành công cơ học nâng bộ phận rơi và năng lượng đập có ích L_E .

Sau một hành trình kép, không khí trong xilanh công tác thực hiện một công chỉ dẫn A_{ip} . Công do được xác định theo công thức:

$$A_{ip} = A_{ipH} + A_{ipb} \quad (2.15)$$

trong đó : A_{ipH} , A_{ipb} là công chỉ dẫn của không khí dưới và trên trong xilanh công tác xác định theo giản đồ chỉ dẫn.

Công chỉ dẫn của không khí A_{ip} tiêu tốn để tạo ra năng lượng (động năng) có ích và thắng ma sát:

$$A_{ip} = L_E + 2\varphi G.H$$

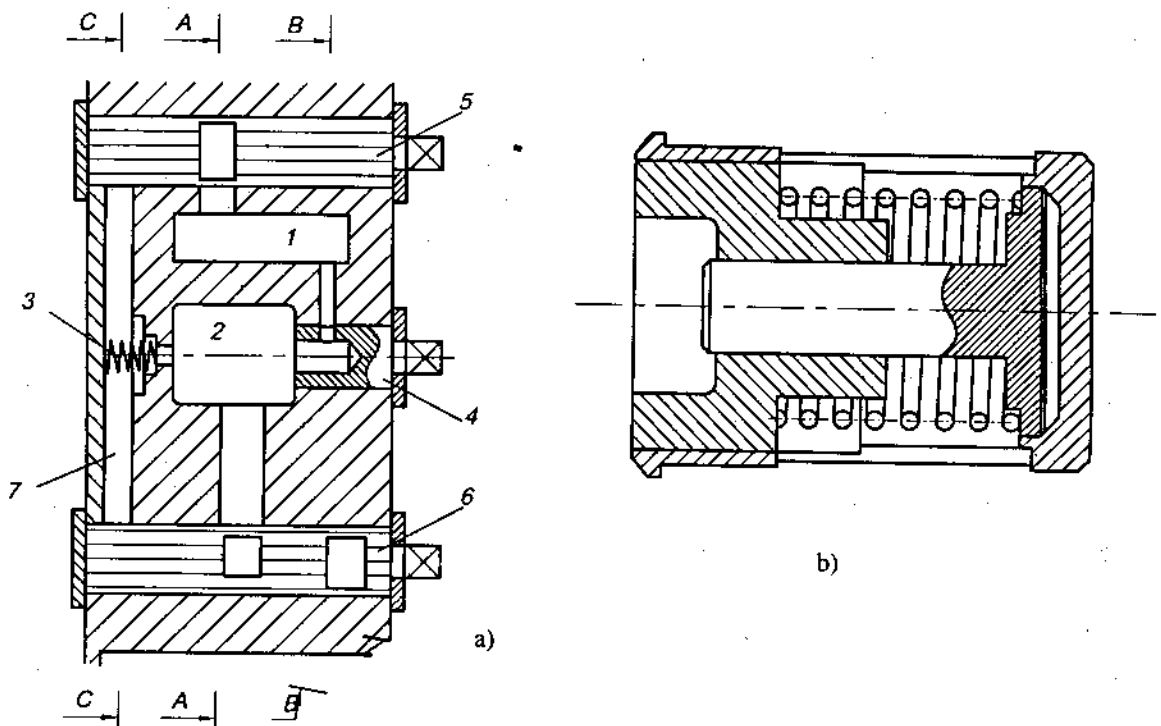
trong đó: φ - hệ số mất mát do ma sát; G : trọng lượng rơi; H - hành trình búa

$$\eta_M = \frac{L_E}{A_n} = \eta_{MP} \cdot \eta_{MK} \eta_{oi} \approx 0,55 \div 0,65.$$

Nếu như tính toán đến tất cả các năng lượng mất mát trong động cơ điện, hộp giảm tốc, mạng điện máy phát và hiệu suất va đập ta sẽ có hiệu suất kinh tế của thiết bị máy búa. Hiệu suất này phụ thuộc vào điều kiện chế tạo và trạng thái làm việc và bằng $0,03 \div 0,06$.

2.5. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÔNG KHÍ

Máy búa không khí nén có thể thực hiện các chế độ làm việc sau:



Hình 2.7

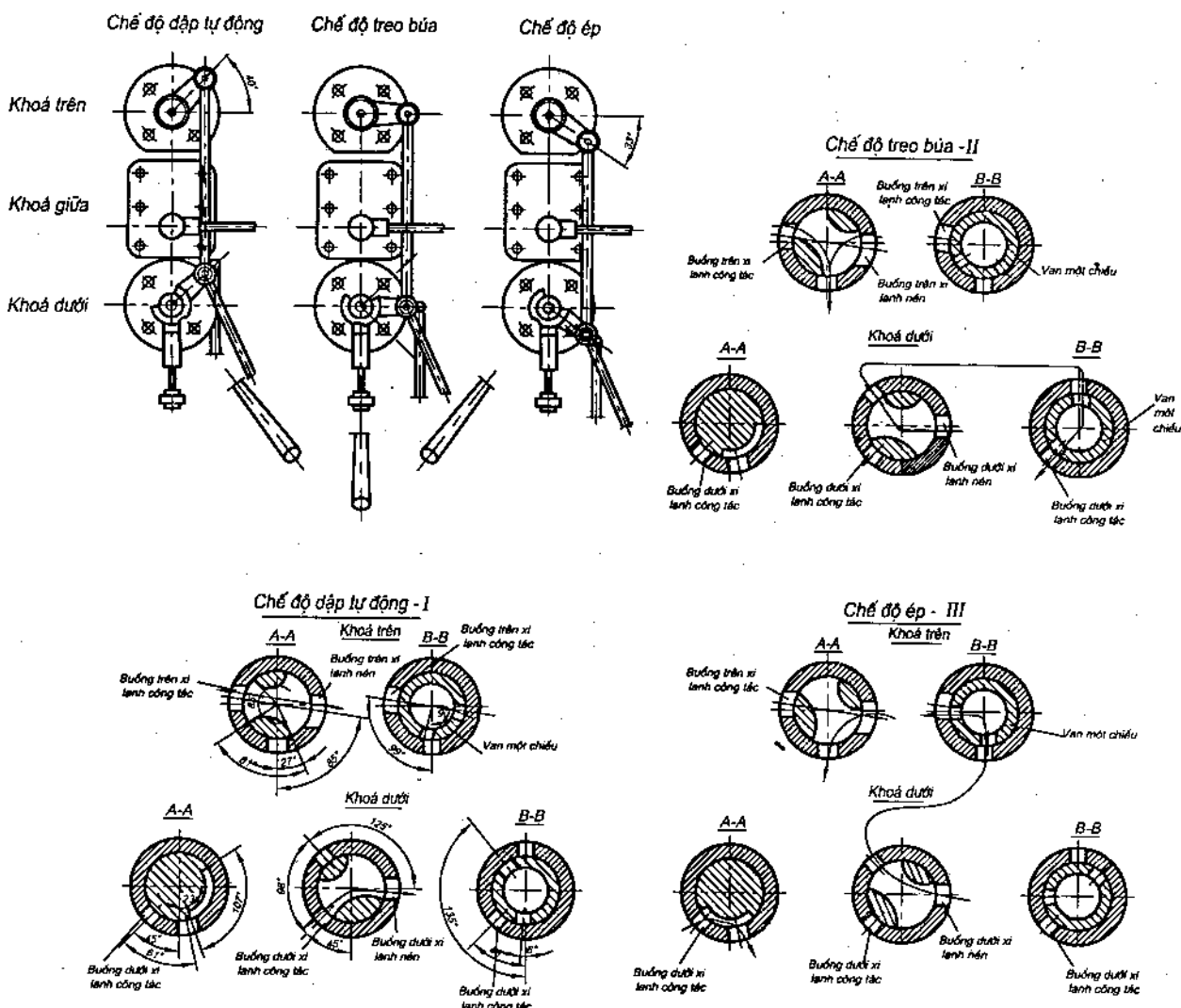
a - mặt cắt dọc các khóa; b - van ngược của máy búa không khí nén; 1. buồng thông với ngoài trời; 2 - khoảng trống; 3 - van một chiều; 4 - khoảng giữa; 5 - khóa trên; 6 - khóa dưới; 7 - rãnh thẳng đứng.

- Dập tự động liên tục có điều chỉnh năng lượng.
- Treo búa.
- Nén ép vật rèn, và đập đơn nhất.
- Không tải.

Để thực hiện các chế độ làm việc đó cần có cơ cấu phân phối không khí. Cơ cấu phân phối được đặt ở phần chuyển tiếp giữa xilanh công tác và xilanh nén.

Trong máy búa không khí nén, cơ cấu phân phối không khí có nhiều loại: loại 1 khóa ngang, loại 2 khóa ngang, loại 3 khóa ngang ... Thường dùng nhất là loại 2, 3 khóa ngang. Sau đây ta nghiên cứu loại 3 khóa ngang của búa tác động kép.

Loại 3 khóa ngang gồm: khóa trên, khóa giữa, khóa dưới được giữ trong hộp khóa bởi những vòng đệm và bulông. Trong 3 khóa ngang không có các van phụ. Khi thực hiện công việc rèn, công nhân chỉ điều khiển khóa trên và khóa dưới qua hệ thống điều khiển bằng chân hoặc bằng tay gạt,



Hình 2.8. Vị trí tay điều khiển van của máy búa không khí nén.

còn khóa giữa được điều khiển bằng tay gạt riêng và chỉ dùng khí máy chạy không tải (hình 2.7). Khóa trên và dưới được đặt trong các bạc lót. Giữa khóa trên và dưới có một buồng ngang trong đó đặt van một chiều 3.

Tùy theo góc quay của các khóa mà ta có các chế độ làm việc khác nhau (hình 2.8), vị trí tay gạt (xem hình 2.1):

+ *Đạp tự động liên tục có điều chỉnh năng lượng*

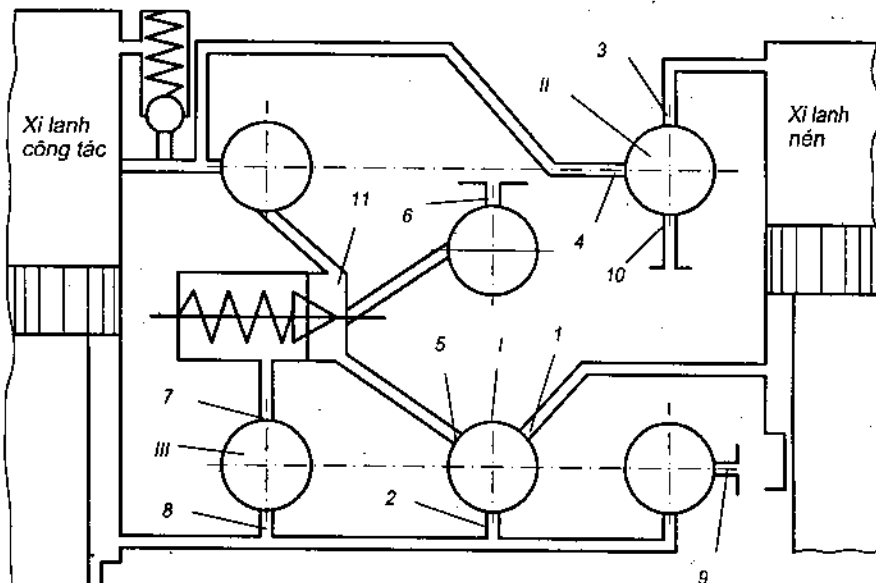
Van 1 tại phần chuyển tiếp về phía xilanh rên có hai rãnh suốt thẳng đứng, một rãnh không thông với khóa nào, một rãnh thông với buồng thông với ngoài trời 1. Các khóa phải ở vị trí sao cho các buồng trên của xilanh nén và xilanh công tác thông với nhau; các buồng dưới của hai xilanh cũng vậy. Muốn thế trong tiết diện I của khóa dưới và tiết diện II của khóa trên các rãnh tương ứng 1 và 2; 3 và 4 cần phải mở, các rãnh còn lại đóng.

Khi pittông của xilanh nén đi lên, không khí từ buồng trên của xilanh nén sẽ qua rãnh 3 và 4 vào buồng trên của xilanh công tác, không khí từ buồng dưới xilanh công tác qua rãnh 2 và 1 về buồng dưới của xilanh nén.

Khi pittông nén đi xuống sẽ xảy ra hiện tượng ngược lại. Số nhát đạp của máy bằng số hành trình kép của pittông nén. Năng lượng va đập có thể điều chỉnh từ trị số lớn nhất đến trị số 0 bằng cách quay khóa trên và khóa dưới để điều chỉnh lượng khí qua rãnh 1, 2, 3 và 4.

+ *Treo búa*

Các khóa phải quay đi một góc 40° theo chiều kim đồng hồ (hình 2.9). Buồng trên của xilanh công tác cần có áp suất ngoài trời còn buồng dưới của nó áp suất cần đủ lớn để giữ được trọng lượng phần rơi. Muốn thế các rãnh 3, 4, 10, 1, 5, 7, 8 mở; các rãnh còn lại đóng. Không khí được dẫn từ buồng dưới của xilanh nén qua rãnh 1 và 5 (tiết diện I) đến buồng van một chiều và theo rãnh 7 và 8 (tiết diện III) vào buồng dưới của xilanh công tác. Khi pittông nén chuyển động lên trên, van một chiều được đóng kín. Các buồng phía trên của xilanh luôn luôn thông với ngoài trời qua rãnh 3 và 10 hoặc 4 và 10.



Hình 2.9. Sơ đồ phân khối không khí của máy búa (lược đồ hóa van phân phối)

+ **Nén ép vật rên** : Được thực hiện do áp suất (lực) của không khí đưa từ buồng dưới của xilanh nén của rãnh 1, 5 và 11 vào buồng trên của xilanh nén của rãnh từ buồng dưới xilanh công tác qua rãnh 9, thoát ra ngoài. Rãnh 4, 7 và 2 đóng kín, còn rãnh 3 và 4 mở để buồng trên của xilanh nén luôn luôn thông với ngoài trời và buồng dưới của xilanh công tác (cả 2 buồng) không thông với xilanh công tác.

+ **Hành trình không tải của pittông nén** : Để tránh làm quá nóng xilanh nén khi đợi nung phôi rên, pittông nén được chạy không tải do ta quay khóa giữa sao cho cả hai buồng xilanh nén thông với ngoài trời qua rãnh mở 10 và 6 (tức là không khí buồng trên qua rãnh mở 3, 10 khi ta chưa quay khóa giữa, rồi thông với ngoài trời; không khí buồng dưới qua rãnh mở 1, 5 và 6 cũng thông ra ngoài).

Bảng dưới đây cho ta biết sự đóng mở các rãnh ở cơ cấu phân phối hơi loại 3 khóa ngang (hình 2.9) tương ứng với các chế độ làm việc của máy.

Chế độ làm việc	Rãnh mở	Rãnh đóng
Dập tự động liên tục	1, 2, 3, 4	còn lại
Treo búa	3, 4, 10, 1, 5, 7, 8	-
Nén ép vật rên	3, 10, 1, 5, 11, 9	-
Hành trình không tải	(4) 3, 10, 6, 1, 5, () có thể đóng	-

Trọng lượng vài loại máy búa khác, cơ cấu phân phối hơi là các van trước (van trụ) tương tự như trong nạp búa hơi nước - không khí. Ở loại máy này có chế độ làm việc đơn nhất riêng biệt, chứ không cần phải lợi dụng chế độ nén ép vật rên để có được va đập đơn nhất như đã nói ở mục 2-3.

2.6. CẤU TẠO CÁC CHI TIẾT CƠ BẢN

2.6.1. Thân máy (hình 2.10)

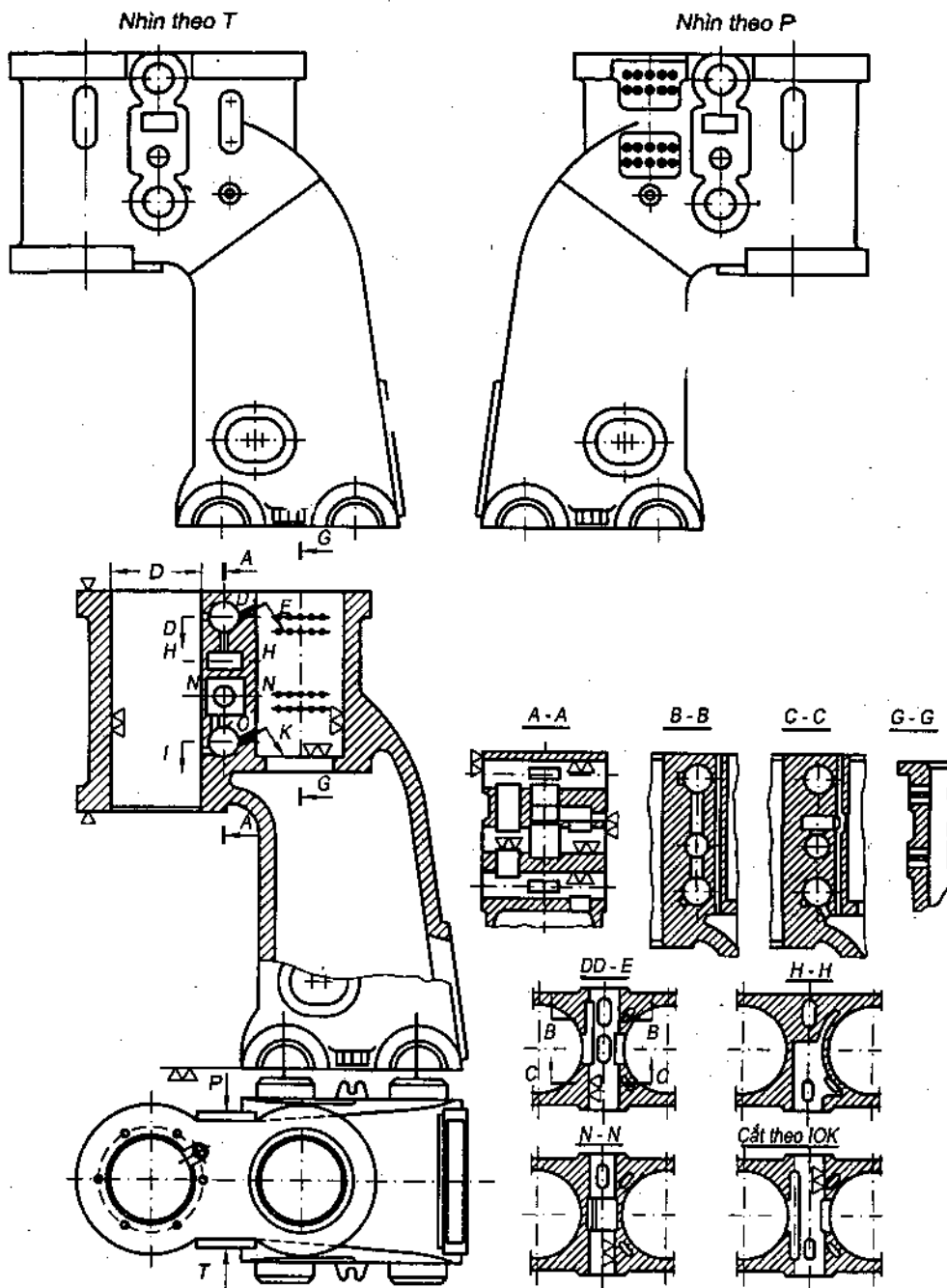
Thân máy búa không khí nén bao gồm hai phần chính: bloc xilanh và trụ máy hay bệ máy. Theo kết cấu thân máy chia làm thân máy nguyên và thân máy ghép. Ở thân máy ghép, bloc xilanh và trụ máy được đúc riêng biệt và sau khi gia công được lắp ghép bằng cách lắp cứng bằng vòng gang ở trạng thái nóng vào các vấu lồi ở bloc xilanh và trụ máy và tháo được bằng bulông kéo và chốt định vị.

Trụ máy và bloc xilanh đúc gang xám (18-36 hay GX 21-40). Bloc của xilanh đúc liền với hộp cơ cấu phân phối hơi. Mối ghép của thân máy thường phân bố theo mặt đầu dưới của xilanh công tác, còn ở một vài máy phân bố theo trục của trục tay quay.

Máy búa hiện đại có khối lượng bằng 400 ÷ 500 kg thường chế tạo thân máy nguyên. Thân máy búa khi làm việc chịu uốn, nén và kéo phụ thuộc vào hướng chuyển động của pittông công tác và pittông nén (hình 2.11). Trong đầu mút của cán búa có rãnh dạng đuôi nén để kẹt chặt đầu búa trên. Pittông cán búa và đầu búa trên tạo thành bộ phận rơi của máy búa.

2.6.2. Cán búa và pittông

Cán búa cùng với pittông thường được rèn từ thép 45 và nhiệt luyện thường hóa hoặc hóa tốt. Đôi khi chúng được chế tạo bằng phương pháp đúc từ thép. Để đảm bảo khối lượng phần rơi và kích thước bao ngoài và cũng để đơn giản hoá, cán búa được tiện rộng khoảng trống trong cán búa và dùng nắp bịt kín mặt trên của pittông. Dọc theo cán búa có phay vát để chống xoay.



Hình 2.10. Thân máy búa không khí nén

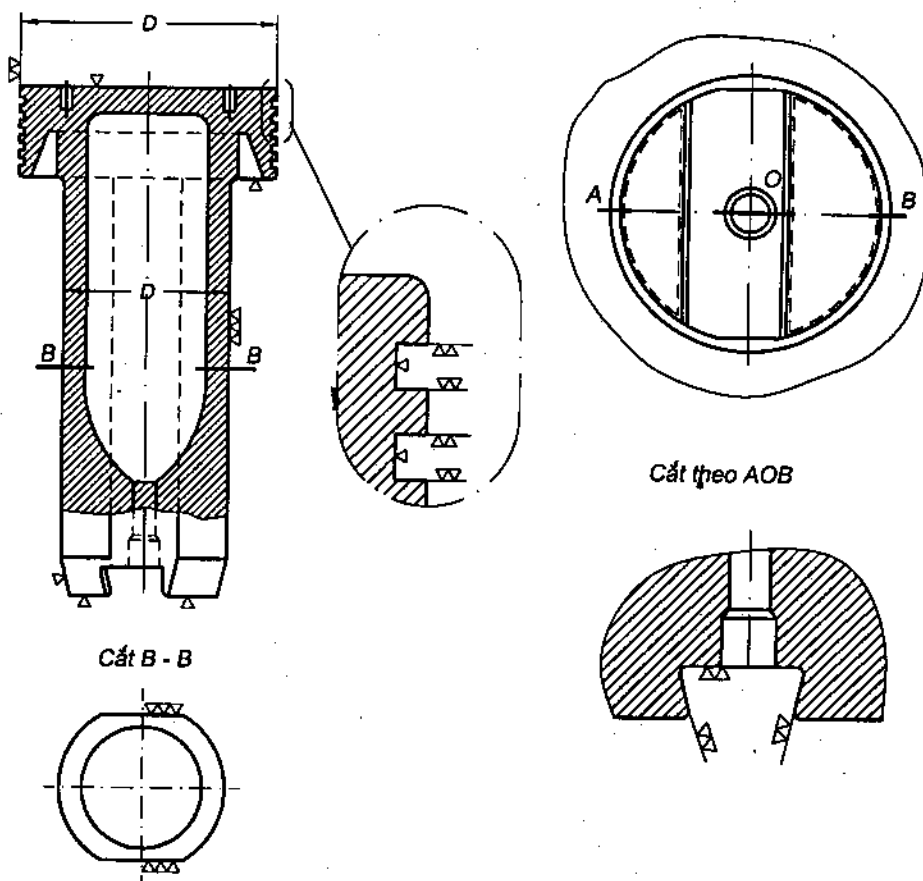
Ứng suất trong cán búa có thể xác định theo công thức tính toán cán búa của máy búa hơi nước - không khí nén.

2.6.3. Biên

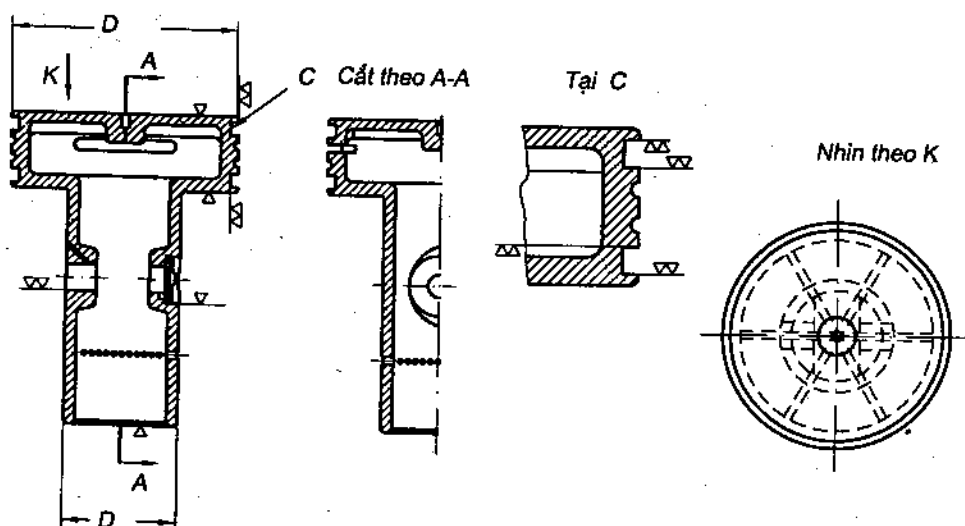
Được rèn từ thép 35 - CT5. Trong phần trên của biên có lắp ép bạc đồng. Đầu dưới của biên thường ghép và lắp ổ bi cầu. Trong ổ bi lắp trục của trục tay quay (hình 2.12)

2.6.4. Trục tay quay

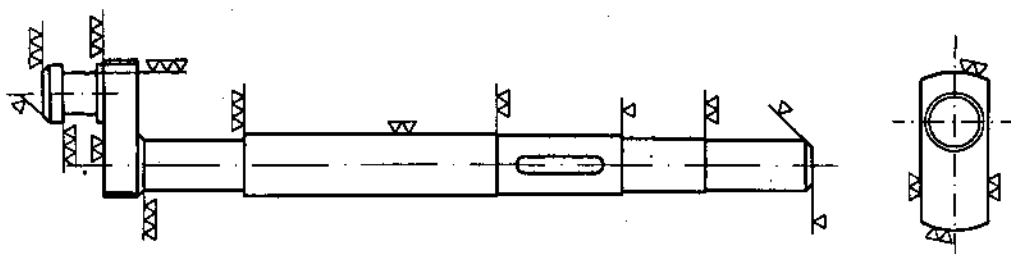
Chế tạo từ thép 45 bằng phương pháp rèn. Nhiệt luyện đạt độ cứng $230 + 250$ HB, trục có thể nguyên hoặc ghép. Tính toán độ bền trục giống như tính toán trục tay quay của máy ép trục khuỷu (hình 2.13).



Hình 2.11. Cán búa của máy búa không khí nén.



Hình 2.12. Pistông xilanh nén máy búa không khí nén

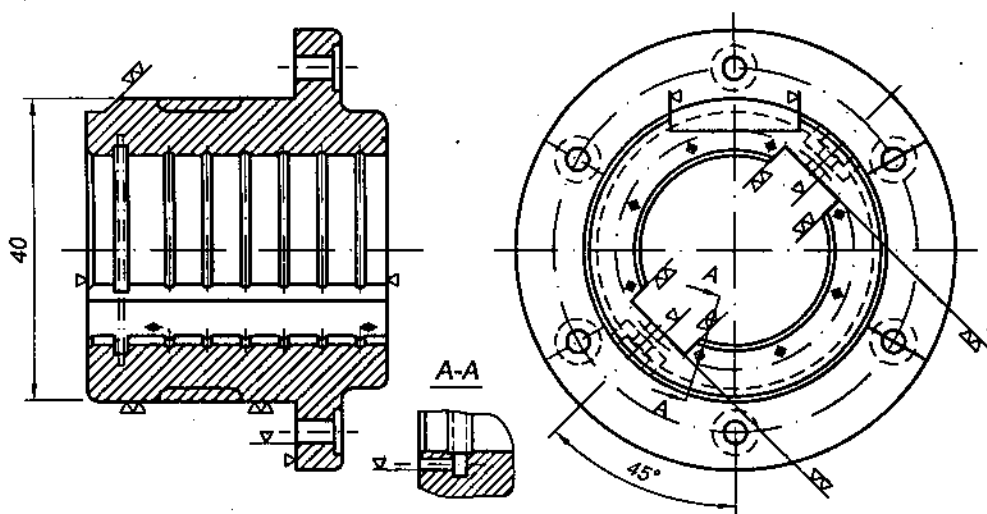


Hình 2.13. Trục tay quay (trục khuỷu) của các máy búa không khí nén.

2.6.5. Ống lót dưới xilanh công tác

Ống lót dưới xilanh công tác đúc từ gang GX-18 -36 để lắp thanh dẫn hướng. Trong ống lót phay hai rãnh dọc theo trục ống lót. Thanh dẫn hướng được kẹp chặt vào hai rãnh đó và điều chỉnh được cũng nhờ bulông. Khi gia công ống lót cần bảo đảm độ đồng trục của xilanh công tác và ống lót nếu không cân pittông sẽ bị nghiêng làm mòn xilanh và tăng ma sát.

Để tránh rò không khí, trong ống lót có rãnh xéc măng để lắp xéc măng (hình 2.14).



Hình 2.14 Bạc lót máy búa không khí nén.

2.7. CƠ CẤU PHÂN PHỐI CỦA MÁY BÚA KHÔNG KHÍ NÉN TÁC DỤNG ĐƠN

Các máy búa cỡ nhỏ (loại $G_H = 50$ kg) thường gặp cơ cấu phân phối hơi loại 1 khóa ngang. Ở máy búa tác dụng đơn, không khí chỉ làm việc trong khoảng không phía trên của xilanh còn phía dưới thông với ngoài trời. Khoảng không phía trên của xilanh nén chỉ thông với ngoài trời nhờ một lỗ nhỏ ở thành bên của xilanh nén khi pittông nén chuyển động xuống gần dưới cùng. Để điều

chỉnh trị số giới hạn trên của áp suất không khí thì ở nắp xilanh nén có đặt van ngược (còn gọi là van bảo hiểm). Trong khóa ngang có đặt 2 van da :

- Một dọc theo khóa : van này chỉ mở về phía xilanh nén.
- Một ở mặt đầu của khóa : van này chỉ mở được về phía xilanh công tác.

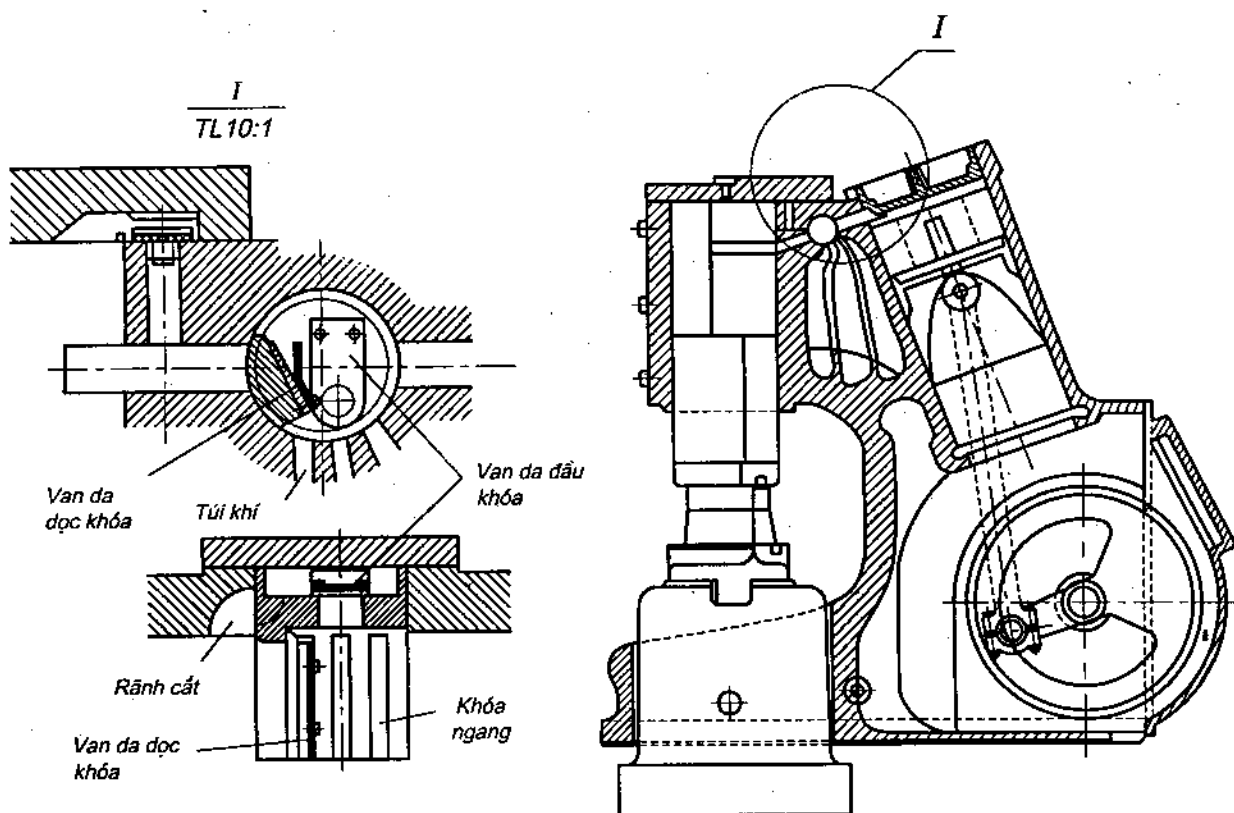
Tùy theo độ ấn bàn đạp, khóa ngang sẽ quay đi các góc độ khác nhau và tương ứng với các chế độ công tác :

a - Nén ép vật rên $\alpha = 0^\circ$: Không khí chỉ đi từ xilanh nén qua van da ở đầu mút và qua rãnh cắt ở bên cạnh đầu mút vào xilanh công tác mà không đi theo chiều ngược lại được. Đầu búa trên luôn ép vào vật rên với áp lực nhất định khi pittông nén đi lên.

b - Treo búa $\alpha = 30^\circ$: Pittông nén chuyển động xuống dưới, không khí từ xilanh công tác sẽ sang xilanh nén. Pittông nén chuyển động lên trên, không khí từ xilanh nén vào buồng chứa không khí. Do vậy pittông công tác được giữ lại ở vị trí trên.

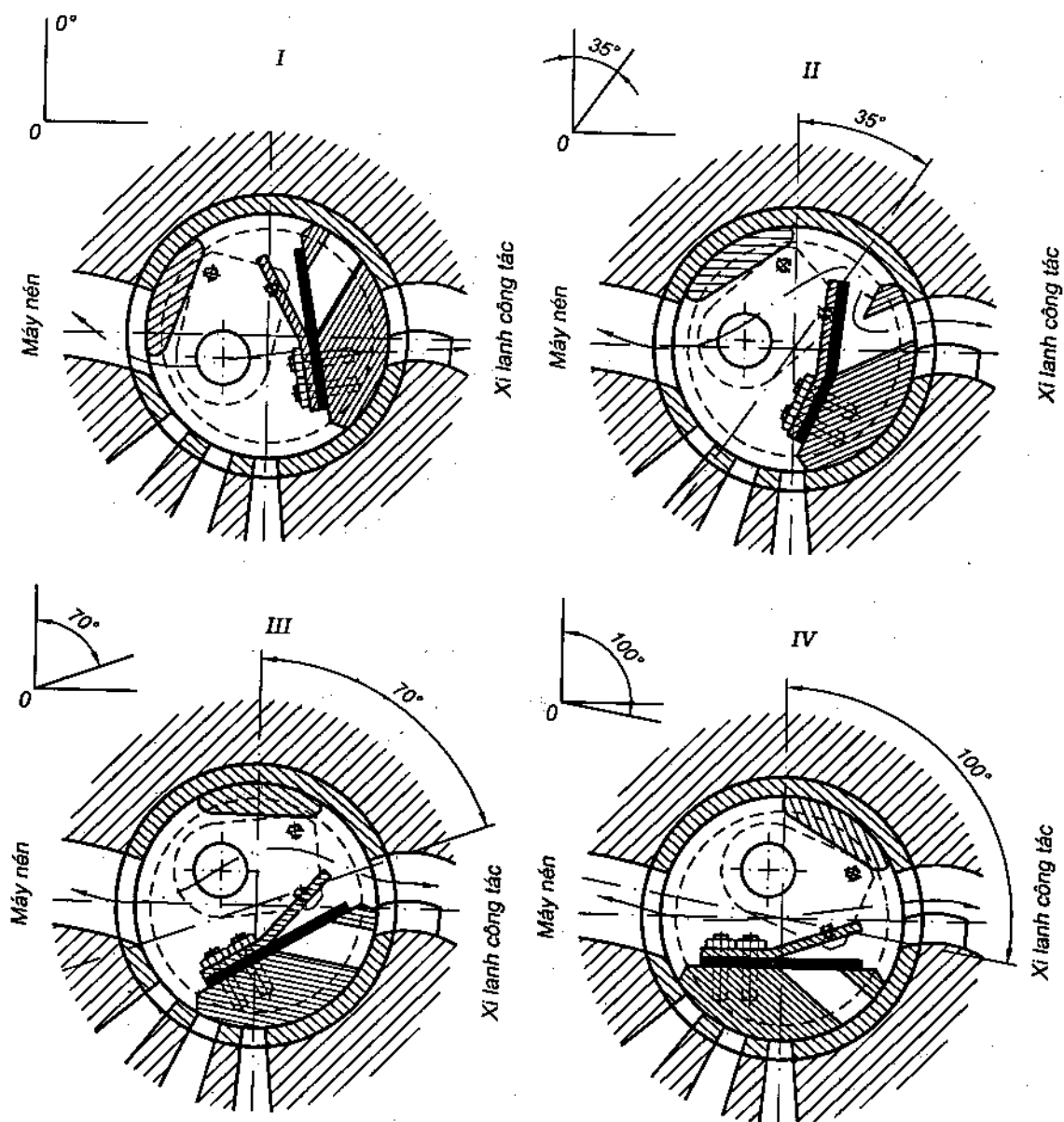
c - Dập tự động không hoàn toàn : $\alpha = 70^\circ$

d - Dập tự động hoàn toàn : $\alpha = 110^\circ$



Hình 2.15. Cơ cấu phân phối hơi của máy búa không khí nén tác dụng đơn.

Ở các góc quay này của khoá, các phấp trên của hai xilanh thông với nhau. Năng lượng được điều chỉnh phụ thuộc vào việc đóng phần buồng chứa khí đóng kín tất cả không khí từ xilanh nén đều dồn sang xilanh công tác trong hành trình đi lên của pittông nén. Do đó ta có nhát đập mạnh nhất.



Hình 2.16. Vị trí của van khí làm việc.

CHƯƠNG 3

MÁY BÚA CƠ KHÍ

Máy búa cơ khí bao gồm những máy mà năng lượng của động cơ truyền cho phần rơi (phần động) nhờ các loại mối liên kết cơ khí (ma sát, mềm và đàn hồi).

Theo loại liên kết, máy búa cơ khí chia làm 3 nhóm :

- Máy búa ván (liên kết ma sát)
- Máy búa dây cáp, dây đai, xích (liên kết mềm)
- Máy búa đòn, lò xo, nhíp (liên kết đàn hồi).

3.1. MÁY BÚA VÁN

Máy búa ván được chế tạo có khối lượng phần rơi $G = 500 + 2500$ kg dùng để đập thể tích những chi tiết đơn giản (cần một lòng khuôn) và nắn sau khi nhiệt luyện. Máy búa ván có thể thay thế một phần cho máy búa đập hơi nước - không khí nén (có $G = 750 + 1000$ kg) và so với máy búa này, máy búa ván đơn giản hơn, không cần hệ thống ống dẫn và rẻ tiền.

Phần rơi của máy búa ván gồm đầu trượt và ván. Ván được kẹp chặt với đầu trượt. Đầu trượt bằng thép phẳng và được đặt thẳng đứng giữa hai hoặc bốn con lăn và hai má phanh (guốc hãm). Thông thường má phanh đặt dưới con lăn (hình 3.1).

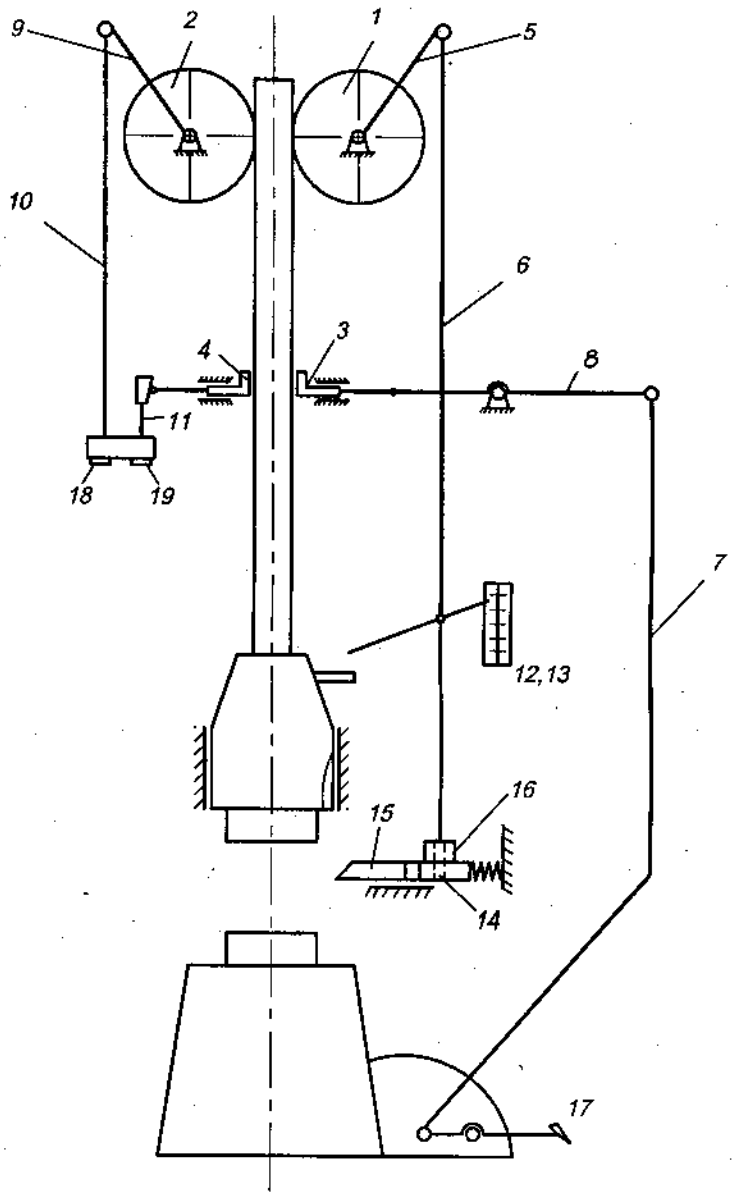
Khi búa làm việc, con lăn quay theo hai phía khác nhau và dùng để nâng đầu trượt. Đầu trượt được nâng nhờ lực ma sát sinh ra giữa ván và con lăn khi ép con lăn vào ván. Việc ép con lăn hoặc má phanh vào ván được thực hiện trong các thời kỳ chuyển động khác nhau của đầu trượt phụ thuộc vào đặc tính làm việc của máy.

Khi va đập liên tục không có thời gian dừng đầu trượt ở vị trí trên và dưới : đầu trượt được nâng lên nhờ ép con lăn vào ván khi đầu trượt có tốc độ bật lại sau mỗi nhất đập. Lúc nâng búa để tránh đầu trượt đập vào tấm lót phía trên, con lăn phải nhả ra trước khi đầu trượt lên đến điểm trên cùng. Để hạ búa, con lăn cần phải giữ không để ép vào ván cho tới khi va đập. Quá trình cứ lặp lại nối tiếp như vậy ta sẽ nhận được va đập liên tục. Khi búa thực hiện chu trình va đập liên tục thì các má phanh nhả khỏi ván.

Đập từng nhát : xảy ra khi đầu búa được dừng ở phía trên trong khoảng thời gian tương đối dài nhờ các má phanh ép vào ván, còn hạ búa cũng tương tự như khi đập liên tục.

Việc ép và nhả con lăn thực hiện nhờ các cơ cấu phân phối, tác dụng tự động do đòn ngang 8 (hình 3.1), liên hệ với đầu trượt qua chốt gỗ 14. Khi nâng búa đến 8, do một đầu của đòn ngang quay quanh bulông 12 nên thanh kéo 6 được nâng lên và con lăn nhả khỏi ván. Bulông 12 điều chỉnh được trong rãnh chữ T của miếng ghép cố định 13. Vì thế khi dừng máy có thể điều chỉnh được chiều dài hành trình của máy.

Trong khi đầu búa đi xuống, để đòn ngang và thanh kéo 6 không hạ xuống (tức là con lăn trước không ép vào ván) dưới thanh kéo 6 ta đặt bộ phận hãm tự động. Bộ phận hãm cũng ngừng làm việc (tức là không đỡ chặt thanh đỡ 6) ở đoạn cuối hành trình xuống dưới nhờ mặt vát ở đầu trượt tác dụng lên tấm hãm 15, nén lò xo làm cho thanh kéo 6 rơi qua lỗ tấm hãm 15. Người ta phải tính toán sao cho thời gian thanh kéo rơi qua lỗ ở tấm 15 phù hợp với quá trình biến dạng vật rèn để van được nâng lên đúng lúc đầu búa có tốc độ bật lên sau một nhát đập. Để điều chỉnh khoảng rơi của thanh kéo 6 ta dùng các tấm điều chỉnh 16 có độ dày khác nhau và để bù vào độ mòn của con lăn sau 2, cũng như má phanh 4 ta dùng êcu điều chỉnh 18 và 19. Suốt quá trình va đập liên tục công nhân phải luôn ấn bàn đạp 17 để má phanh 3 nhả khỏi ván.



3.2 TÍNH MÁY BÚA VÁN

3.2.1. Tính số hành trình trong một phút

Lực ma sát tác dụng lên ván khi dẫn động bằng hai con lăn :

$$P = 2.P_H . f \quad (3.2)$$

trong đó : P_H - lực ép con lăn lên ván, $P_H = (1,5 \div 2) G$.

f - hệ số ma sát giữa con lăn và ván.

Hành trình đầu búa chuyển động lên trên chia làm 3 giai đoạn:

- Chuyển động nhanh dần.
- Chuyển động đều.
- Chuyển động chậm dần.

Hình 3.1

1 - con lăn phía trước ; 2 - con lăn sau ; 3, 4 - má phanh ; 5 - đòn trên ; 6 - thanh kéo ; 7 - thanh kéo ; 8 - đòn ngang ; 9 - đòn trên sau ; 10, 11 : thanh kéo ; 12 - bulông ; 13 - miếng ghép ; 14 - chốt gỗ ; 15 - tấm hãm ; 16 - các tấm điều chỉnh ; 17 - bàn đạp ; 18, 19 : êcu điều chỉnh ;

Khi ấn con lăn lên ván với lực P_H thì gia tốc của đầu búa xác định theo phương trình:

$$j_1 = \frac{P_H - G - R}{m} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.2)$$

trong đó :

R - lực ma sát trong phần dẫn hướng của đầu trượt; m - khối lượng phần rơi.

$$v = \frac{dx}{dt} = j_1 t + c_1 = j_1 t$$

$$t = 0; \quad v = 0 \rightarrow c_1 = 0$$

Đầu búa chuyển động có gia tốc không đổi đến khi tốc độ của ván v bằng tốc độ vòng của con lăn.

$$v = v_0 = \pi r \cdot \frac{n_0}{30}$$

trong đó : r - bán kính con lăn; n_0 - số vòng quay của con lăn trong một phút.

Thường lấy: $v = 2 \div 2,4 \text{ m/s}$.

Hành trình trong thời kỳ chuyển động nhanh dần đều :

$$H_1 = x = \frac{j_1 t^2}{2} + c_2; \quad t = 0; \quad x = 0 \rightarrow c_2 = 0;$$

$$H_1 = \frac{v_0^2}{2 \cdot j_1} \quad (3.3)$$

Thời gian của thời kỳ chuyển động nhanh dần đều:

$$H_1 = \frac{j_1 \cdot t^2}{2} = \frac{v_0 \cdot t}{2}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot H_1}{j_1}} \quad (3.4)$$

Tốc độ thời kỳ này phụ thuộc vào hành trình theo hàm số parabol:

$$v = \sqrt{2 \cdot j_1 \cdot H_1} \quad (3.5)$$

Trong quá trình chuyển động nhanh dần khi nâng búa sẽ xuất hiện sự trượt tương đối giữa con lăn và ván. Tốc độ trượt giảm dần từ v_0 ở lúc bắt đầu nâng đến cuối thời kỳ.

Thời kỳ thứ 2, tốc độ của ván bằng tốc độ vòng của con lăn. Gia tốc ở thời điểm này bằng không.

Thời gian thời kỳ chuyển động đều:

$$t_2 = \frac{H_2}{v_0}; \quad v_2 = v_0$$

trong đó: H_2 - chiều dài hành trình đoạn 2:

$$H_2 = H_m - H_1 - H_3 \quad (3.6)$$

H_m - hành trình toàn bộ máy (hành trình lớn nhất của đầu búa);

H_3 - hành trình trong thời kỳ 3.

Cuối thời kỳ 2, con lăn tách khỏi ván và phần rơi tiếp tục chuyển động chậm dần do động năng tích lũy được. Năng lượng đó tiêu tốn để nâng phần rơi G , trọng lượng thanh kéo G_m (hình 3.2), đòn trên G_b , đòn ngang G_n và để thắng ma sát ở bộ phận dẫn hướng và khớp nối.

Gia tốc trong thời kỳ 3:

$$j_3 = -\frac{G + \Delta P - R}{m} \quad (3.7)$$

trong đó : ΔP - tổng các lực nâng : thanh kéo P_T , đòn trên P_b đòn ngang P_m , lực ma sát ở bạc của đòn trên $P_{b.T}$ được chuyển về đầu trượt.

Thời gian chuyển động trong thời kỳ 3 :

$$t_3 = \frac{v_0}{j_3} \quad (3.8)$$

Hành trình trong thời kỳ 3 :

$$H_3 = \frac{j_3 \cdot t_3^2}{2} = \frac{v_0^2}{2 \cdot j_3} \quad (3.9)$$

Tốc độ thời kỳ 3 tính theo công thức chuyển động chậm dần đều:

$$v_3 = \sqrt{2 \cdot j_3 \cdot H_3} \quad (3.10)$$

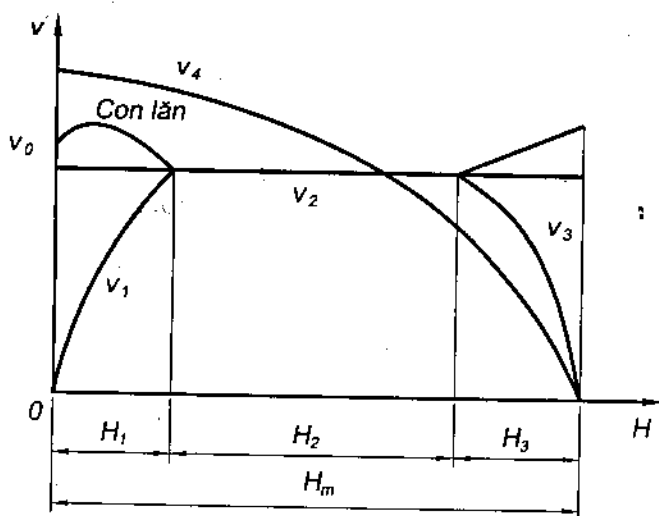
Hành trình đầu búa chuyển động xuống dưới xảy ra do tác dụng của trọng lực. Khi đó gia tốc j_4 được xác định như sau :

$$j_4 = \frac{G - R}{m} \quad (3.11)$$

Thời gian đầu búa chuyển động xuống dưới được xác định như sau :

$$t_4 = \sqrt{\frac{2 \cdot H_m}{j_4}} \quad (3.12)$$

trong đó: H_m là hành trình lớn nhất của đầu búa (hình 3.2)



Hình 3.2. Sự thay đổi tốc độ theo hành trình búa.

Tốc độ chuyển động này thay đổi tuyến tính theo thời gian :

$$v_4 = j_4 \cdot t_4 \quad (3.13)$$

Biểu diễn vận tốc theo hàm của quãng đường dịch chuyển :

$$v_4 = \sqrt{2 \cdot j_4 \cdot H_m} \quad (3.14)$$

Thời gian toàn phần để thực hiện một hành trình kép của đầu búa là :

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + \Delta t \quad (3.15)$$

trong đó : Δt là tổng thời gian dừng phụ thuộc vào việc điều khiển quá trình đóng mở. Số nhát đập của búa trong 1 phút :

$$n = \frac{60}{t} \quad (3.16)$$

Năng lượng va đập tại thời điểm va đập là:

$$L_E = \frac{m.v_4^2}{2} = \frac{G-R}{m} H_m \approx 0,9G.H_m \quad (3.17)$$

3.2.2. Công, công suất của các con lăn và hiệu suất của quá trình

Trong một hành trình kép chỉ ở giai đoạn 1 và 2 đầu búa chuyển động lên trên con lăn, nơi tiếp xúc với ván vì vậy công của con lăn chỉ có ở hai thời kỳ đó.

a. Thời kì 1

Mômen xoắn tác dụng lên con lăn :

$$M_1 = P.r \quad (3.18)$$

Góc quay φ_1 của con lăn sau thời gian t_1 :

$$\varphi_1 = \frac{\pi.n_0}{30}.t_1 \quad (3.19)$$

Công thức hiện sau thời gian t_1 là :

$$L_{pt} = M_1 . \varphi_1 \quad (3.20)$$

Công có ích khi nâng búa lên một đoạn H_1 :

$$L_{\delta 1} = P . H_1 \quad (3.21)$$

Hiệu suất của quá trình:

$$\eta_1 = \frac{L_{\delta 1}}{L_{pt}} = \frac{P.H_1}{M_1.\varphi_1} = \frac{H_1}{v_0.t_1} \quad (3.22)$$

với $v_0.t_1$ chính là đoạn đường mà con lăn và ván đi được sau thời gian t_1 .

Thông thường người ta lấy: $\eta_1 \approx 0,5$ (3.23)

Công suất của con lăn:

$$N_{pt} = M_1 . \omega_0 \quad (3.24)$$

mà

$$\omega_0 = \frac{\pi.n_0}{30} \quad (3.25)$$

Thế (3.25) vào (3.24) ta có :

$$N_{pt} = M_1 . \frac{\pi.n_0}{30} \quad (3.26)$$

b. Thời kì 2

Mômen xoắn tác dụng lên con lăn :

$$M_2 = P'.r \quad (3.27)$$

Thời kì này gia tốc bằng 0 nên lực nâng ván P' được xác định như sau :

$$P' = G + R \quad (3.28)$$

Góc quay φ_2 của con lăn sau thời gian t_2 :

$$\varphi_2 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} \cdot t_2 \quad (3.29)$$

Công thực hiện sau thời gian t_2 là:

$$L_{p2} = M_2 \cdot \varphi_2. \quad (3.30)$$

Công có ích khi nâng búa lên một đoạn H_2

$$L_{\delta 2} = P' \cdot H_2 \quad (3.31)$$

Với: $P' = G + R$

Hiệu suất của quá trình:

$$\eta_2 = \frac{L_{\delta 2}}{L_{p2}} = \frac{P' \cdot H_2}{M_2 \cdot \varphi_2} = \frac{H_2}{v_0 \cdot t_2} = 1 \quad (3.32)$$

$v_0 t_2$ chính là đoạn đường mà con lăn và ván đi được sau thời gian t_2

Vì thực tế bao giờ cũng có hiện tượng trượt xảy ra nên hiệu suất trên đoạn này thực tế là: $\eta_2 < 1$

Công suất của con lăn :

$$N_{p2} = M_2 \cdot \omega_0 \quad (3.33)$$

mà

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} \quad (3.34)$$

Thế (3.34) vào (3.33) ta có :

$$N_{p2} = M_2 \cdot \frac{\pi \cdot n_0}{30} \quad (3.35)$$

vì $P > P'$ do đó $N_{p1} > N_{p2}$

Công suất trung bình của con lăn trong một hành trình kép được xác định như sau :

$$N_{tb} = \frac{L_{p1} + L_{p2}}{t} \quad (3.36)$$

Do mômen xoắn tác dụng lên con lăn thay đổi nên hệ thống dẫn động của máy cần lắp bánh đà. Trong các công thức tính công và công suất ở trên ta đã lấy ω_0 cố định song thực tế do sự trượt của động cơ điện nên tốc độ góc ω_0 cũng thay đổi.

Năng lượng dự trữ ban đầu của bánh đà là:

$$N_{tb} = \frac{L_{p1} + L_{p2}}{t} \quad (3.37)$$

Vì công suất $N_{p1} > N_{p2}$ nên cuối hành trình H_1 tốc độ góc của bánh đà giảm xuống tới trị số ω_1 và giải phóng một năng lượng :

$$L_{MI} = J_M \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} \quad (3.38)$$

trong đó : J_M - mômen quán tính của bánh đà ;

ω - tốc độ góc danh nghĩa.

Ở thời kì 2, khi $N_{p2} > N_{p1}$ bánh đà tiếp tục giảm tốc độ góc tới ω_2 và cũng giải phóng năng lượng:

$$L_{M2} = J_M \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} \quad (3.39)$$

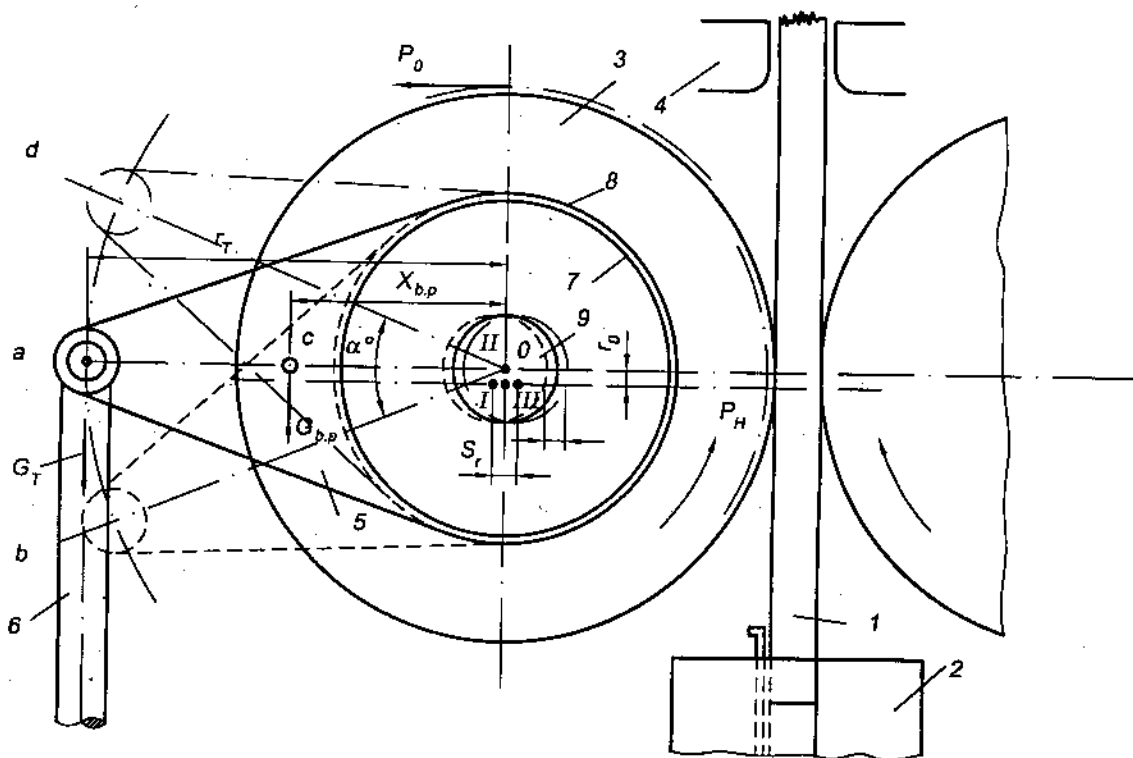
Sự giảm tốc độ góc của động cơ giới hạn bởi hệ số trượt :

$$s = \frac{\omega - \omega_2}{\omega_{tb}} \quad (3.40)$$

Khi tính toán ta thường lấy $s = 0.1 \div 0.15$.

3.2.3. Xác định lực ép con lăn lên ván P_H

Lực ép con lăn lên ván là do trọng lượng của thanh kéo (G_T), đòn ngang (G_n), đòn trên (G_b). Tổng trở lực sau khi rời lực chuyển về thanh kéo là $\approx 0,9 \sum G'_T$ (đã kể tới ma sát).



Hình 3.3. Sơ đồ tính toán máy búa ván.

1- ván ; 2- búa ; 3- con lăn ; 4- phanh ; 5- tay đòn ; 6- thanh kéo ; 7- ống lót ; 8- ổ lăn ; 9- ngọng con lăn.

Từ hình 3.3 ta có :

$$0,9 \sum G'_T = G_T + G_n \cdot \frac{X_n}{r_1} + G_B \cdot \frac{X_B}{r_T} \quad (3.41)$$

Lực $0,9 \sum G'_T$ tác dụng lên đòn trên có chiều dài là r_T gây ra một mômen $0,9 \sum G'_T \cdot r_T$. Mômen này bằng tổng mômen cản $P_H \cdot r_0$ (r_0 độ lệch tâm của con lăn) và mômen ma sát khi quay

bạc $0,5P_H \cdot \mu_b \cdot r_b$ (mômen ma sát thay đổi từ giá trị 0 (lúc bắt đầu ép con lăn) đến giá trị cực đại $P_H \cdot \mu_b \cdot r_b$ (ở đây ta lấy giá trị mômen cân trung bình).

Cần phải chú ý rằng trong trường hợp truyền động con lăn bằng bộ truyền bánh răng thì lực vòng P_0 của bánh răng tác dụng lên con lăn làm giảm lực của con lăn lên đầu ván. Còn khi truyền động thì lực căng đai P_d làm tăng lực ép của con lăn lên ván. Vì vậy phương trình cân bằng để xác định trọng lượng các khâu (thanh kéo, đòn ngang, đòn trên) là:

$$0,9 \sum G_T \cdot r_T = (P_H + P_0) \cdot r_0 + 0,5P_H \cdot \mu_b \cdot r_b \quad (3.42)$$

3.3. MÁY BÚA NHẬP

3.3.1. Công dụng và nguyên lý làm việc

Máy búa nhập thường có cấu tạo như hình 3.4, dùng để rèn tự do các vật rèn dài và mỏng ở trạng thái nóng và nguội. Máy búa loại này hay được dùng để chế tạo các lưỡi dao, kéo. Trong công nghiệp thường chế tạo loại máy có khối lượng phần rơi từ 30-60 kg (có thể tới 175kg) và số nhát đập tương ứng trong một phút từ 300 - 150.

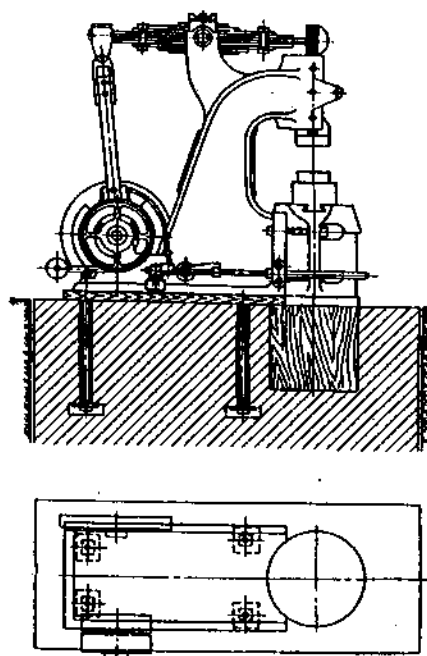
Chi tiết chính của máy là lò xo nhập. Một đầu nhập được liên hệ với cơ cấu biên - trục khuỷu qua bộ dẫn trước. Thế năng đàn hồi của lò xo nhập tích lũy bị uốn cong lên trên được biến thành xung ban đầu khi đầu búa chuyển động xuống dưới.

3.3.2. Điều chỉnh năng lượng

Điều chỉnh năng lượng va đập bằng cách chuyển rời từng phần đai từ puli công tác sang puli không tải để tạo ra trượt làm giảm năng lượng va đập (và số nhát đập). Cũng có thể điều chỉnh năng lượng va đập bằng cách dùng bánh xe căng đai hoặc thay đổi bán kính khuỷu của trục khuỷu. Phương pháp thay đổi bán kính khuỷu chỉ thực hiện được khi dùng búa và số nhát đập vẫn được giữ nguyên.

Để treo búa ở vị trí trên cùng khi dùng máy, bánh đà lắp trên trục tạo thành đối trọng để khi dùng máy đối trọng sẽ chiếm vị trí bên dưới.

Để dùng đầu trượt nhanh chóng sau mỗi nhát đập đồng thời với việc chuyển dây đai sang puli không tải, guốc hãm sẽ được áp vào bánh phanh.



Hình 3.4. Máy búa nhập.

CHƯƠNG 4

MÓNG MÁY BÚA

4.1. PHÂN LOẠI VÀ CÔNG DỤNG CỦA MÓNG MÁY BÚA

Móng của máy búa chia thành hai loại : Móng tựa và móng đe. Móng tựa để tiếp nhận tải trọng động không lớn khi máy búa làm việc, còn móng đe để tiếp nhận tải trọng động và tải trọng va đập.

Móng đe lại chia thành hai loại : móng cứng và móng cách ly động.

Móng cứng cấu tạo có thể là một khối đặc, từng phần hoặc móng băng (móng băng chỉ dùng trong một vài máy búa), móng cách ly rung động có thể thực hiện bằng cách treo tựa hoặc chuyển động.

Chất lượng của móng ảnh hưởng đến khả năng làm việc của máy búa và cũng ảnh hưởng đến những thiết bị khác đặt gần đấy. Ngoài ra khi máy làm việc gây tiếng động và tần số của nó ảnh hưởng đến tai, hệ thống thần kinh cũng như làm rung động các bộ phận của cơ thể gây mệt mỏi và hạn chế khả năng làm việc của nhân viên phục vụ.

Sự làm việc va đập của máy búa sinh ra rung động và làm chặt nền đất. Điều đó làm cho móng nhà bị nén không đồng đều và có thể dẫn tới bị phá hủy .

4.2. CẤU TẠO CỦA MÓNG

- Móng tựa: dùng cho máy búa không bệ đe, thường cấu tạo là một khối bê tông cốt thép đổ vào hố sâu trong móng có lỗ đặt bulông nền đất kẹp chặt trụ của thân máy búa. Nếu như nền đất móng quá yếu thì người ta gia cố chặt nó bằng vật liệu bền hơn hoặc đóng những cọc bê tông cốt thép.

Hiện nay đối với máy búa rèn một trụ và hai trụ người ta dùng móng đặt dưới trụ và thân đe.

- Móng từng phần: đã được dùng từ lâu ở dạng khối riêng biệt đặt dưới trụ máy và đe, tuy giảm nhẹ tải trọng va đập lên trụ máy nhưng gây ra độ nghiêng đáng kể của mặt đe do móng dưới đe bị nén không đồng đều. Vì vậy trong các thiết bị hiện đại móng loại này không dùng nữa. Dưới đe và tấm lót móng (trên tấm lót móng đặt trụ máy) có đặt các dầm gỗ khô loại cứng (gỗ sồi, gỗ đe) hoặc tấm đệm mỏng làm bằng vải cao su. Để chống dịch chuyển đe, giữa thành của đe và thành của móng cũng đặt những dầm gỗ cứng.

Móng của máy búa rèn không khí nén: là những khối bê tông đặc có chỗ lõm để đặt đe. Để chống phá hủy khối móng do va đập của đầu búa, móng được đặt cốt thép theo hướng dọc và ngang, hai hoặc ba mạng lưới thép phi 8 + 10 mm với ô mạng vuông cạnh 15 + 20 cm, giữa đe và móng có đặt đệm gỗ.

Móng của máy búa đập hơi không khí : nếu chỉ cần đặt một máy búa, móng là một khối bê tông nguyên cốt thép, còn nếu cần đặt một vài loại máy búa hơi không khí nén (cũng như máy búa ma sát ván gỗ, dây đai, dây cáp, xích) ta còn dùng móng kép và móng băng.

Ở móng dưới đe có đặt đệm gỗ (sồi, đe). Loạt trên và dưới đặt theo hướng dọc còn loạt giữa đặt theo hướng ngang. Những dầm của mỗi loại được giằng bằng bulông thép. Chiều dày của đệm giảm dần bằng 0,7 + 0,9 m.

Nhược điểm cơ bản của đệm giảm chấn là thời hạn sử dụng tương đối ngắn (3 ÷ 8 năm). Vì vậy người ta đã phối hợp đệm gỗ với đệm tương hỗ móng bằng vải cao su dày 10 ÷ 80 mm. Khi đó hiệu quả va đập của máy không giảm mà còn có thể tăng độ cứng của mối liên kết đe với móng do áp suất cho phép lên vai cao su lớn gấp 3 lần áp suất lên đệm gỗ. Để giảm rung động, gần đây người ta đã sử dụng đệm cách li rung động hoặc đệm tắt rung động đặt dưới móng bê tông cốt thép. Để làm động sử dụng tốt đối với máy búa từ 1 ÷ 5 tấn. Trên máy búa lớn để làm đệm tắt rung động, ta đặt cơ cấu thủy lực hoặc khí nén, điều khiển nhờ bàn đạp để nâng toàn bộ máy búa và khối móng bê tông cốt thép. Va đập tắt dần trong hệ thống đó cũng như máy búa không bệ de.

4.3. TÍNH TOÁN MÓNG MÁY

Lý thuyết về tính móng được ứng dụng cụ thể để tính móng máy búa.

Nếu như trước khi va đập, tốc độ của đe $v_2 = 0$ thì khi va đập đe chuyển dịch xuống dưới với tốc độ:

$$v_2 = v_1 \frac{m_1(1+k)}{m_1 + m_2}$$

Sau khi tắt dần giai đoạn dịch chuyển thứ nhất (xem phần va đập và hiệu suất va đập) dưới tác dụng của lực đàn hồi hướng lên trên. Kết quả đe nhận được chuyển động và gây ra dao động của móng. Dao động của móng lại tác dụng lên nền nhà.

Khi tính toán móng, để đơn giản cho phép coi đe và móng là cứng tuyệt đối còn đệm chống rung và nền đất là đàn hồi tuyệt đối và không có quán tính. Qua nghiên cứu thực nghiệm ta thấy biên độ dao động của móng là không đáng kể (0,8 ÷ 1,2) và dao động tắt dần sớm hơn khi tiến hành nhất đập thứ 2. Vì vậy khi tính toán có thể coi không có hiện tượng cộng hưởng.

Áp lực giữa máy, móng và nền đất tăng dần theo mức độ dịch chuyển xuống dưới của móng. Kết quả đo thực nghiệm được cho trong bảng dưới đây.

Loại đất	Tên gọi nền đất	P_{0mi} , kN/m ²	P_{mi} , kN/m ²
I	Nền đất yếu (đất sét và đất pha ở trạng thái dẻo, cát pha 3 - 10% sét độ chặt trung bình, cát dạng bột bão hoà nước hoặc nền loại II, III có các vỉa móng than bùn xen giữa).	< 300	< 150
II	Nền đất trung bình (đất sét và sét pha ở dạng cứng và dẻo được đầm trên mặt, cát khô, cát ẩm, cát dạng bột và dạng lớn (trung bình)).	300 ÷ 600	150 ÷ 350
III	Nền bền (đất sét và sét pha ở trạng thái cứng có độ ẩm tự nhiên, cát to, đá dăm, sỏi, đất vàng khô).	600 ÷ 1000	350 ÷ 600
IV	Nền đá hoa cương.	> 1000	> 600

Chú thích: P_{mi} - Áp lực riêng giữa móng và nền đất tại lúc đang xét.

P_{0mi} - Áp lực riêng cho phép giữa móng và nền đất.

Để dễ cho tính toán ta kí hiệu:

A_ϕ là biên độ của móng: - móng cứng: $A_\phi = 1\text{mm}$;

- móng cách ly rung động: $A_\phi = 1 \div 4\text{ mm}$.

m_ϕ - khối lượng của móng;

C_n - hệ số cứng của nền đặt móng;

Z - độ dịch chuyển của móng ;

v_ϕ - tốc độ dịch chuyển của móng ;

k - hệ số hoàn nguyên: - máy búa rèn lấy $k = 0,25$

- máy búa đập lấy $k = 0,5$.

G - trọng lượng phần rơi của máy búa ;

G_y - trọng lượng chung của máy và móng ;

v_1 - tốc độ va đập của đầu búa, $v_1 = 6 \div 9 \text{ m/s}$;

k_1 - hệ số thực nghiệm lấy bằng $2,5 \div 3$.

m_1 - khối lượng phần động của máy búa;

m_2 - khối lượng đe của máy búa.

Đặc trưng chuyển động dao động của móng có thể được biểu diễn bằng phương trình chuyển động dao động :

$$\frac{m_\phi d^2 Z}{dt^2} + C_n \cdot Z = 0 \quad (4.1)$$

Trên cơ sở cân bằng năng lượng ta có:

$$\frac{C_n A_\phi^2}{2} = \frac{m_\phi v_\phi^2}{2} \quad (4.2)$$

$v_\phi = 45$ đối với máy búa đập tác động kép;

$v_\phi = 34$ đối với máy búa đập tác động đơn.

Khi biết kích thước của đe và khoảng cách từ mặt đầu búa dưới (khuôn đập) đến mặt nền, biết m_ϕ , diện tích móng ta tính được chiều sâu đặt móng và kích thước khuôn khổ của móng. Trước khi đặt móng phải định kích thước đệm lót đe và đệm giảm rung động sao cho áp lực riêng lên gỗ sỏi bằng $8 \div 47 \text{ N/cm}^2$ (trị số nhỏ dùng cho máy búa khối lượng phần rơi $0,5T$ còn trị số lớn dùng cho máy búa $M = 9T$).

Trong phạm vi giáo trình này ta không nghiên cứu đệm cách ly rung động.

CHƯƠNG 5

TRIỂN VỌNG HOÀN THIÊN CÁC MÁY BÚA

Hiện nay máy ép trục khuỷu dập móng và ép thủy lực đang sử dụng nhiều và sẽ được dùng rộng rãi. Vấn đề đặt ra là "có thể thay thế toàn bộ các máy búa hơi nước - không khí bằng máy ép dập nóng và máy ép thủy lực không".

Vấn đề trên có hai quan điểm khác nhau :

- Quan điểm thứ nhất cho rằng máy búa khi làm việc gây rung động nền móng, gây ồn, khó cơ khí hóa và tự động khí hóa nên cần phải thay thế chúng.

- Quan điểm thứ hai lại cho rằng : nếu ta sử dụng móng cách li rung động đối với máy búa có đe cố định (hoặc máy có đe chuyển động) sẽ loại trừ được sự truyền rung động đến các tòa nhà và thiết bị gần đó. Như vậy nhược điểm cơ bản của máy búa đã được loại trừ.

Nghiên cứu sâu hơn nữa điều kiện biến dạng cơ nhiệt của kim loại và hợp kim và ảnh hưởng của các điều kiện ấy đến quá trình biến dạng đã xác nhận sự cần thiết phải sử dụng tác dụng va đập của một vài hợp kim mà ở đó trong quá trình biến dạng có chuyển biến pha.

Ngoài ra, khi gia công những hợp kim mới cần có áp lực đơn vị lớn - chỉ tạo được nhờ tác dụng va đập của máy rèn (máy búa). Mặt khác do thời gian tiếp xúc ngắn giữa khuôn với vật rèn, móng nên khi dập trên máy búa có khả năng sản xuất những vật dập thành móng, phức tạp từ hợp kim có trợ lực biến dạng cao mà nếu như dập trên máy ép thì đòi hỏi quá trình công nghệ rất phức tạp.

Máy búa thuộc về máy rèn, phần động (phần rơi) của nó tích lũy động năng trực tiếp trước khi biến dạng vật rèn và tiêu tốn hoàn toàn động năng đó trong hành trình công tác. Trị số của hành trình để máy tích lũy năng lượng lớn hơn vài lần hành trình công tác, ở hành trình công tác lực đặt vào phần động nhỏ hơn nhiều so với lực phát sinh khi dập. Do đặc điểm đó của máy búa, toàn bộ lực dập được hoàn nguyên chỉ bằng đầu búa (của máy búa không bệ đe) hoặc đầu búa cùng với đe (của máy búa thông thường) còn các chi tiết cơ bản khác của máy chịu tải trọng khá nhỏ.

Vì vậy khối lượng kim loại và khối lượng máy búa nhỏ hơn 10 ÷ 15 lần khối lượng kim loại và khối lượng máy ép thủy lực có công suất tương đương.

Máy búa là máy công cụ vạn năng bao gồm phần lớn là nhóm máy rèn nói chung. Vì thế cần hoàn thiện các loại máy búa theo sự phát triển của khoa học kỹ thuật.

Hướng chính để hoàn thiện máy búa hơi nước - không khí nên gắn liền với sự tiến bộ về công nghệ chế tạo máy nói chung. Sự hoàn thiện đó bao gồm tăng năng suất, tăng độ tin cậy và cải tiến cấu trúc máy. Hiện nay, máy búa không bệ đe và máy búa tốc độ cao đang được sử dụng trong công nghệ.

Về tính cơ động trong điều khiển và độ nhạy trong điều chỉnh năng lượng thì máy búa không khí nên không thua kém máy búa hơi - không khí. Các chi phí về lắp đặt cũng như chi phí trong thời gian sử dụng không lớn. Vì vậy được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp và đặc biệt ở các xưởng sửa chữa để rèn tự do các vật rèn không lớn. Hiện nay người ta đã rèn bằng điều khiển theo chương trình trên máy búa không khí nén.

Máy búa truyền động cơ khí : sử dụng rộng rãi nhất là máy búa ván do yêu cầu đơn giản, rẻ và làm việc tin cậy. Cấu tạo của máy búa hầu như không thay đổi trong suốt thời gian dài. Người ta chỉ

hoàn thiện truyền động của máy bằng cách đặt hai động cơ riêng biệt để truyền động từng con lăn qua bộ truyền đai thang và hộp giảm tốc bánh răng. Cấu tạo như vậy đơn giản hơn và đỡ ồn khi máy làm việc. Khi máy búa ván làm việc, thường sau 50 giờ phải dừng máy để thay ván mặc dù ván làm bằng loại gỗ tốt (gỗ de, gỗ phong độ ẩm 15%). Hiện nay vấn đề độ bền của ván giải quyết bằng hai cách : Thay ván gỗ bằng vật liệu pôlyme hoặc thay hoàn toàn ván bằng dây cáp, dây đai, dây xích. Máy búa xích đã được sử dụng rộng rãi trong các phân xưởng rèn.

Dưới đây sẽ mô tả cấu trúc mới của máy búa thủy lực đã được ứng dụng rộng rãi ở nhiều nơi.

5.1. MÁY BÚA THỦY LỰC

Chất lỏng công tác là emunxi, dầu khoáng, dầu tổng hợp. Hiện nay gắn liền với việc phát triển thiết bị thủy lực đã được sử dụng với máy búa đập thể tích tác động đơn và tác động kép.

5.1.1. Máy búa thủy lực tác động đơn

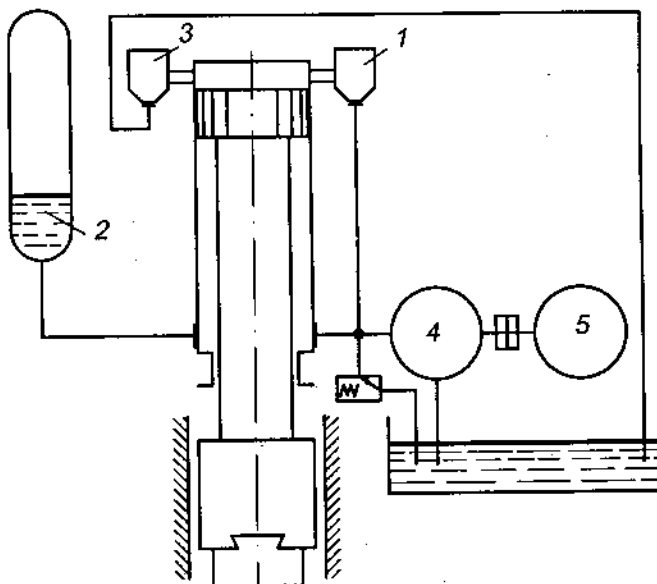
Máy búa thủy lực tác động đơn đã được chế tạo ở các nước phát triển. Truyền dẫn của máy là truyền dẫn riêng từ bơm. Bơm, động cơ điện, thùng dầu và các thiết bị phụ phân bố ở phần trên của máy búa. Thùng được kẹp chặt với trụ máy bằng bulông và đệm cao su.

Phần động của máy gồm đầu búa bằng thép đúc, khuôn đập dưới, cán búa bằng thép kẹp chặt với đầu búa và pittông. Pittông và cán búa đặt trong xilanh công tác lại được đặt trên tấm lót trên - tấm ngang. Phía trên xilanh công tác có đặt đệm khí nitơ. Dầu cao áp từ bơm để nâng phần động. Hành trình đi xuống tiến hành dưới tác dụng của khối lượng phần rơi và khí nitơ nén trong đệm. Điều khiển máy búa nhờ cơ cấu thủy lực liên hệ với bàn đạp đòn kép để đóng mở van phân phối. Năng lượng va đập được điều chỉnh bằng cách thay đổi độ mở của van xả dầu ép và thay đổi chiều cao rơi. Máy búa này sản xuất với khối lượng phần động bằng $0,5 \div 2 \text{ T}$; $L = 9 \div 50 \text{ kJ}$, dầu cao áp có áp suất $p = 16 \text{ MN/m}^2$.

Máy búa thủy lực tác động đơn để đập thể tích, tinh chỉnh và nắn. Do giá thành máy không cao và an toàn khi sử dụng nên những máy búa này thay thế máy búa cơ khí tác động đơn (máy búa ván, máy búa đai, máy búa cáp, máy búa xích).

5.1.2. Máy búa thủy lực tác động kép. Truyền dẫn của máy bằng bơm - bình trữ áp riêng biệt

Hình 5.1 là sơ đồ nguyên lý của máy búa thủy lực tác động kép gồm có: bơm pittông thẳng đứng 4, động cơ điện 5, hai hay nhiều bình trữ áp, thay dầu xilanh công tác và các thiết bị điều khiển đặt trong bloc chung trên tấm lót xilanh công tác, bloc được kẹp chặt vào trụ máy cũng bằng bulông và đệm cao su. Điều khiển máy mở bàn đạp liên hệ với van trụ trượt 1 mở dầu từ bình dự trữ áp và bơm vào trong buồng công tác của xilanh, dầu từ buồng dưới của xilanh chạy vào bình trữ áp 2. Ngay trước khi va đập, van trượt 1 đóng van trượt 3 tự động nối buồng trên của xilanh công tác với thùng chứa.

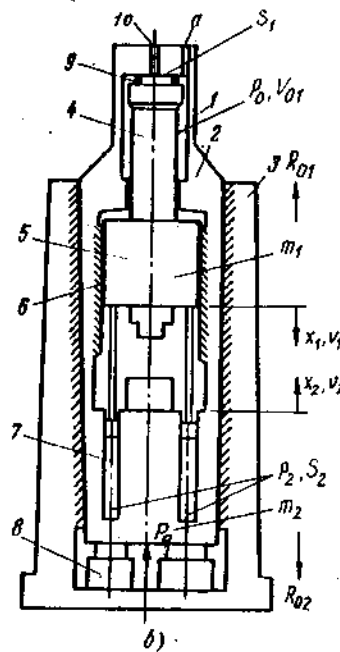
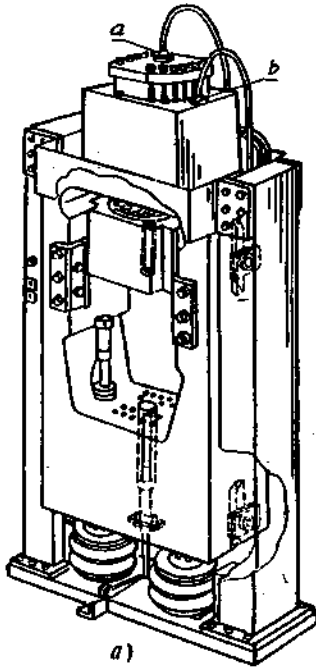


Hình 5.1. Sơ đồ nguyên lý của máy búa thủy lực tác động kép
1,3: van trượt (van trụ) ; 2 : Bình trữ áp ; 4 : Bơm ; 5 : động cơ

Sau đó động năng được tiêu thụ hoàn toàn, phần rơi chuyển động lên trên dưới tác dụng của dầu đưa vào bình trữ áp. Khi máy chuyển động xuống dưới, diện tích tác dụng lực chỉ là diện tích cán pittông vì trở lực của chất lỏng chảy ra từ buồng dưới cân bằng với áp lực ở buồng trên cũng trên diện tích ấy.

5.2. MÁY BÚA TỐC ĐỘ CAO

Để dập tắt phế liệu và ép chảy vật dập từ kim loại và hợp kim có trở lực biến dạng lớn và cũng như để dập vật dập từ thép cacbon và thép không gỉ, hợp kim đồng và hợp kim nhôm, ở Mỹ đã chế tạo loại máy búa tốc độ cao: $v = 20 \text{ m/s}$; $p_{\text{khí}} = 14 \text{ MN/m}^2$; $L = 55 \div 310 \text{ kJ}$.



Hình 5.2

1. xilanh lắp với khung 2; 3. thân máy; 4. cán pittông; 5. dầu trượt; 6. tấm dẫn hướng; 7. xilanh thủy lực; 8. đệm giảm chấn; 9. vòng lót kín.

Truyền động của máy búa từ bình trữ áp khí nén đến động cơ và bơm. Hình 5.2 vẽ vị trí ban đầu của phần năng lên vị trí trên pittông búa nén vòng lót 9 nên lỗ a và b không thông với nhau được; phần động dưới tác dụng của khí lên mặt dưới của pittông được giữ ở vị trí bên trên. Cán pittông của xilanh thủy lực hạ xuống và máy búa sẵn sàng làm việc. Hành trình đi xuống thực hiện bằng cách nạp một lượng khí nitơ nén không lớn qua lỗ b. Dưới tác dụng áp lực khí lên diện tích pittông ở trong vòng 9, pittông sẽ rời khỏi vòng lót kín. Khí nén sẽ tràn vào cả hai khoang của xilanh công tác qua lỗ a và đẩy pittông xuống dưới.

Đồng thời với tác dụng của áp lực khí lên nắp xilanh, khung 2 có lắp nửa khuôn dưới chuyển động lên trên. Động lượng của phần rơi và khung cần phải cân bằng nhau và va đập tắt ngay trong hệ thống cũng như ở búa không bệ de, do đó tác dụng va đập móng không đáng kể.

Hình 5.2 là sơ đồ nguyên lý của máy búa khí tốc độ cao: xilanh công tác 1 được lắp trên khung lớn 2. Khung 2 thực hiện vai trò phần động của thân máy. Khung 2 chế tạo từ vật rèn đặc bằng thép hợp kim; chuyển dịch được theo hướng thẳng đứng trong thân máy 3. Trên nắp xilanh có 2 lỗ: lỗ a thông với bình khí nitơ áp suất bằng 14 MN/m^2 , lỗ b thông với môi trường. Ở phía trong của nắp xilanh có lắp vòng lót kín 9. Trong xilanh công tác có cán pittông dày và đặc (4) và pittông. Giữa pittông và xilanh không lót kín mà có khe hở đáng kể để khí nén có thể tự do giữa các buồng của xilanh. Dầu trượt 5 dịch chuyển trong 4 tấm dẫn hướng 6 (kiểu khớp góc) kẹp chặt trên khung 2. Phần dưới của khung đặt nửa khuôn dưới và được phân bố hai xilanh ngược thủy lực 7. Khung 2 tựa trên thân bằng hai đệm giảm chấn 8.

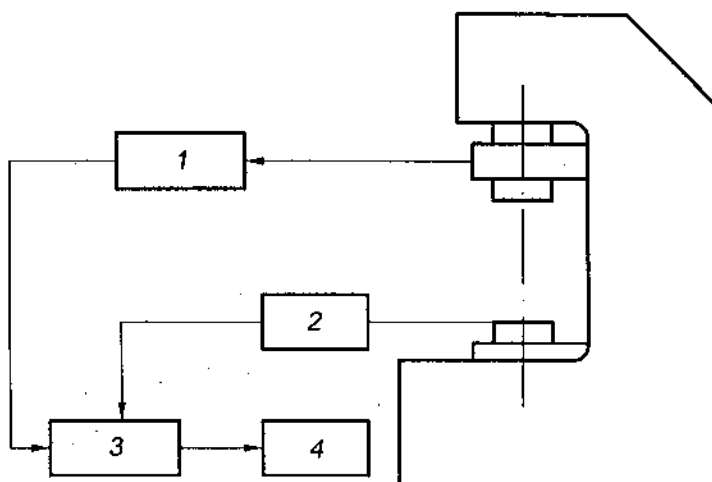
Hành trình ngược lại của phân động thực hiện nhờ xilanh thủy lực. Khung và các bộ phận được kẹp chặt trên nó sau khi va đập được hạ xuống trên đệm khí nén. Khí nitơ nén từ xilanh công tác lại trở về bình trữ áp qua lỗ a. Vì vậy lượng khí nitơ mất mát sau mỗi hành trình kẹp chỉ bao gồm lượng khí giới hạn bởi phía trong của vòng 9. Chất lỏng trong xilanh thủy lực là dầu tổng hợp không bốc cháy. Sản phẩm cháy với khí nitơ có thể được sử dụng làm không khí nén.

5.3. ĐIỀU KHIỂN THEO CHƯƠNG TRÌNH VÀ ĐIỀU KHIỂN TỪ XA

Hướng chính phát triển quá trình công nghệ dập hiện đại trên máy búa là tạo ra được thiết bị tổng hợp cho phép thực hiện quá trình đốt nóng liên tục và truyền lực va đập. Thiết bị máy búa cần có sự điều khiển theo chương trình để đảm bảo khả năng nhận được những nhát đập ổn định với năng lượng đã truyền cho vật rèn trong khoảng thời gian xác định. Ngoài ra điều khiển theo chương trình cần phải đảm bảo dập theo một nhịp điệu xác định, thời gian nghỉ cần thiết để lật phôi.

Hiện nay đã có một số máy búa được điều khiển theo chương trình và trong quá trình sử dụng đang được hoàn thiện không ngừng.

Hình 5.3 là sơ đồ điều khiển theo chương trình của máy búa rèn không khí nén để đóng bánh phôi nóng.



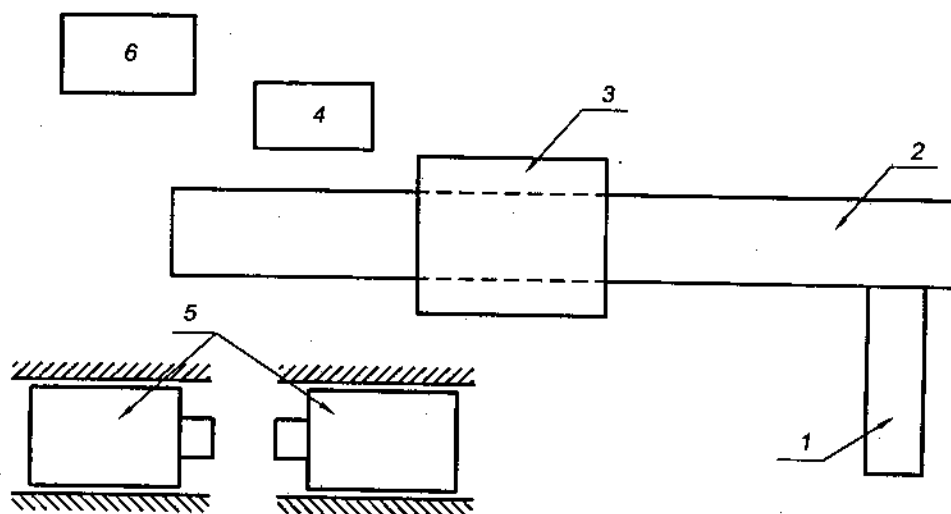
Hình 5.3. Sơ đồ điều khiển theo chương trình của máy búa không khí nén.

- 1 - hệ thống đo công biến dạng dẻo vật rèn; 2 - hệ thống đo chiều cao tức thời của vật rèn;
3 - Bộ so sánh; 4 - Cơ cấu thực hiện.

Để điều khiển theo chương trình máy búa dập người ta sử dụng cơ cấu phân phối của máy búa. Các cơ cấu phân phối đó được truyền động từ những công tác hành trình, động cơ điện có số vòng quay cố định và từ cơ cấu trung gian liên hệ giữa động cơ điện và các công tác hành trình.

Loại điều khiển hiện đại nhất theo chương trình của máy búa đã được đặt trong cơ cấu tự động và bán tự động để dập những vật dập khác nhau trên máy búa không bệ đe chuyển động ngang. Trên hình 5.4 là sơ đồ của một trong những thiết bị ấy.

Phôi thanh đưa theo cơ cấu vận chuyển 1 đến băng tải 2.



Hình 5.4. Sơ đồ thiết bị impaktơ có cơ cấu điều khiển tự động theo chương trình.

Sau khi đốt nóng trong cơ cấu 3, phôi được cặp vào xe chuyển phôi 4 và đưa vào vùng làm việc của máy 5. Điều khiển xe chuyển phôi 4 và máy theo chương trình nhờ trung tâm điều khiển 6.

Trị số năng lượng va đập và thời gian va đập của máy được kiểm tra bằng cơ cấu chương trình điện khí nén. Cơ cấu đó thay đổi độ mở và thời gian mở van điều khiển xe chuyển phôi để có thể đảm bảo dịch chuyển phôi theo chương trình định sẵn, định vị chính xác trong lòng khuôn và lật 90° .

Trong các thiết bị bán tự động, việc điều khiển theo chương trình chỉ dùng để thực hiện những nhát đập có năng lượng xác định còn các nguyên công khác đều được thực hiện bằng tay. Các thiết bị điều khiển theo chương trình như vậy đang được ứng dụng rộng rãi trong các máy búa tác động đơn.

MÁY ÉP THỦY LỰC

CHƯƠNG I

CÁC KHÁI NIỆM CHÍNH

1.1. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG VÀ PHÂN LOẠI

Máy ép thủy lực là máy hoạt động hầu như theo tác dụng tĩnh. Nguyên lý làm việc của máy ép thủy lực dựa trên cơ sở của định luật Pascal. Ở dạng chung nhất thì máy ép gồm có hai khoang: xilanh có pittông và các đường ống nối (hình 1.1a). Nếu như đặt một lực P_1 vào pittông 1, thì nó sẽ tạo ra áp suất $p = P_1 / f_1$. Theo định luật Pascal thì áp suất p được truyền tới tất cả các điểm của thể tích chất lỏng và do có hướng tác dụng vuông góc với mặt đáy của pittông 2, nó sẽ tạo ra lực $P_2 = p \cdot f_2$, và lực này gây áp suất tác dụng lên phôi 3.

Trên cơ sở định luật Pascal ta có :

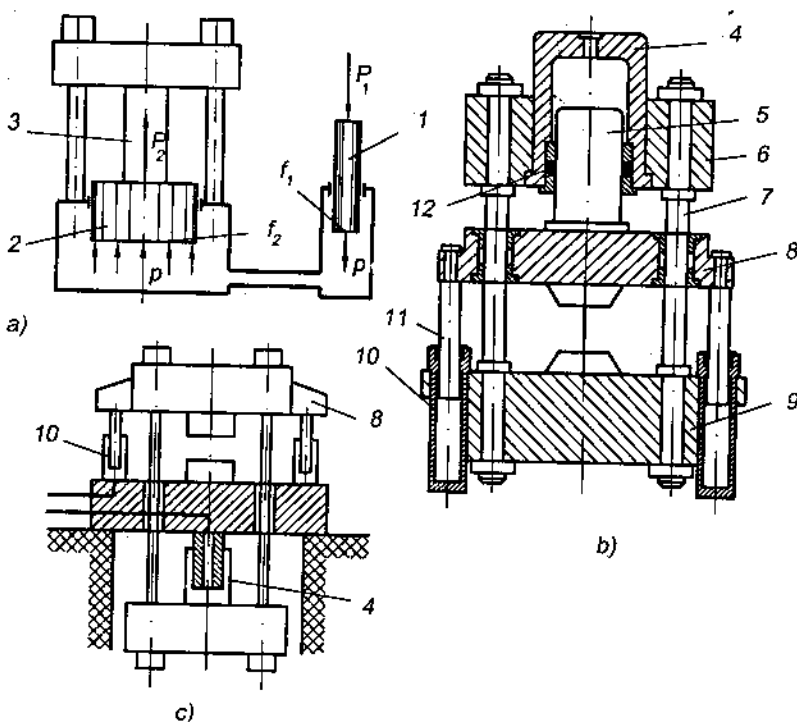
$$P_2 = P_1 \frac{f_2}{f_1}$$

(1.1)

Diện tích f_2 lớn hơn diện tích f_1 bao nhiêu lần thì lực P_2 sẽ lớn hơn lực P_1 bấy nhiêu lần.

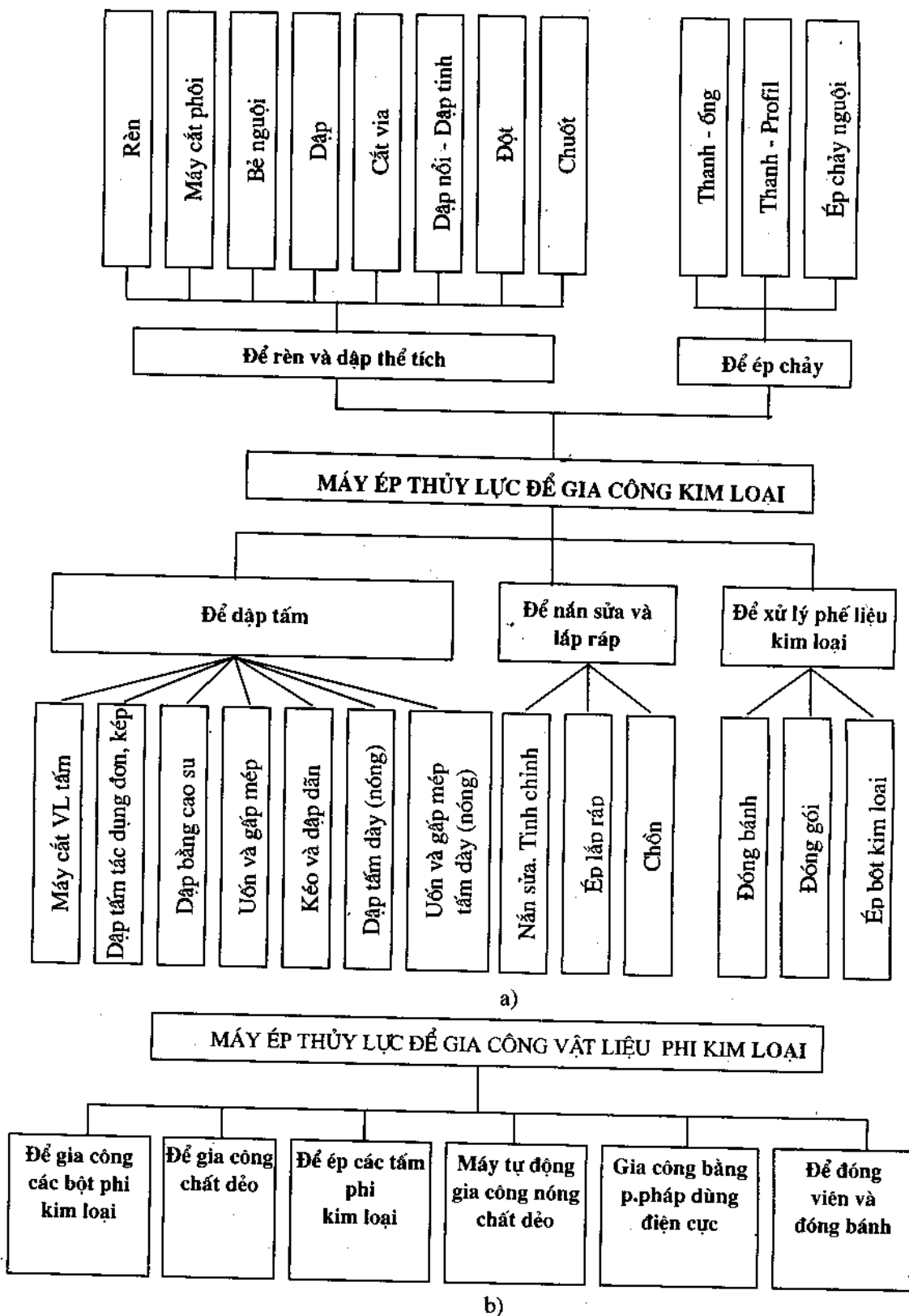
Sơ đồ kết cấu của máy ép thủy lực được trình bày trên hình 1.1b. Xilanh công tác 4, mà trong đó có pittông 5 chuyển động được cố định trên xà ngang 6. Xà này được liên kết với xà cố định 9 đặt trên bệ máy bằng các cột đỡ 7. Xà dưới 9 và xà trên 6, cùng với các cột tạo nên khung máy ép. Pittông công tác 5 được liên kết với xà di động 8 có hướng chuyển động theo các cột và nó tạo ra chuyển động cho xà 8 theo một hướng xuống dưới. Để nâng xà di động lên, người ta đặt các xilanh khử hồi 10 có pittông 11.

Nhằm tránh sự dò rỉ chất lỏng có áp suất, các xilanh có các đệm kín 12.



Hình 1.1. Máy ép thủy lực.

a- nguyên tắc hoạt động; b- sơ đồ kết cấu; c- sơ đồ máy ép có xà di động.



Hình 1.2- Phân loại các máy ép thủy lực theo chức năng công nghệ.

a- Để gia công kim loại; b- Để gia công vật liệu phi kim loại

Thông số chính của máy ép thủy lực là lực ép định mức P_H - đó là tích của áp suất chất lỏng trong xilanh với diện tích có ích của các pittông công tác của máy ép. Phụ thuộc vào chức năng công nghệ mà các máy ép khác nhau về kết cấu của các chi tiết chính, về cách phân bố và số lượng của chúng, cũng như về trị số của các thông số cơ bản P_H , Z , H , $A \times B$ (Z - là chiều cao hệ của không gian đập; H - hành trình toàn bộ của xà di động; $A \times B$ - kích thước của bàn máy).

Theo chức năng công nghệ thì các máy ép được chia ra làm máy ép để cho kim loại (hình 1.2a) và cho vật liệu phi kim loại (hình 1.2b). Máy ép để cho kim loại được chia ra làm 5 nhóm: Để rèn và đập, để ép chảy, để dập tấm, để thực hiện các công việc lắp ráp và để xử lý các phế liệu kim loại. Do các máy ép có nhiều loại khác nhau nên người ta thường dùng lực ép định mức P_H là thông số phổ biến nhất.

Trong số các máy ép thuộc nhóm 1 có thể kể tên: Máy ép để rèn - rèn tự do có đập trong khuôn, $P_H = 5+20MN$; Máy ép để đập - đập nóng các chi tiết bằng magiê và hợp kim nhôm, $P_H = 10+700MN$; Máy ép đột - để đột nóng các phôi bằng thép trong cối kín, $P_H = 1,5+30MN$; Máy ép để chuốt kéo - chuốt kéo các phôi rèn qua các vòng, $P_H = 0,75+15MN$.

Trong số các máy ép của nhóm 2 có thể kể: Máy ép thanh-ống và máy ép thanh - ống, dùng để ép kim loại màu và thép, $P_H = 0,4+120MN$.

Trong nhóm 3 có thể kể tên các loại: Máy ép dập tấm kiểu tác dụng đơn giản, $P_H = 0,5+10MN$; Máy ép vuốt để vuốt sâu các chi tiết hình trụ, $P_H = 0,3+4MN$; Máy ép để gấp mép, tạo mặt bích, để uốn và dập các vật liệu dạng tấm dày, $P_H = 3+45MN$; Máy ép để lóc, để uốn lóc vật liệu dạng tấm dày và nóng, $P_H = 3+200MN$.

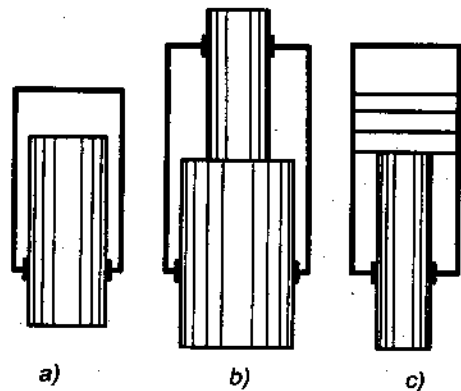
Trong nhóm 5 phải kể tên các loại máy ép đóng gói và đóng bánh, được dùng để ép các phế liệu như phoi kim loại, $P_H = 1+6MN$. Các máy ép thủy lực dùng cho các loại vật liệu phi kim loại gồm có máy ép cho các loại bột, chất dẻo và để ép các tấm phoi gỗ, gỗ dán...

Tính năng công nghệ của máy ép thủy lực sẽ quyết định kết cấu của thân máy (Kiểu cột, kiểu hai trụ, kiểu một trụ, kiểu chuyên dụng...), quyết định kiểu và số xilanh (kiểu plônggiơ, kiểu pittông nhiều bậc, kiểu pittông...)

Phổ biến nhất là khung máy bốn cột cố định, có các phần động chuyển động theo mặt phẳng đứng (hình 1.1b). Cũng có khi người ta làm khung máy kiểu chuyển động (hình 1.1c).

Trên hình 1.3 trình bày các dạng chính của xilanh. Các xilanh kiểu trụ, kiểu pittông trụ nhiều bậc là loại xilanh tác dụng đơn giản. Xilanh công tác kiểu pittông nhiều bậc được sử dụng trong trường hợp khi lõi đi qua xilanh công tác (máy ép thanh-ống). Các xilanh kiểu pittông được sử dụng rộng rãi khi dùng dầu nhờn làm chất lỏng công tác. Trong trường hợp này chi tiết làm kín cho pittông thường dùng vòng xéc măng. Xilanh kiểu pittông là xilanh tác dụng kép.

Ở các máy ép có xilanh công tác đặt phía dưới và khung cố định, có thể không có xilanh khử hồi,



Hình 1.3. Các loại xilanh của máy ép thủy lực.

a- kiểu plônggiơ; b- kiểu pittông nhiều bậc;
c- kiểu pittông.

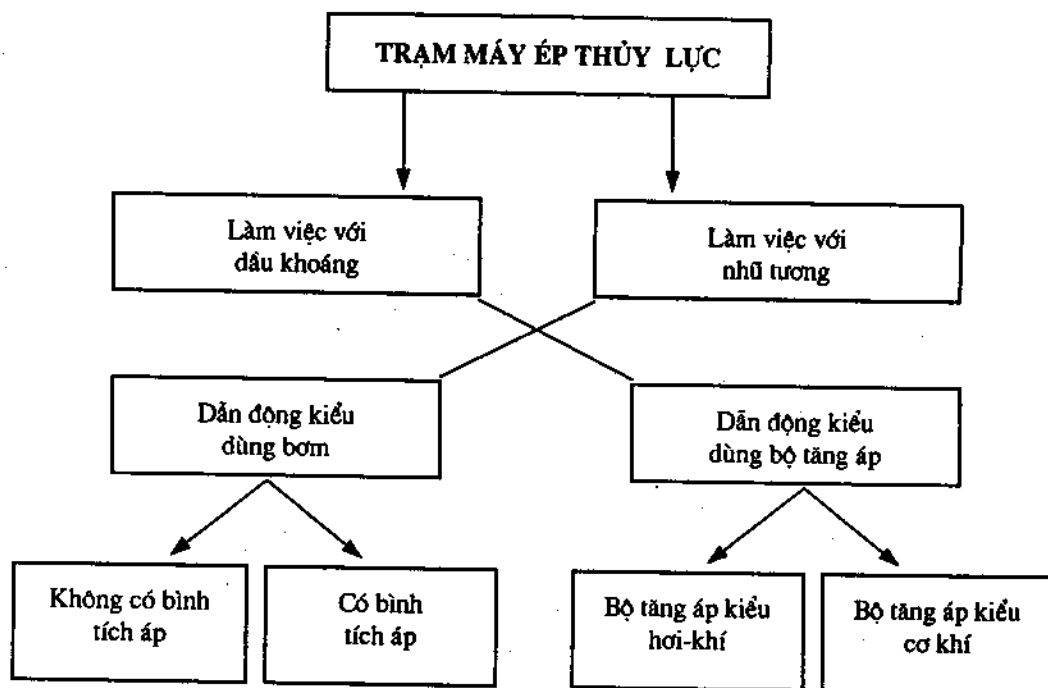
trong trường hợp này sự khử hồi các phần chuyển động của máy ép về vị trí ban đầu được thực hiện nhờ chính trọng lượng của chúng. Xilanh công tác được nối với thùng chứa chất lỏng.

Theo số xilanh công tác thì máy ép được chia ra các loại có một, có hai, có ba và nhiều xilanh.

1.2. TRUYỀN DẪN VÀ THIẾT BỊ CỦA TRẠM MÁY ÉP THỦY LỰC

Trạm máy ép thủy lực bao gồm : máy ép, nguồn cấp chất lỏng áp suất cao cho máy ép: phần truyền dẫn, phần thu hồi chất lỏng; các thùng chứa; các bộ phận điều khiển - bộ phận phối, các van; các đường ống cùng với van cút của nó dùng để nối các phần kể trên vào thành một hệ thống thống nhất ; dẫn động điện.

Nguồn cấp chất lỏng áp suất cao cho máy ép trong quá trình hoạt động sẽ quyết định loại dẫn động của máy ép. Nó gây ảnh hưởng lớn tới sơ đồ và hoạt động của máy ép thủy lực, vì vậy máy ép thường được phân loại theo đặc điểm này (hình 1.4).



Hình 1.4. Phân loại các trạm máy ép.

Khi dùng loại dẫn động bơm không có bình tích áp thì nguồn cấp chất lỏng áp suất cao cho máy ép được thực hiện trực tiếp từ các bơm.

Loại dẫn động bơm có bình tích áp là loại dẫn động mà nó thực hiện việc cấp chất lỏng công tác cho máy ép ở hành trình công tác đồng thời từ bình tích áp và từ bơm.

Ở các loại dẫn động kiểu tăng áp thì việc cấp chất lỏng cho máy ép trong hành trình công tác được thực hiện nhờ bộ tăng áp, nó cấp chất lỏng công tác theo từng lượng nhất định. Bộ tăng áp là một bơm có một xilanh. Về mặt nguyên lý, kiểu dẫn động sẽ quyết định các tính chất của máy ép.

Để đặc trưng cho máy ép thủy lực, cần thiết không chỉ nêu loại dẫn động, mà còn phải kể tới loại chất lỏng công tác. Nó sẽ quyết định các đặc điểm kết cấu của máy ép, thí dụ như máy ép dùng dầu, có bơm và không có bình tích áp.

Với dẫn động kiểu bơm có bình tích áp thì bình tích áp có chức năng tích trữ năng lượng trong toàn bộ chu trình công tác của máy ép để thực hiện hành trình công tác. Kết quả là tải của bơm và động cơ điện trở nên đều. Nhược điểm của dẫn động kiểu bơm có bình tích áp là ở chỗ có tiêu tốn năng lượng không phụ thuộc vào sức cản của phổi.

Đối với loại dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp thì công suất định mức của bơm và động cơ điện được xác định bằng công suất lớn nhất mà máy ép tạo ra. Bộ dẫn động sẽ tiêu thụ năng lượng cho công có ích mà máy ép thực hiện.

Dẫn động từ bộ tăng áp dùng hơi hoặc khí nén sẽ tiêu thụ năng lượng không phụ thuộc vào sức cản của phổi. Nó có thể đảm bảo thực hiện một số lượng lớn các hành trình ngắn và lặp lại. Dẫn động từ bộ tăng áp cơ khí sẽ đảm bảo tiêu thụ năng lượng phụ thuộc vào công thực hiện, nó cũng đảm bảo số lượng lớn các hành trình lặp lại và sự ngập sâu đồng đều của đầu búa vào phổi kim loại.

1.3. CHẤT LỎNG CÔNG TÁC VÀ ÁP SUẤT SỬ DỤNG

Chất lỏng công tác thường được dùng ở các máy ép thủy lực là nước (nhũ tương nước) hoặc là dầu khoáng. Để giảm sự làm rỉ xilanh, pittông, các chi tiết điều khiển và đường ống, người ta thường pha thêm vào nước 2-3% chất nhũ tương. Thành phần của chất nhũ tương là: 83-87% dầu khoáng, 12-14% axit olein và 2,5% xút nồng độ 40%. Dầu khoáng thường dùng là dầu máy, dầu công nghiệp, dầu tuabin....

Nhũ tương được sử dụng ở các trường hợp sau: Ở các máy ép loại lớn có pittông đường kính lớn hơn 1000mm và khi có hành trình lớn của xà di động; nếu có nguy cơ gây tự bốc cháy hoặc gây bắn chất lỏng; khi sử dụng bình tích áp có thể tích chất lỏng lớn ($\approx 500\text{lít}$).

Chất lỏng công tác là dầu khoáng sẽ là hợp lý hơn khi dùng cho máy ép có đường kính pittông nhỏ hơn 1000mm; khi làm việc nếu như cần thiết phải có sự điều chỉnh thật nhạy về tốc độ của xà ngang và lực ép, đối với các máy ép thực hiện hành trình công tác là ngắn.

Các tính chất chính của chất lỏng công tác là tính chịu nén và độ nhớt. Hệ số nén thể tích đối với nước (nhũ tương) $\approx 5 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$, còn đối với dầu khoáng là $6 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$. Các số liệu này tương ứng với vùng áp suất mà ở đó các máy ép làm việc. Ở các áp suất lớn hơn thì hệ số nén thể tích sẽ giảm đi.

Bảng 1.1. Đặc tính các bộ phận của máy ép thủy lực phụ thuộc vào chất lỏng sử dụng

Bộ phận trạm máy ép thủy lực	Nước - nhũ tương	Dầu khoáng
- Đệm kín các pittông đường kính tới 60-70mm với áp suất cao. - Bộ phân phối chất lỏng áp suất cao. - Bơm - Đệm kín của thiết bị thủy lực	- Vòng bít kín hoặc xéc măng - Kiểu van. - Kiểu tốc độ chậm có kích thước tương đối lớn. - Kiểu mềm	- Khe hở đường kính giữa pittông và xilanh là nhỏ. - Kiểu van trượt, có thể sử dụng cả các van loại khác. - Kiểu tốc độ nhanh và kích thước nhỏ. - Rà kín bề mặt hoặc dùng vòng xéc măng?
Xilanh	Kiểu pittông	Kiểu pittông đối với xilanh đường kính lớn
Bình tích áp	Không có các chi tiết phân cách và có các chi tiết này	Chỉ có các chi tiết phân cách giữa dầu và hơi

Độ nhớt của dầu khoáng dùng để dẫn động các máy ép thủy lực thường vào khoảng 6,2÷4,38 cSt (1,5⁰-6⁰BY) ở nhiệt độ 50⁰C và áp suất khí quyển. Nếu như áp suất gây ảnh hưởng không đáng kể tới độ nhớt của nước, thì độ nhớt của dầu sẽ thay đổi đột ngột khi áp suất tăng. Với các áp suất gần 30MPa thì độ nhớt của dầu khoáng sẽ tăng gần gấp đôi. Điều này cần phải được tính đến trong các kết cấu có thể tích chất lỏng lớn và chuyển động với áp suất cao (thí dụ như ở máy ép để rèn). Nhiệt độ bốc cháy của hơi dầu dao động trong giới hạn 160÷210⁰C, vì vậy cần phải đặc biệt chú ý đến khi làm việc với các phôi được nung nóng. Các loại dầu có độ nhớt nhỏ hơn có nhiệt độ tự bốc cháy thấp hơn.

Chất lỏng công tác sử dụng ở hệ thống thủy lực có vai trò rất lớn trong việc quyết định các đặc điểm kết cấu của bộ dẫn động, của hệ thống điều khiển và của cả chính máy ép (bảng 1.1).

Áp suất của chất lỏng trong máy ép được tiêu chuẩn hóa ở ГОСТ 356-80. Các áp suất thông dụng là 20, 32 và 40MPa (200, 320 và 400 kG/cm²).

1.4. CHU TRÌNH CÔNG TÁC

Ở dạng tổng quát, thời gian của chu trình ở máy ép có thể biểu diễn như sau:

$$T_{cht} = t_T + t_{Kt} + t_{Ta} + t_c + t_{gct} + t_{ga} + t_{kh} + t_{ch} \quad (1.2)$$

trong đó :

t_T - thời gian xà ngang treo, là thời gian người ta tiến hành các việc cần thiết để đặt phôi và dụng cụ đúng vị trí ;

t_{Kt} - thời gian chạy không tải, khi xà ngang dịch chuyển tới để tiếp xúc giữa dụng cụ và phôi ;

t_{Ta} - thời gian tăng áp suất ở các xilanh công tác ;

t_{gct} - thời gian hành trình công tác, khi tiến hành công đoạn công nghệ cần thiết ;

t_c - thời gian giữ chi tiết dưới áp suất ;

t_{ga} - thời gian giảm áp suất ở các xilanh công tác ;

t_{kh} - thời gian hành trình khử hồi của xà ngang ;

t_{ch} - thời gian chuyển vị trí của các cơ cấu điều khiển.

Đối với các máy ép có các công dụng khác nhau thì thời gian của một chu trình đầy đủ có thể khác nhau, do nguyên nhân T_{cht} có số lượng các thành phần và trị số của các thành phần này là khác nhau. Thí dụ như khi làm nhẵn phôi rèn trên máy ép rèn thì thực tế là không còn các số hạng thành phần t_T và t_{gct} .

Trị số của từng chu kỳ riêng biệt được xác định bởi kiểu dẫn động. Thí dụ, nếu T_{cht} vượt quá t_c rất nhiều thì nên sử dụng kiểu dẫn động bằng bơm có bình tích áp ... Ta có:

$$t_{Kt} = S_{Kt}/v_{Kt}; \quad t_{ct} = S_{ct}/v_{ct}; \quad t_{Kh} = S_{Kh}/v_{Kh}$$

trong đó : S_{Kt} , S_{ct} , S_{Kh} - hành trình không tải, hành trình công tác và hành trình khử hồi;

v_{Kt} , v_{ct} , v_{Kh} - là tốc độ trung bình của hành trình không tải, của hành trình công tác và của hành trình khử hồi.

Tốc độ chuyển động của xà ngang trên các máy ép hiện đại được trình bày ở bảng 1.2.

Bảng 1.2. Các đặc tính tốc độ của máy ép thủy lực

Tốc độ hành trình (mm/s)	Lực ép, MN		
	> 5	< 5	< 20
	Với bộ dẫn động kiểu bơm nước - có bình tích áp		Bộ dẫn động có bơm dầu - không có bình tích áp
Tốc độ hành trình công tác	30 - 200	30 - 200	5 - 100
Hành trình không tải và khử hồi	100 - 300	< 500	50 - 500

Việc giữ treo xà ngang được thực hiện bằng việc nối các xilanh công tác với thùng chứa chất lỏng khi các đường ống của xilanh khử hồi được đóng; bằng sự thông nhau của xilanh khử hồi với nguồn chất lỏng áp suất cao; bằng việc chặn đường thoát của chất lỏng từ các xilanh công tác và bằng cách đóng đường cấp chất lỏng tới xilanh công tác khi xilanh này ở phía dưới.

• Các phương pháp thực hiện hành trình không tải:

- Xilanh công tác và xilanh khử hồi được nối riêng biệt với thùng chứa;
- Các xilanh này được nối với nhau và nối với thùng chứa;
- Cấp chất lỏng có áp suất cao vào xilanh công tác khi nó ở vị trí dưới.

• Các phương pháp thực hiện hành trình công tác:

- Các xilanh công tác được nối với nguồn chất lỏng áp suất cao, còn xilanh khử hồi được nối với thùng chứa;

- Các xilanh công tác và xilanh khử hồi được nối với nhau và với nguồn chất lỏng áp suất cao;

- Các xilanh công tác được nối với nguồn chất lỏng áp suất cao, còn các xilanh phục hồi được nối với bình tích áp.

• Các phương pháp thực hiện hành trình khử hồi:

- Các xilanh công tác được nối với thùng chứa, còn xilanh khử hồi được nối với nguồn chất lỏng áp suất cao;

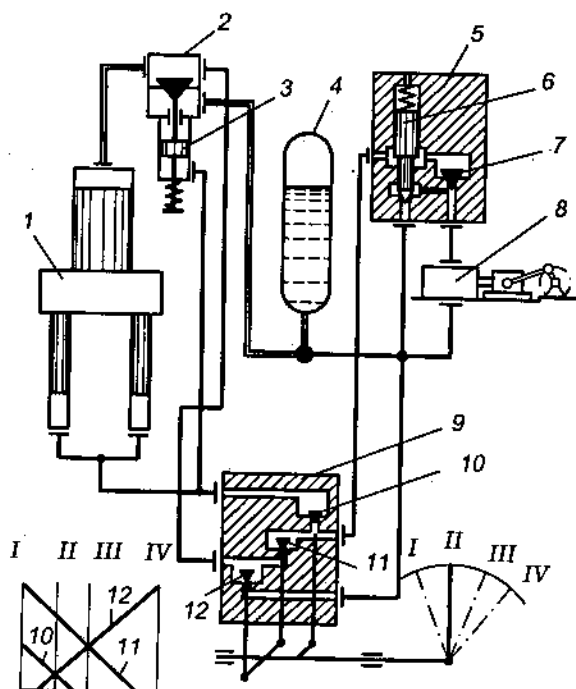
- Khi xilanh công tác ở vị trí dưới thì nó được nối với thùng chứa, còn việc hạ các phần chuyển động được thực hiện dưới tác động của chính trọng lượng nó. Trong trường hợp này nên bố trí các xilanh khử hồi trong máy ép và thực hiện hành trình hạ xuống dưới tác động của chất lỏng áp suất cao.

CHƯƠNG 2

CÁC MÁY ÉP THỦY LỰC CÓ DẪN ĐỘNG KIỂU BƠM KHÔNG CÓ BÌNH TÍCH ÁP

2.1. CHỨC NĂNG VÀ HOẠT ĐỘNG CỦA CÁC CỤM CHI TIẾT

Máy ép có dẫn động bằng nước (nhũ tương nước) kiểu bơm-không có bình tích áp, được trình bày trên hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ máy ép dẫn động bằng kiểu bơm nước không có bình tích áp.

Máy ép 1 dùng để tạo lực ép khi gia công bằng áp suất, van cấp 2 đảm bảo cấp chất lỏng công tác áp suất thấp cho máy ép khi hành trình không tải, và khi hành trình công tác thì nó ngăn cách bình chứa với đường chất lỏng áp suất cao.

Động cơ thủy lực thừa hành 3 sẽ tự động nâng van cấp và đảm bảo cho chất lỏng từ xilanh công tác trở về thùng chứa khí xả ngang ở hành trình khứ hồi. Thùng chứa 4 cung cấp chất lỏng cho máy ép khi ở hành trình không tải, áp suất không khí trong đó thường là $0,4 \div 0,8 \text{ Mpa}$ ($4-8 \text{ kg/cm}^2$). Bộ tự động triệt tải 5 sẽ chuyển bơm sang làm việc không tải sau khi đạt áp suất đã định. Van tuần hoàn 6, van 1 chiều 7, bơm pittông 8 dùng để cấp chất lỏng công tác áp suất cao cho máy ép trong khi hành trình công tác. Bộ phân phối 9 có chức năng để điều khiển máy ép. Van một chiều 10 của các xilanh khứ hồi dùng để cấp và để xả chất lỏng công tác ra khỏi xilanh. Van 11 là van cấp, còn van 12 là van xả của xilanh công tác.

Trên hình 2.1 ở phía dưới bên trái có trình bày biểu đồ pha mở các van của bộ phân phối. Trên trục đứng biểu thị hành trình của van trên đế van, trên trục ngang biểu thị góc quay của trục bộ phân phối.

- Ở vị trí III ("Dừng") thì các van 11 và 12 được mở, còn van 10 thì đóng. Bơm cấp chất lỏng qua bộ tự động triệt tải 5 để tới bộ phân phối 9, chất lỏng sẽ tới đường hút vào bơm. Xả ngang của máy ép được giữ nằm lơ lửng vì van 10 đóng.

- Ở vị trí II (hành trình không tải) các van 10 và 12 mở, Van cấp sẽ tự động nâng lên và chất lỏng từ thùng chứa sẽ chảy tới xilanh công tác. Từ xilanh khứ hồi, dưới tác dụng của trọng lượng các phần chuyển động và áp suất chất lỏng từ thùng chứa lên pittông công tác, chất lỏng được ép chảy qua van 10 về thùng chứa và xilanh công tác.

- Ở vị trí I (hành trình công tác) các van 10 và 12 đóng, Van cấp sẽ tự động nâng lên và chất lỏng từ thùng chứa sẽ chảy tới xilanh công tác. Từ xilanh khứ hồi, dưới tác dụng của trọng lượng các phần chuyển động và áp suất chất lỏng từ thùng chứa lên pittông công tác, chất lỏng được ép chảy qua van 10 về thùng chứa và xilanh công tác.

- Ở vị trí I (hành trình công tác) các van 10 và 11 mở. Chất lỏng từ bơm qua van 11 và phần trên của vỏ van cấp 2 để tới xilanh công tác. Từ xilanh khứ hồi, chất lỏng được ép qua các van 10 và 11 đang mở để tới xilanh công tác của máy ép. Van điều đẩy được đóng bằng áp suất chất lỏng cấp từ bơm tới, và lực của bộ trợ dầu 3 không đủ để mở nó. Khi áp suất trên đường công tác đạt trị số đã đặt trước ở bộ tự động triệt tải thì van tuần hoàn sẽ nâng lên và bơm sẽ bắt đầu làm việc không tải. Máy ép thực hiện việc ép phối rên.

- Ở vị trí IV (hành trình khứ hồi) van 12 mở, chất lỏng dưới áp suất từ bơm sẽ nâng van 10 lên và điền đầy xilanh khứ hồi, còn từ xilanh công tác chất lỏng sẽ được đẩy ra qua van 12 có tiết diện nhỏ để tới thùng chứa. Áp suất trong xilanh công tác giảm xuống, bộ trở dẫn 3 nâng van cấp lên, và chất lỏng từ xilanh công tác qua van cấp sẽ được ép tự do để trở về thùng chứa. Xà ngang động sẽ được nâng lên.

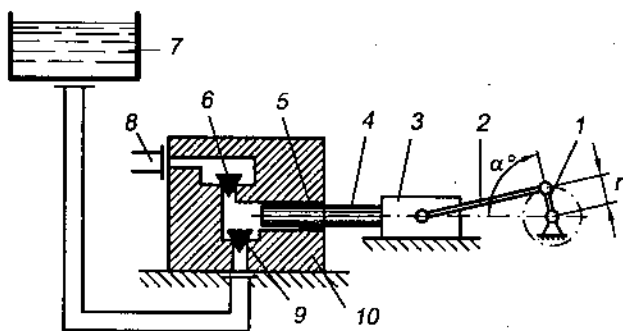
Khi thiết kế bộ phân phối của máy ép có dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp, cần phải chú ý rằng ở bất kỳ vị trí nào của cần điều khiển, thì tất cả các van không được đóng đồng thời. Nếu các van đóng đồng thời có thể dẫn tới va đập thủy lực ở trên đường ống và làm cho bộ tự động triệt tải sẽ làm việc đột ngột.

2.2. CÁC BƠM CAO ÁP

Ở các bộ truyền động của máy ép thủy lực thì bơm được sử dụng rộng rãi nhất là bơm tác dụng tĩnh. Các bơm này, theo loại chất lỏng mà nó bơm, được chia ra loại bơm nhũ tương và bơm nước.

Trong số các loại bơm nước (bơm nhũ tương nước) để dẫn động máy ép thủy lực, thì người ta sử dụng đa số là bơm kiểu pittông có trục khuỷu, bố trí thường là nằm ngang, có công suất tới 1500kW. Chất lỏng công tác thường là nước hoặc nhũ tương. Áp suất thường sử dụng nhiều nhất là 20 hoặc 32MPa (200 hoặc 320kG/cm²).

Sơ đồ của bơm 1 pittông tác dụng đơn giản được trình bày trên hình 2.2. Ký hiệu f là diện tích của pittông; v là vận tốc; q là lượng cấp của một pittông; r là bán kính khuỷu; α là góc quay của trục khuỷu; ω là vận tốc góc quay của trục khuỷu.



Hình 2.2. Sơ đồ bơm một pittông tác dụng đơn giản.

1-trục khuỷu; 2-tay biên (thanh truyền); 3-con trượt; 4-pittông;
5-đệm kín; 6-van đẩy; 7-thùng chứa; 8-đường ống áp suất cao;
9-van hút; 10-vỏ bơm.

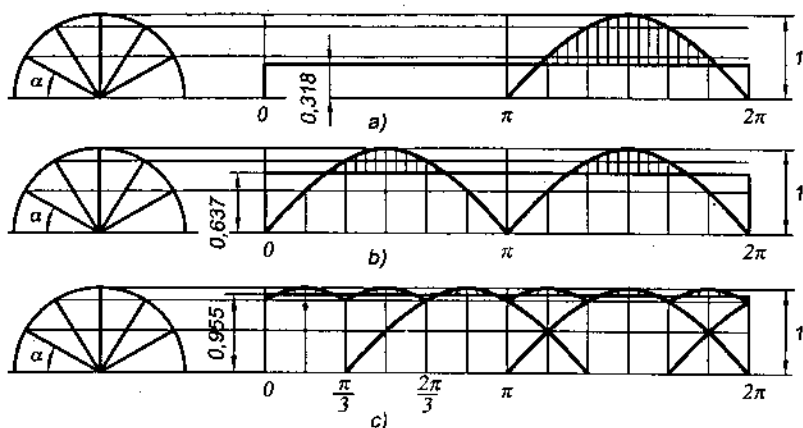
Để đơn giản hóa cho các tính toán, ta coi chiều dài thanh truyền bằng vô cùng. Khi đó:

$$q = f \cdot v ; \quad \text{và} \quad v = r \omega \sin \alpha$$

vậy $q = f r \omega \sin \alpha$

Trên hình 2.3 trình bày biểu đồ lưu lượng của bơm phụ thuộc vào số pittông, lưu lượng cực đại được coi bằng đơn vị. Bơm ba pittông đảm bảo được lưu lượng đều. Kết cấu của bơm 5 pittông không được sử dụng bởi vì khi đó bơm sẽ tăng về nhiều rộng, còn sự đồng đều của lưu lượng khi đó sẽ không được cải thiện nhiều.

Để dẫn động máy ép thì sử dụng rộng rãi nhất là loại bơm ba pittông tác dụng đơn giản, có ba khuỷu trên trục khuỷu, các khuỷu này được bố trí lệch nhau 120°.



Hình 2.3. Biểu đồ lưu lượng của bơm
a-một pittông; b-hai pittông; c-ba pittông.

quá 3m/s, bởi vì nếu không như vậy sẽ xảy ra sự mài mòn nhanh các đệm kín của pittông và xuất hiện tiếng gõ của van :

$$v_C = \frac{S.n}{30} \quad (2.1)$$

trong đó :

S- hành trình của pittông (m).

n- số vòng quay của trục khuỷu trong một phút được giới hạn bởi tiếng gõ của van (thường lấy $n = 125 \div 180 \text{v/ph}$).

Lưu lượng thực tế, hoặc có ích của bơm, m^3/s .

$$Q_e = \frac{1}{60} f s z n \eta_0 \quad (2.2)$$

trong đó :

f- diện tích đỉnh pittông, m^2 ;

z- số pittông ;

n- số vòng quay của trục khuỷu, vòng/phút ;

η_0 - hệ số tổn hao thể tích của bơm.

Công suất trên trục khuỷu của bơm được xác định theo công thức :

$$N = \frac{1000 p Q_e}{\eta_0 \eta_M} \quad (2.3)$$

trong đó :

p- áp suất của chất lỏng do bơm tạo ra, MPa ;

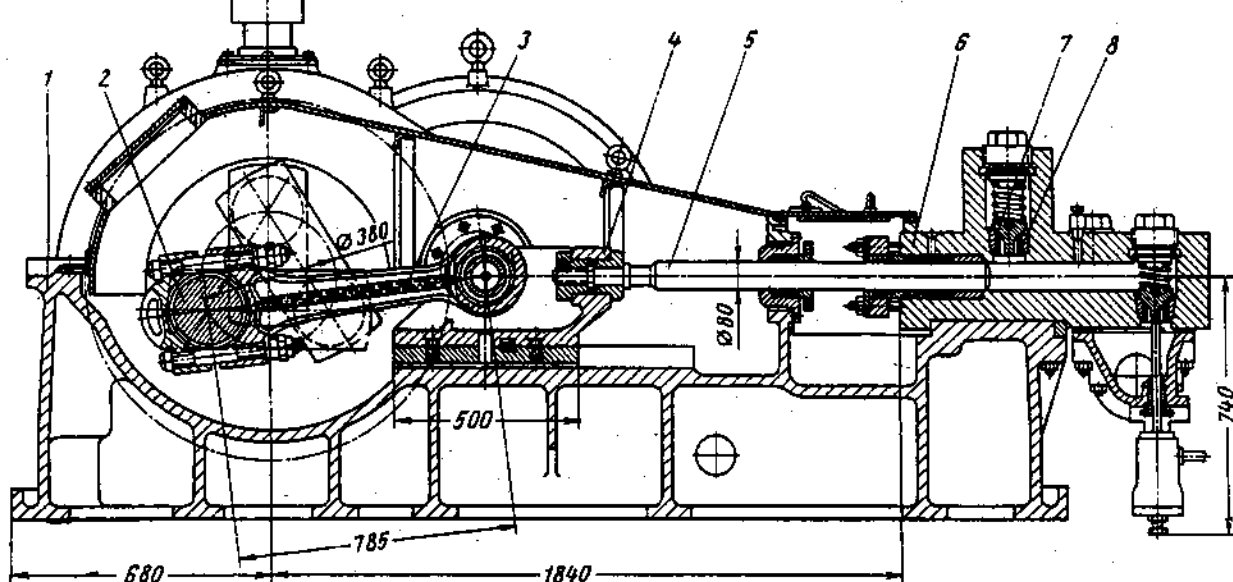
η_M - hệ số tổn hao cơ khí của bơm, bằng khoảng 0,80÷0,85.

Tốc độ trung bình của chất lỏng trên đường ống hút không được quá 0,3m/s. Mức cao nhất của nước trong thùng chứa phải cao hơn trục của pittông khoảng 4-5m. Tốc độ trung bình của nước tại các van hút thường lấy không quá 3m/s, và ở các van đẩy là không quá 6m/s.

Các chi tiết chính của bơm (hình 2.4) là thân vỏ có ổ đỡ trục khuỷu và bộ dẫn hướng, trục khuỷu, thanh truyền, con trượt, pittông, thân van và các van.

Thân vỏ bơm 1 được đúc bằng gang, có khối lượng lớn để giảm rung cho bơm do tác động của các khối lượng chuyển động tịnh tiến. Thân vỏ được tính toán chịu kéo và chịu uốn dưới tác dụng

Để phân phối chất lỏng thì sử dụng rộng rãi nhất là các van tự động. Sự làm việc của van, bắt đầu từ một số vòng quay nào đó của trục khuỷu, được gọi là số vòng quay tới hạn, sẽ kèm theo tiếng gõ khi van đóng. Lưu lượng chất lỏng trở nên không đều, bởi vì sự đóng và mở của van không tương ứng với hành trình pittông. Tốc độ trung bình v_C của pittông, theo các số liệu vận hành của bơm, thường lấy bằng 0,5÷1,5 m/s; nhưng không



Hình 2.4. Bơm kiểu ngang ba pittông.

của hợp lực của tất cả các pittông. Đối với bơm ba pittông, hợp lực của các pittông thường lấy bằng $2fp$ (f - diện tích đỉnh pittông; p - áp suất đỉnh mức của bơm).

Ứng suất tổng hợp do uốn và kéo cho phép khi tính toán thường lấy bằng $[\sigma] = 7+8\text{MPa}$.

Trục khuỷu 2 được chế tạo theo phương pháp rèn từ thép 45. Ổ đỡ của trục khuỷu thường làm theo kiểu ổ đỡ trượt hoặc lăn. Trục thường có hai hoặc bốn ổ đỡ. Việc tính toán bền cho trục khuỷu và áp suất ở ổ đỡ được tiến hành theo phương pháp đã trình bày ở phần máy ép trục khuỷu.

Thanh truyền 3 và con trượt 4 được chế tạo theo kiểu rèn hoặc từ thép đúc. Chiều dài thanh truyền thường lấy $L \geq 5r$ (r là bán kính khuỷu). Bệ đỡ hướng con trượt được làm có dạng hình trụ hoặc phẳng. Ở các bệ đỡ dẫn hướng hình trụ, nếu bị mòn thì người ta thay các ống lót bằng gang.

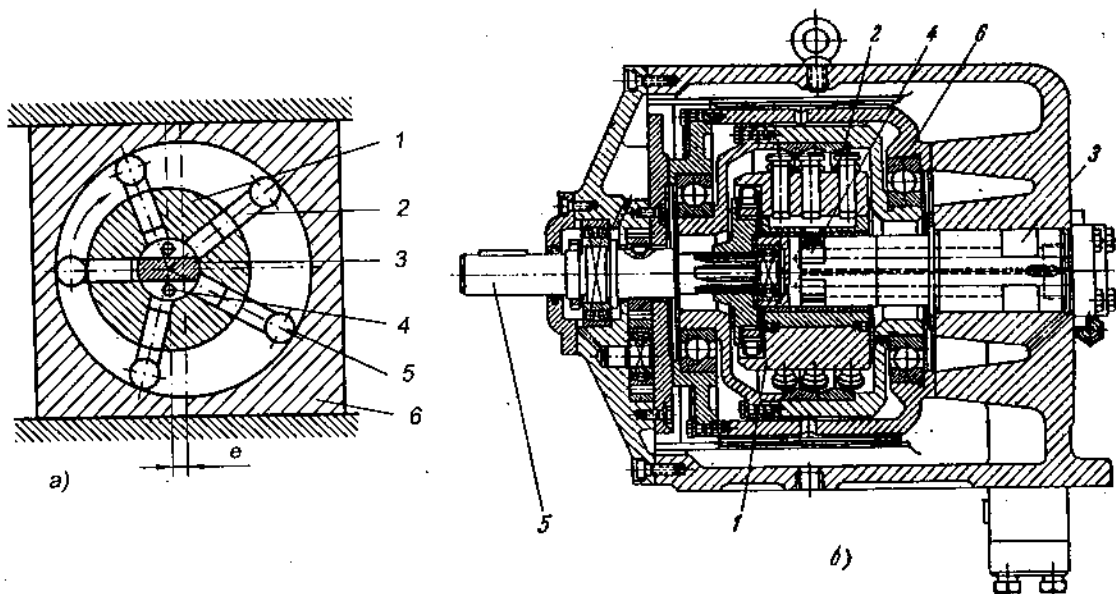
Đối với các bệ dẫn hướng kiểu phẳng thì vị trí của con trượt được điều chỉnh bằng các đệm. Áp suất cho phép trên bệ dẫn hướng thường lấy là $0,2+0,3\text{MPa}$. Đối với chốt của con trượt, cho phép áp suất 9MPa , còn đối với má khuỷu cho phép áp suất $6+7\text{MPa}$.

Pittông 5 của bơm được chế tạo từ thép có độ bền cao, tính chống rỉ cao 20X30; 30X13. Bề mặt của pittông được tôi và gia công mài bóng. Liên kết của pittông với con trượt thường là theo kiểu bôi (tự do). Để bao kín pittông người ta thường dùng vòng bít trên nền vải cao su. Để đảm bảo thấm ướt bằng nước hoặc nhũ tương cho đệm, chiều cao của đệm cần phải nhỏ hơn hành trình của pittông.

Thân van 6 được rèn từ thép 35. Các van hút và đẩy được bố trí cạnh nhau hoặc cái này trên cái kia. Các van, đế van, lò xo và chi tiết liên kết được chế tạo từ thép không rỉ hoặc đồng chất lượng cao. Các van 7 thường được chế tạo có đế dạng côn 8 hướng theo phần hình trụ của tiết diện lưu thông. Khi xác định tiết diện lưu thông của các van, thường xuất phát từ trị số độ nâng của van ($4-5\text{mm}$). Các bơm nước có thể sử dụng để bơm dầu, nhưng điều này không hợp lý, bởi vì các tính chất của dầu cho phép thực hiện kết cấu của bơm dầu đơn giản hơn và gọn hơn.

Các bơm pittông làm việc với dầu khoáng, được phân loại ra là bơm pittông kiểu hướng kính và kiểu theo chiều trục. Sơ đồ của bơm có các pittông bố trí kiểu hướng kính được trình bày ở hình 2.5a, còn kết cấu của nó ở hình 2.5b. Rôto 1 của bơm quay quanh trục phân phối 3 cố định. Trên trục này các pittông 2 được bố trí kiểu hướng kính và chúng sẽ chuyển động tịnh tiến. Các pittông được tỳ trên con lăn 5 và lăn theo vòng đặt trong bloc di động 6. Trục phân phối có các van 4 để hút và đẩy dầu. Ở vị trí được trình bày trên hình 2.5a, việc hút dầu được thực hiện qua nửa phía trên của trục

phân phối, còn việc đẩy dầu - qua nửa phía dưới. Khi dịch chuyển block di động, có thể thay đổi lưu lượng dầu và hướng của nó.



Hình 2.5. Bơm pittông kiểu hướng kính.

Các khe hở giữa pittông và các lỗ tương ứng của nó không được quá $40\mu\text{m}$ (đối với pittông đường kính tới 40mm). Các bơm pittông kiểu hướng kính thường được chế tạo để cho áp suất tới 20MPa . Sự tăng áp suất bị hạn chế bởi sự tăng rò rỉ giữa trục phân phối và rôto và cả sự uốn trục do tải trọng tác động. Số vòng quay của rôto bơm pittông kiểu hướng kính bị hạn chế bởi các cơ cấu phân phối và không vượt quá 1000v/ph . Để tăng lưu lượng, người ta thường đặt nhiều hàng xilanh của bơm.

Thể tích dầu mà pittông đẩy ra sau 1 vòng quay của rôto (m^3/ph):

$$q = \frac{\pi d^2}{3} h z \quad (2.4)$$

trong đó : d - đường kính pittông (m); h - hành trình pittông (m); z - số pittông, thường là số lẻ.

Từ hình 2.5a ta thấy rằng hành trình của pittông bằng $2e$, vậy lưu lượng lý thuyết của bơm trong 1 phút là (m^3/s):

$$Q = qn = \frac{\pi}{120} d^2 e z n \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.5)$$

trong đó : e - độ lệch tâm (m).

Lưu lượng thực tế hay có ích là :

$$Q_e = \eta_0 Q$$

với η_0 là hệ số tổn hao thể tích của bơm, lấy bằng $0,8 \div 0,95$.

Công suất trên trục rôto của bơm, (kW) :

$$N = \frac{1000 p Q_e}{\eta_0 \eta_M} \quad (2.6)$$

trong đó : p - áp suất (MPa); η_M - hệ số tổn hao cơ khí của bơm, thường lấy bằng $0,94 \div 0,96$.

Người ta thường làm các bơm xuất phát từ lưu lượng nhỏ hơn 1000 lít/ph. Kết cấu của bơm pittông kiểu hướng kính có pittông dịch chuyển tự do được trình bày ở hình 2.5b.

Sự thay đổi lưu lượng của bơm pittông kiểu hướng kính được thực hiện bằng cách thay đổi vị trí của bloc bơm so với rôto. Cơ cấu đơn giản nhất thường sử dụng để dịch chuyển bloc bơm là cơ cấu trục vít.

Các bơm có điều chỉnh tự động lưu lượng theo áp suất ở đường công tác đã được sử dụng rộng rãi (hình 2.6). Dưới tác dụng của lò xo 2, bloc di động của bơm 1 sẽ dịch chuyển trong rãnh dẫn hướng 4 tới vít chặn 5 dùng để điều chỉnh lưu lượng cực đại của bơm.

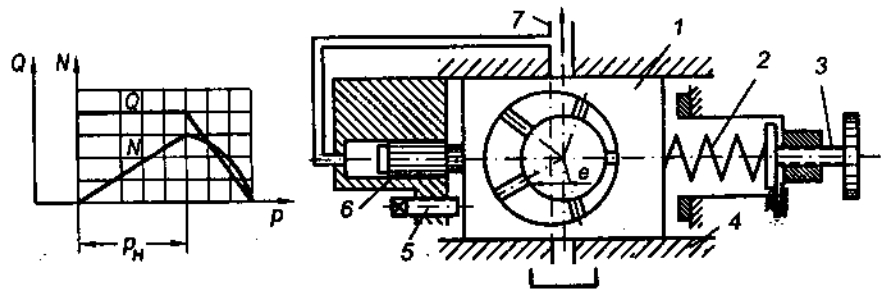
Khi áp suất tăng trong đường đẩy 7, pittông 6 sẽ dịch chuyển bloc bơm sang phải. Lưu lượng của bơm sẽ bằng hằng số khi áp suất nhỏ hơn p_H tương ứng với lực giữ của lò xo do vít 3 điều chỉnh. Khi áp suất $< p_H$ thì công suất của bơm sẽ tăng tỷ lệ thuận với áp suất trong đường công tác. Khi áp suất lớn hơn p_H thì lưu lượng của bơm bắt đầu giảm theo qui luật tuyến tính do độ cứng của lò xo quyết định.

Việc sử dụng nhiều lò xo lắp nối tiếp sẽ cho phép nhận được các quy luật phụ thuộc khác nhau giữa lưu lượng và áp suất chất lỏng.

Cơ cấu được trình bày trên hình 2.6 đảm bảo giữ áp suất đã định trước ở chế độ lưu lượng nhỏ nhất và hệ thống làm việc không có va đập khi có thay đổi tải đột ngột ở cuối hành trình công tác.

Để giữ cho công suất của bơm luôn ổn định, cần phải thay đổi lưu lượng phù hợp với áp suất p theo qui luật:

$$Q = \frac{N}{K} \cdot \frac{1}{p} \quad (2.7)$$



Hình 2.6. Bơm có điều chỉnh tự động lưu lượng theo áp suất.

trong đó : N - công suất của bơm; K - hằng số phụ thuộc vào thứ nguyên của p và Q .

Sự phụ thuộc như vậy của lưu lượng vào áp suất có thể nhận được khi việc điều khiển bơm được thực hiện bằng lò xo kết hợp với cơ cấu cam. Bơm đảm bảo được điều kiện của biểu thức (2.7) có thể gọi là bơm công suất ổn định.

Bơm công suất ổn định sẽ giữ nguyên trị số công suất tiêu thụ, bắt đầu từ áp suất đã định, cho tới áp suất giới hạn lớn nhất.

Bơm pittông kiểu chiều trục gồm có đĩa phân phối di động 1 (hình 2.7a) ; bloc xilanh quay 2, các pittông 3, cán pittông 4, đĩa nghiêng 6 liên kết với các cán 4 theo kiểu bản lề.

Ở đĩa phân phối 1 có các cửa hình vòng cung 7, dầu được pittông hút và đẩy đi qua các cửa này. Bloc xilanh 2 và đĩa nghiêng 6 quay được là nhờ vào trục 5.

Sau 1 vòng quay của đĩa nghiêng, mỗi pittông sẽ cấp một thể tích dầu là:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h$$

trong đó : d - đường kính đỉnh pittông; h - hành trình pittông.

Nếu số lượng pittông là z , thì sau một vòng quay của bloc xilanh sẽ cấp một thể tích dầu là :

$$V_P = \frac{\pi d^2}{4} h z$$

Lưu lượng lý thuyết trung bình:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z n \quad (2.8)$$

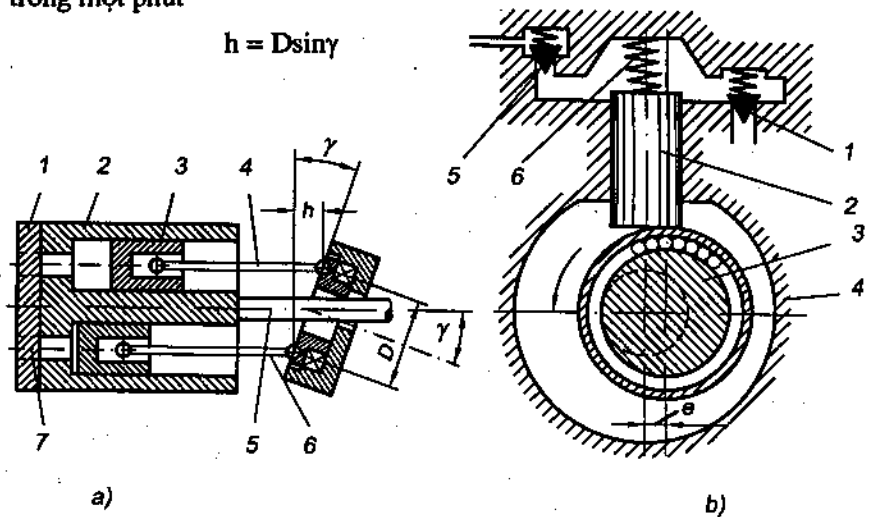
trong đó : n- số vòng quay trong một phút

$$h = D \sin \gamma$$

Khi đó :

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n D \sin \gamma \quad (2.9)$$

Các bơm kiểu chiều trục có 2 loại kiểu lưu lượng cố định và thay đổi, chúng có hệ số có ích cao hơn so với bơm pittông kiểu hướng kính. Do rò rỉ ít hơn ở các cơ cấu phân phối, bởi vì khi chất lỏng phân bố ở phía đầu mút thì khe hở giữa đĩa phân phối và block xilanh sẽ thường xuyên được tự động loại bỏ. Các bơm kiểu chiều trục thường được chế tạo với áp suất công tác là 20-35MPa.



Hình 2.7. Sơ đồ các bơm.

a - bơm pittông hướng trục ; b - bơm kiểu van lệch tâm.

Các bơm pittông kiểu van để bơm dầu, được chế tạo với bố trí pittông kiểu hướng kính và kiểu một hàng. Nhờ có độ kín cao của bộ phân phối kiểu van, các bơm kiểu này được sử dụng để làm việc với các áp suất cao của dầu: 30MPa; 40MPa và cao hơn. Thường thì các bơm này được chế tạo kiểu có công suất không đổi, nhưng cũng có kết cấu bơm với công suất có thể điều chỉnh. Tốc độ quay của trục lệch tâm thường là 1500v/ph.

Cơ sở của kết cấu bơm là các dạng khác nhau của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền có độ lệch tâm, có con trượt ở dạng pittông và bộ dẫn hướng ở dạng các xilanh.

Trên hình 2.7b trình bày một ngăn của bơm kiểu van lệch tâm có pittông bố trí một hàng. Bánh lệch tâm 3 tác dụng lên pittông 2 qua ổ đỡ kiểu lăn và làm nâng nó lên, khi đó chất lỏng được ép ra qua van đẩy 5.

Pittông hạ xuống dưới tác dụng của lò xo 6, đồng thời thực hiện việc hút chất lỏng qua van 1. Trục lệch tâm và các pittông được bố trí trong vỏ 4.

Lưu lượng có ích của bơm, (m³/ph):

$$Q_e = \eta_0 \frac{\pi d^2}{2} e z n \quad (2.10)$$

trong đó : η_0 - hệ số tổn hao thể tích, với áp suất 30MPa (300kG/cm²) thì $\eta_0 = 0,9$

d - đường kính pittông (m) ;

e - độ lệch tâm (m) ;

n - số vòng quay của trục lệch tâm (v/ph).

Khe hở giữa xilanh và pittông đường kính 20-30mm thường vào khoảng 15÷30μm.

2.3. SỬ DỤNG CÔNG SUẤT CỦA BƠM VÀ ĐỘNG CƠ CỦA MÁY ÉP THỦY LỰC

Công của máy ép được xác định bởi thời gian t_c thực hiện hành trình công tác, khi sự biến dạng dẻo kim loại được tiến hành. Giả thiết rằng trong hệ thống dẫn động không có tổn hao năng lượng.

Ta đưa vào các ký hiệu sau đây :

P - lực của máy ép tại điểm cho trước của hành trình pittông ;

p - áp suất chất lỏng trong xilanh máy ép ;

S - hành trình của pittông ;

P_{dn} - lực ép danh nghĩa của máy ép ;

S_C - hành trình công tác.

Nếu như bỏ qua các tổn hao trong hệ thống thủy lực, thì đối với bộ dẫn động của bơm không có bình tích áp, không có bánh đà trên trục dẫn động bơm, ở thời điểm bất kỳ của hành trình công tác ta có đẳng thức :

$$N_p = N_b = N_{dc} \quad (2.11)$$

trong đó : N_p - công suất của máy ép ở hành trình công tác ;

N_b - công suất của bơm ;

N_{dc} - công suất của động cơ điện.

Khi máy nén làm việc, có những thời điểm mà N_b đạt giá trị cực đại. Từ biểu thức (2.11) suy ra là công suất của bơm cũng phải là cực đại. Nghĩa là bơm phải được tính theo công suất cực đại ở máy ép và được xác định bằng lực lớn nhất và tốc độ cho trước của chuyển động con trượt.

Bởi vì thời gian hành trình công tác trở nên nhỏ nhất khi sử dụng công suất toàn bộ của bơm, vậy để nhận được t_c nhỏ nhất thì bơm phải làm việc với công suất định mức trong suốt toàn bộ hành trình công tác :

$$KpQ = N_b \quad (2.12)$$

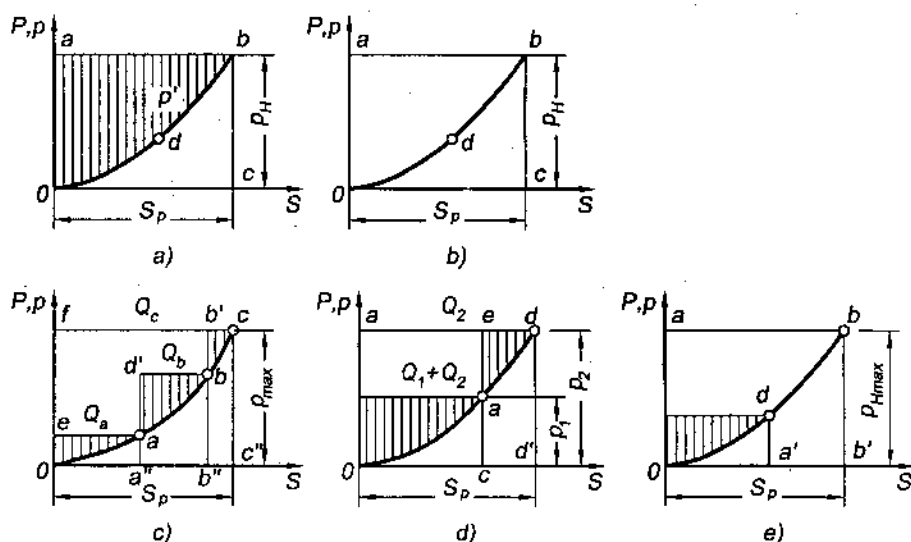
Với K - Hệ số phụ thuộc vào thứ nguyên của Q , p và N :

p - áp suất của bơm tạo ra ;

Q - lưu lượng của bơm.

Người ta gọi bơm là bơm lý tưởng nếu như nó đảm bảo được điều kiện (2.12) trong suốt hành trình công tác và có hệ số có ích bằng 1.

Ở các điều kiện thực tế thì các bơm của máy ép thủy lực không làm việc với công suất không đổi, đặc



Hình 2.8. Các đồ thị lực ép (phần được gạch- là công mà bơm không sử dụng).

biệt là ở lúc bắt đầu của hành trình công tác và đối với nhiều quá trình công nghệ không cần có áp suất cao mà chỉ cần có năng suất cao.

Đồ thị lực ép đối với sơ đồ đơn giản nhất của máy ép một xilanh dẫn động không có bình tích áp từ bơm có lưu lượng không đổi được trình bày trên hình 2.8a.

Phần diện tích được gạch 0ab tỷ lệ với công không được bơm sử dụng và đặc trưng cho việc sử dụng công suất của bơm.

Trị số của tung độ p' đối với điểm a sẽ tương ứng với áp suất mà bơm không sử dụng ở thời điểm đó và tỷ lệ với phần công suất không sử dụng của bơm, bởi vì :

$$N' = p'Q \text{ còn } Q = \text{const}$$

Ở kết cấu đơn giản nhất thì bộ dẫn động của bơm không có bình tích áp thường sử dụng một phần nhỏ công suất định mức.

Đồ thị lực để dẫn động từ bơm lý tưởng được trình bày ở hình 2.8b. Ở đây công suất của bơm được sử dụng hết. Mức độ hoàn thiện của các dẫn động thực tế cần được đánh giá bằng cách so sánh với dẫn động từ bơm lý tưởng, làm việc với công suất không đổi.

Trên hình 2.8c trình bày đồ thị lực ép khi bơm kiểu pittông có trục khuỷu làm việc với ba mức áp suất và lưu lượng cấp cho máy ép một xilanh :

$$p_a Q_a = p_b Q_b = p_c Q_c = N_H \quad (2.13)$$

Các điểm a, b, c của đồ thị lực là các điểm công suất không đổi.

$$p_c > p_b > p_a ; \quad Q_c < Q_b < Q_a$$

Phần công mà bơm không dùng được giảm đi. Thời gian hành trình công tác, công suất của bơm và động cơ có thể giảm so với các thông số này trong trường hợp dẫn động từ bơm lưu lượng không đổi.

Trên hình 2.8d trình bày đồ thị lực để dẫn động máy ép một xilanh từ hai bơm có đặc tính khác nhau và làm việc từ một động cơ điện. Các bơm được chọn từ điều kiện:

$$p_1(Q_1 + Q_2) = p_2 Q_2 = N_b \quad (2.14)$$

Bắt đầu từ áp suất p_1 bơm được ngắt với các thông số p_1 và Q_1 . Sau đó máy ép nhận được chất lỏng từ bơm với các thông số p_2 và Q_2 .

Các điểm a và d trên đường cong Oad (hình 2.8d) tương ứng công suất không đổi của bơm.

Trên hình 2.8e trình bày đồ thị lực của máy ép một xilanh khi làm việc từ bơm công suất không đổi. Trong trường hợp này thì mối quan hệ $pQ = C$ đạt được bằng cách sử dụng pittông đặc biệt để chuyển dịch bloc di động của bơm pittông hướng kính, pittông này được cân bằng bởi lò xo và nó điều chỉnh lượng dịch chuyển của bloc di động của cơ cấu cam. Đến điểm a' thì bơm làm việc với công suất không đổi nhưng nó không sử dụng toàn bộ công suất của mình. Sau khi đi qua điểm a' thì công suất được giữ không đổi cho đến khi kết thúc hành trình công tác.

Việc đưa sự làm việc của bộ dẫn động tới gần hơn với sự làm việc của bơm lý tưởng trong thời gian t_c thực tế được thực hiện bằng các phương pháp sau : Sử dụng các bơm có điều chỉnh kiểu bậc thang lưu lượng theo áp suất; sử dụng các bơm có các đặc tính khác nhau; sử dụng một loạt các bơm giống nhau, sử dụng các bơm có thay đổi tự động công suất; sử dụng ở máy ép nhiều xilanh mà chúng làm việc với các áp suất khác nhau và cả bằng cách sử dụng tổ hợp các phương pháp kể trên.

Nhằm cải thiện việc sử dụng công suất của các động cơ điện trong thời gian toàn bộ chu trình công tác T_{cht} của máy ép, có thể đưa sự làm việc của bộ dẫn động tới gần sự làm việc của động cơ

lý tưởng (là động cơ có thể cấp trong suốt khoảng thời gian T_{cht} một công suất không đổi) được tính bằng tỷ số: A_{cht}/T_{cht} (A_{cht} - công có ích của máy ép).

Khi không có bình tích áp thì việc đưa sự dẫn động tới gần với sự làm việc của động cơ lý tưởng có thể đạt được bằng các phương pháp kể trên để giảm công suất của bơm. Thường thì thời gian dành cho các công đoạn phụ lại nhiều hơn thời gian của hành trình công tác của máy ép. Bộ dẫn động sẽ bắt buộc phải làm việc không tải trong thời gian dài.

Công suất của động cơ điện khi bơm chạy không tải thường vào khoảng 10÷15% công suất cực đại. Vì vậy ở những chỗ mà các yếu tố công nghệ cho phép, thì hợp lý hơn cả là giảm một phần tốc độ của hành trình công tác hoặc tăng tỷ số t_c/T_{cht} . Trong trường hợp này, thời gian toàn bộ của chu trình có thể thay đổi không đáng kể do việc giảm thời gian cho hành trình tiếp cận, hành trình khử hồi và chuyển chế độ.

Các quá trình công nghệ riêng thí dụ như đột sẽ yêu cầu lúc thì tốc độ cao, lúc thì tốc độ thấp của hành trình công tác. Điều này liên quan tới các tính chất công nghệ của vật liệu phôi. Trong trường hợp này có thể có được công suất của bơm và động cơ điện một cách tối ưu hơn bằng cách ngắt một số bơm cùng động cơ.

Khi chọn công suất của động cơ điện cho máy ép thủy lực, người ta thường phân biệt hai chế độ làm việc của nó: Chế độ làm việc lâu dài và chế độ làm việc ngắn - lặp lại.

Theo chế độ làm việc lâu dài người ta thường chọn động cơ điện cho dẫn động kiểu bơm có bình tích áp, và người ta thường chọn động cơ điện theo chế độ làm việc ngắn-lặp lại cho dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp. Thường thì có thể chọn công suất định mức của động cơ điện bằng một nửa công suất của bơm.

Việc giảm tiếp theo công suất của động cơ điện ở dẫn động không có bình tích áp có thể đảm bảo bằng cách đặt một bánh đà trên trục nối bơm và động cơ điện.

Ở dẫn động có bánh đà, việc thay đổi số vòng quay của bánh đà và sự nhả năng lượng của nó phụ thuộc vào đặc tính cơ học của động cơ điện. Trong trường hợp này biểu thức (2.11) sẽ có dạng:

$$N_p = N_b \geq N_{dc} \quad (2.15)$$

Yếu tố giới hạn ở đây là công suất của bơm - công suất động cơ có thể giảm 2-3 lần và hơn nữa phụ thuộc vào đặc tính tải $P = f(S)$ và tỷ số t_c/T_{cht} .

Trong một số trường hợp, việc sử dụng triệt để hơn công suất của động cơ điện và bơm có thể đạt được bằng cách liên kết nhiều máy ép có cùng lực ép vào một máy ép lớn.

Khi lực ép công tác của máy ép tương ứng với áp suất giới hạn của chất lỏng trong bơm thì bơm được ngắt ra khỏi máy ép này và chuyển sang làm việc cho máy ép khác. Phương pháp kể trên sẽ giảm hoặc triệt tiêu toàn bộ sự làm việc không tải của bơm và vì vậy nó là phương pháp kinh tế hơn.

Sự lựa chọn dẫn động bơm không có bình tích áp, ở một mức độ lớn được xác định bởi chế độ lực tác dụng của máy ép.

Các quá trình công nghệ trong gia công bằng áp suất, theo đặc tính của chế độ lực, có thể chia ra làm 6 nhóm chính (hình 2.9).

Nhóm I (các quá trình chuốt ép, chuốt) - lực tạo ra trong thời gian hành trình của pittông máy ép, được giữ gần, như không đổi, nghĩa là $\frac{dP}{dS} \approx 0$; Mức độ điền đầy đồ thì lực là $\varphi = 70-80\%$ (có xét đến lực cực đại ở cuối hành trình).

Nhóm II (các quá trình chôn, vượt ...) lực tăng đều theo hành trình của pittông máy ép, mối quan hệ $P = f(S)$ gần như tuyến tính, nghĩa là $\frac{dP}{dS} \cong \text{const}$; $\varphi = 60+70\%$.

Nhóm III (uốn, dập nóng, đóng bánh, dập tấm, đóng gói...) đồ thị lực có thể chia làm hai đoạn: Ở đoạn đầu lực tăng từ từ theo hành trình của pittông

($\frac{dP}{dS} \cong \text{const}$), ở đoạn sau lực tăng mạnh, nghĩa là $\frac{dP}{dS} \rightarrow \infty$; $\varphi = 10 \div 25\%$.

Nhóm IV (vuốt vật liệu tấm, dập bằng cao su...) - lực thay đổi đều theo hành trình của pittông:

$\frac{dP}{dS} \neq \text{const}$;
 $\varphi = 40 \div 70\%$.

Nhóm V (quá trình chắt, đột...) - lực tăng đột ngột với hành trình công tác tương đối ngắn và sau đó giảm còn nhanh hơn, $\frac{dP}{dS} = 0$; $\varphi = 25 \div 60\%$.

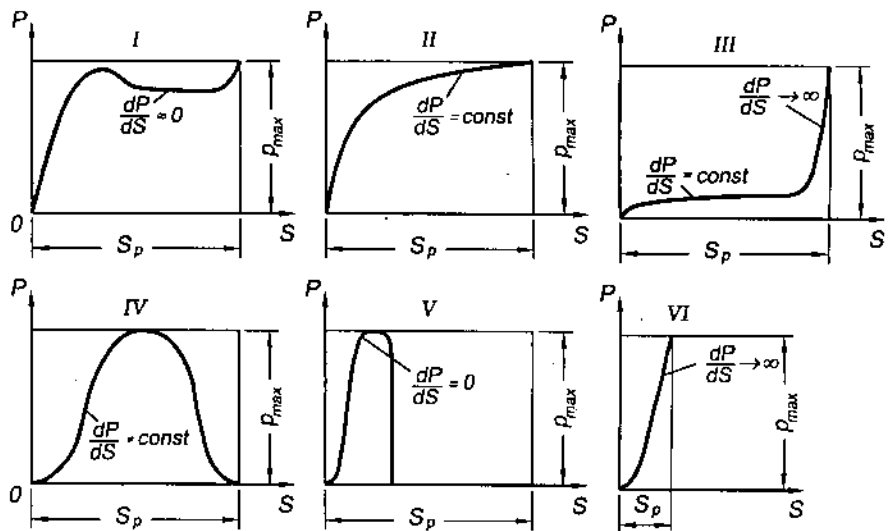
Nhóm VI (các quá trình dập nổi - xảm, dập tinh ...) - lực tăng đột ngột theo hành trình của pittông, nghĩa là $\frac{dP}{dS} \rightarrow \infty$ với hành trình công tác ngắn, thường được xác định bằng các biến dạng đàn hồi của máy ép; $\varphi = 40 \div 45\%$.

Các đồ thị tính toán lực cần phải biểu thị không những công để biến dạng dẻo cho phôi mà còn cả công để biến dạng đàn hồi các bộ phận của máy ép. Đối với các tính toán có liên quan đến việc chọn lựa bộ dẫn động, các đồ thị thực tế nên được thay bằng các đồ thị đã được đơn giản hoá gồm các đoạn thẳng nối nhau.

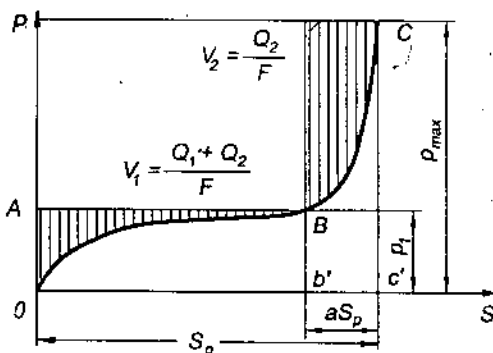
Việc xét các đồ thị lực đặc trưng (hình 2.9) cho phép đưa ra các kết luận về việc sử dụng loại dẫn động loại này hoặc loại khác. Thí dụ như đối với các quá trình của nhóm III thì các máy ép có lực không lớn, nên không cần phải trang bị loại dẫn động kiểu bơm có bình tích áp.

Hệ số thủy lực của nó sẽ không đáng kể, do mức độ biến dạng đồ thị lực là nhỏ. Không nên sử dụng ở đây loại dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp kết cấu đơn giản nhất (bơm lưu lượng không đổi và máy ép một xilanh). Công suất của dẫn động sẽ không được sử dụng ở mức độ cần thiết. Nên sử dụng ở đây là dẫn động từ các bơm có đặc tính công tác khác nhau.

Ta hãy xem xét việc tính toán các thông số hệ dẫn động thủy lực của máy ép một xilanh để dập nóng từ hai bơm có đặc tính khác nhau.



Hình 2.9. Các đồ thị đặc trưng của lực trong các quá trình công nghệ.



Hình 2.10. Đồ thị tính toán lực để dập nóng.

Đồ thị tính toán máy ép để dập nóng được trình bày trên hình 2.10. Theo đồ thị đó ta nhận thấy quá trình ép được phân thành hai đoạn, vì vậy trong trường hợp này sử dụng nhiều hơn hai bơm có đặc tính khác nhau là không hợp lý.

Sự chuyển từ phần nằm ngang của đồ thị đến phần dốc được biểu thị bởi điểm B ($S_p - aS_p; p_1$). Ký hiệu Q_1 và Q_2 là lưu lượng của các bơm áp suất thấp và áp suất cao; p_1 và p_2 là các áp suất của các bơm ở các điểm B và C tương ứng. Ta xác định mối quan hệ giữa lưu lượng và áp suất của các bơm đã chọn:

$$kQ_1p_1 + kQ_2p_1 = N_b \quad (2.16)$$

trong đó: k - hệ số; N_b - công suất của bơm lý tưởng:

$$N_b = kQ_2p_{\max}$$

Ký hiệu $p_1/p_{\max} = b$; khi đó:

$$Q_2 = \frac{b}{1-b} Q_1 = \varepsilon Q_1$$

Với $b/(1-b) = \varepsilon$.

Để xác định Q_2 ta dùng các tốc độ trung bình của hành trình công tác. Gọi F là diện tích pittông công tác của máy ép, nếu dùng khái niệm về tốc độ trung bình, ta có:

$$v_{tb} = S_p/t_p \quad (2.17)$$

Chú ý là $t_p = t_1 + t_2$, từ hình 2.10 ta có:

$$t_1 = (1-a)S_p F.b/Q_2 \quad (2.18)$$

$$t_2 = aS_p F/Q_2 \quad (2.19)$$

Thay thế các công thức (2.18) và (2.19) vào (2.17) ta nhận được:

$$v_{tb} = Q_2/F[(1-a)b + a] \quad (2.20)$$

Với $a = 1/4$ và $b = 1/4$ thì:

$$v_{tb} \approx 2,3v_2 \quad (2.21)$$

Để đảm bảo chỉ có một tốc độ trung bình thì lưu lượng của bơm áp suất cao có thể lấy một cách gần đúng bằng một nửa so với lưu lượng yêu cầu của một bơm.

Công suất của các bơm cấp hai:

$$N_{Q2} = P_{dn} v_2 \quad (2.22)$$

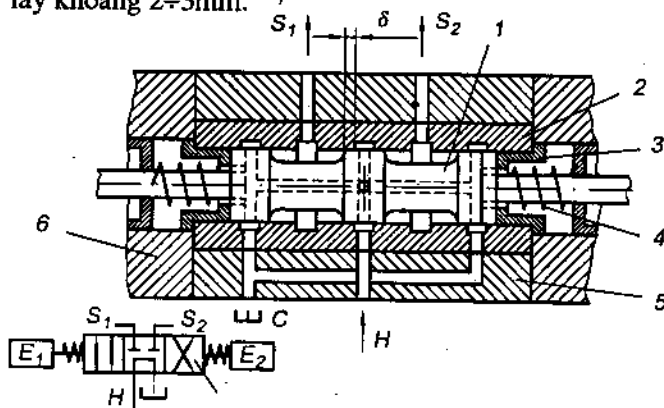
Để dập nóng, nếu xét phương trình (2.21) ta có:

$$N_{Q2} = P_{dn} v_{tb}/2,3 \quad (2.23)$$

2.4. CÁC LOẠI THIẾT BỊ THỦY LỰC ĐỂ LÀM VIỆC VỚI DẦU KHOÁNG

Để thay đổi hướng chuyển động của dòng dầu trong hệ thống thủy lực của máy ép người ta sử dụng các bộ phận phối kiểu van trượt (hình 2.11). Khe hở giữa pittông và xilanh của van trượt thường vào khoảng $5-30\mu m$. Ở vỏ của bộ phận phối có kích thước tương đối lớn người ta thường ép căng bạc van trượt vào. Để tránh hiện tượng van trượt bị ép vào một phía, đường dẫn dầu vào van được thực hiện bằng các rãnh vòng. Trên bề mặt của xilanh có làm các rãnh có bề rộng $0,5-0,75mm$ và sâu $0,3-0,5mm$. Vì vậy lực để làm dịch chuyển pittông sẽ không lớn và thường là

không vượt quá 10+20N. Độ trùng δ (độ che) của vành gờ pittông đối với rãnh trên xilanh thường lấy khoảng 2+3mm.



Hình 2.11. Bộ phận phối kiểu van trượt.

1- van trượt; 2- bạc van trượt; 3- ống lót; 4- lò xo; 5, 6- các chi tiết trên vỏ của bộ phận phối; B - đường dẫn dầu từ bơm; S_1 và S_2 - các đường công tác; E_1 và E_2 - nam châm điện; C- xả dầu về thùng chứa.

các chi tiết của bộ dẫn động thủy lực, nói riêng là độ kín của các van kiểu van trượt, sẽ phụ thuộc vào khe hở, vận tốc, áp suất và tính chất vật lý của chất lỏng công tác (phụ thuộc phần lớn vào độ nhớt).

Người ta thường chế tạo các bộ phận phối kiểu van trượt làm việc ở áp suất tới 50MPa (500 kg/cm²) và tiêu thụ từ 8 ÷ 3000 lít/ph. Các bộ phận phối này thường không đảm bảo độ kín tuyệt đối, nhưng lượng rò rỉ qua nó thường không đáng kể và sẽ giảm rất nhiều khi giảm khe hở giữa pittông và xilanh của van.

Pittông 1 được đặt vào vị trí giữa bằng các lò xo 4 và ống lót 3, khi đó bơm được nối với thùng chứa dầu qua các đường dẫn trong pittông; Các đường thoát từ xilanh được đóng kín. Khi pittông dịch chuyển sang trái thì bơm cấp dầu vào đường S_2 , đường S_1 thông với đường xả. Còn khi pittông dịch chuyển sang phải thì đường S_1 được nối thông với bơm, còn đường S_2 thông với đường xả.

Tùy theo số lượng các lỗ dẫn dầu tới và thoát dầu, các bộ phận phối kiểu van trượt được chia ra các loại: hai đường, ba đường, bốn đường dẫn v.v... Còn theo số lượng các vị trí làm việc của pittông thì các bộ phận phối được chia ra: loại hai vị trí, ba vị trí v.v... Theo số các đường dẫn dầu từ bơm ở vị trí giữa của pittông thì các bộ phận phối được chia ra làm bộ phận phân phối kiểu đóng ở giữa hoặc mở ở giữa.

Hình 2.11 trình bày kết cấu bộ phận phối bốn đường dẫn, ba vị trí và mở ở giữa.

Theo kiểu điều khiển sự dịch chuyển của van trượt, các bộ phận phối có các loại: Điều khiển bằng tay, bằng cam, bằng thủy lực, bằng điện và bằng điện thủy lực.

Trên hình 2.11 ở phía dưới có trình bày sơ đồ bộ phận phối bốn đường dẫn, ba vị trí có điều khiển bằng điện từ, sự dịch chuyển của pittông và đẩy ngược lại bằng các lò xo để về vị trí giữa. Sơ đồ này được sử dụng ở trong các kết cấu thủy lực.

Pittông van trượt được chế tạo từ thép chất lượng cao (Y8A, Y10) hoặc thép thấm cacbon (20X), được tôi cứng đạt HRC 58-62.

Bề mặt ngoài của pittông van trượt được mài bóng. Áo van thường được làm từ đồng, từ thép chất lượng cao và cả từ thép thấm cacbon. Mặt trong của áo van được rà bóng và được cố định vào thân vỏ của bộ phận phân phối bằng cách ép căng. Thân vỏ bộ phận phân phối được chế tạo bằng cách rèn từ thép 45.

Các lực không cân bằng theo chiều trục, gây ra bởi tác dụng phản lực của dòng dầu, thường được xét đến chỉ khi thiết kế các bộ phận phối kiểu van trượt.

Kích thước các đường dẫn ở trong bộ phận phối, phụ thuộc vào khả năng thông qua của nó và được tính toán với vận tốc cho phép của dòng dầu là $v = 3+6\text{m/s}$.

Diện tích tiết diện của đường dẫn (dm²):

$$f = Q/(600v) \quad (2.24)$$

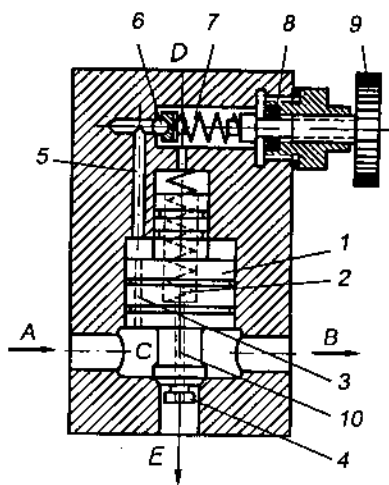
Với Q- tính bằng lít/ph; v- m/s.

Độ kín các chỗ liên kết động giữa

Các van trong các hệ thống thủy lực của máy ép thực hiện các chức năng sau đây: Bảo vệ khỏi bị quá tải; đảm bảo một áp suất nhất định không đổi ở các phần khác nhau của hệ thống; làm giảm áp suất của dòng chất lỏng; đảm bảo thứ tự thực hiện hoạt động của các xilanh công tác và áp suất biến đổi.

Van an toàn có kết cấu đơn giản nhất là kết cấu kiểu van bi, nhưng nó không đảm bảo được áp suất không đổi, đặc biệt là khi lượng chất lỏng tiêu thụ lớn và ở áp suất cao, vì ở đây không có sự định hướng và giảm chấn cho bi.

Ở các hệ thống thủy lực của máy ép người ta sử dụng nhiều các van có sơ đồ nguyên lý được trình bày ở hình 2.12. Một áp suất nhất định được điều chỉnh và đặt cho van bi 6, bằng cách thay đổi lực ép của lò xo 7 qua nút vặn 9. Cán nút vặn 9 được bao kín bằng đệm 8. Tiết diện lưu thông của van bi và lỗ 5 trong thân vỏ sẽ làm tăng tiết diện của lỗ 3 trong van 1. Lò xo 2 ép van 1 vào đế van. Khi đạt áp suất mà người ta đã đặt trước cho van, thì van 1 sẽ nâng lên trên và ép lò xo 2 do có độ chênh áp suất ở các khoang C và D (vì có dầu cấp qua lỗ 3). Lỗ A được thông với bơm, lỗ B - thông với hệ thống và qua đó dầu được đưa về thùng chứa. Sau khi áp suất ở khoang C giảm xuống, lò xo 2 sẽ đẩy van 1 để đóng lại và giảm lượng dầu về thùng chứa. Van sẽ đóng chậm vì ở pittông của nó có lỗ thông nhỏ. Nếu Áp suất tăng lên thì quá trình lại được lặp lại. Ở đầu dưới của van 1 có chi tiết 4. Chức năng của nó là làm triệt tiêu năng lượng của tia dầu phun qua khe dạng côn của van khi mở.



Hình 2.12. Van an toàn.

Các van đã xét ở trên có các loại khác nhau:

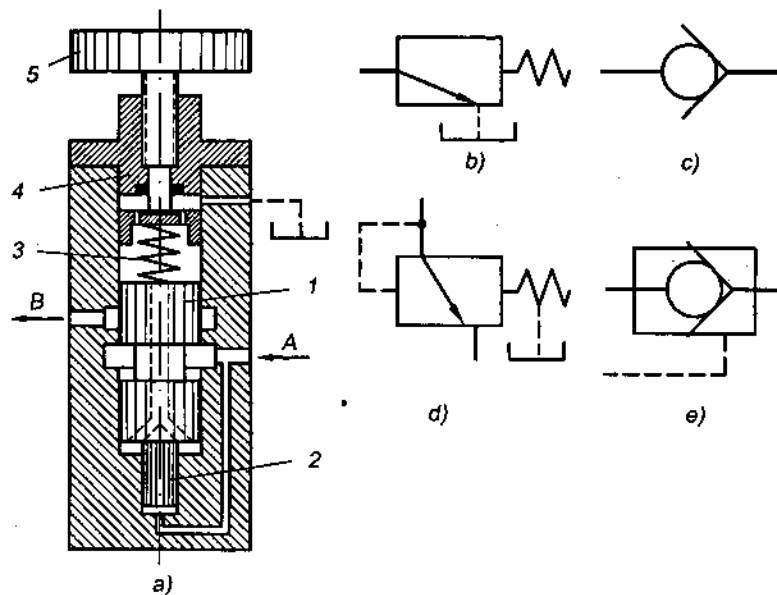
1. Van an toàn hoặc van tràn.

2. Van giảm tải: có tác dụng làm giảm áp suất trong hệ thống hoặc trong một phần nào đó của hệ thống bằng cách nối thông khoang ở trên pittông với đường xả, qua bộ phận phối dạng van trượt, được điều khiển bằng cam hoặc nam châm điện.

3. Van thứ tự tác dụng: đảm bảo thứ tự hoạt động của hai xilanh N^o1 và N^o2. Trong trường hợp này khoang A được thông với bơm, khoang B nối thông với xilanh N^o1, còn khoang E thông với xilanh N^o2. Dầu đi qua van bi được dẫn trở về thùng chứa bằng đường riêng, còn lỗ 10 ở van khi đó không làm việc. Sau khi áp suất ở xilanh N^o1 đạt mức đã định, van 1 được nâng lên và dầu được đưa tới xilanh N^o2.

4. Van có tác dụng thay đổi liên tục áp suất ở hệ thống: điều này cần thiết khi sử dụng máy ép nắn. Trong trường hợp này, ở khoang phía trên pittông có đường thoát dầu tới bộ phận tiết lưu, nó sẽ làm thay đổi lượng dầu qua lỗ tiết lưu 3. Khoang ở sau bộ phận tiết lưu được nối thông với thùng chứa.

Trên hình 2.13a biểu diễn cấu tạo của van an toàn. Lò xo 3 được tính với lực tương ứng đường kính của pittông trợ dẫn 2. Nếu áp suất ở hệ thống cao hơn áp suất đã định, thì pittông 2 sẽ nâng lõi van trượt 1 lên và chất lỏng từ hệ thống sẽ quay về thùng chứa. Lõi van trượt hạ xuống và quá trình điều chỉnh được lặp lại. Áp suất thay đổi đều vì lò xo 3 có lực ép không lớn. Đôi khi trên đường dẫn tới pittông trợ dẫn 2, người ta đặt bộ tiết lưu. Van có thể dùng với chức năng như van thứ tự tác dụng. Khi đó lỗ B được nối với xilanh N^o2. Sau khi đạt áp suất đã định ở hệ thống thì chất lỏng sẽ đi tới xilanh N^o2.



Hình 2.13. Các loại van

a- van an toàn; b- ký hiệu van an toàn; c- ký hiệu van thứ tự tác dụng; d- ký hiệu van một chiều; e- ký hiệu van một chiều có điều khiển. 1- pittông trượt; 2- pittông trượt dẫn; 3- Lò xo; 4- đệm kín; 5- nắp vận điều chỉnh độ căng lò xo; A- đường nạp từ hệ thống; B- đường xả.

Trên các sơ đồ nguyên lý thì các van được ký hiệu là các hình chữ nhật.

Để tự động cấp các xung vào mạch điều khiển điện-thủy lực của máy ép khi đạt được áp suất định trước, người ta thường dùng role áp suất. Trong role áp suất thì chi tiết làm việc (pittông) sẽ ép lò xo và làm đóng mạch điện của công tắc.

Ký hiệu của các thiết bị khác trên sơ đồ nguyên lý của hệ thống thủy lực, được trình bày ở bảng 2.1.

Bảng 2.1. Ký hiệu các thiết bị của hệ thống thủy lực

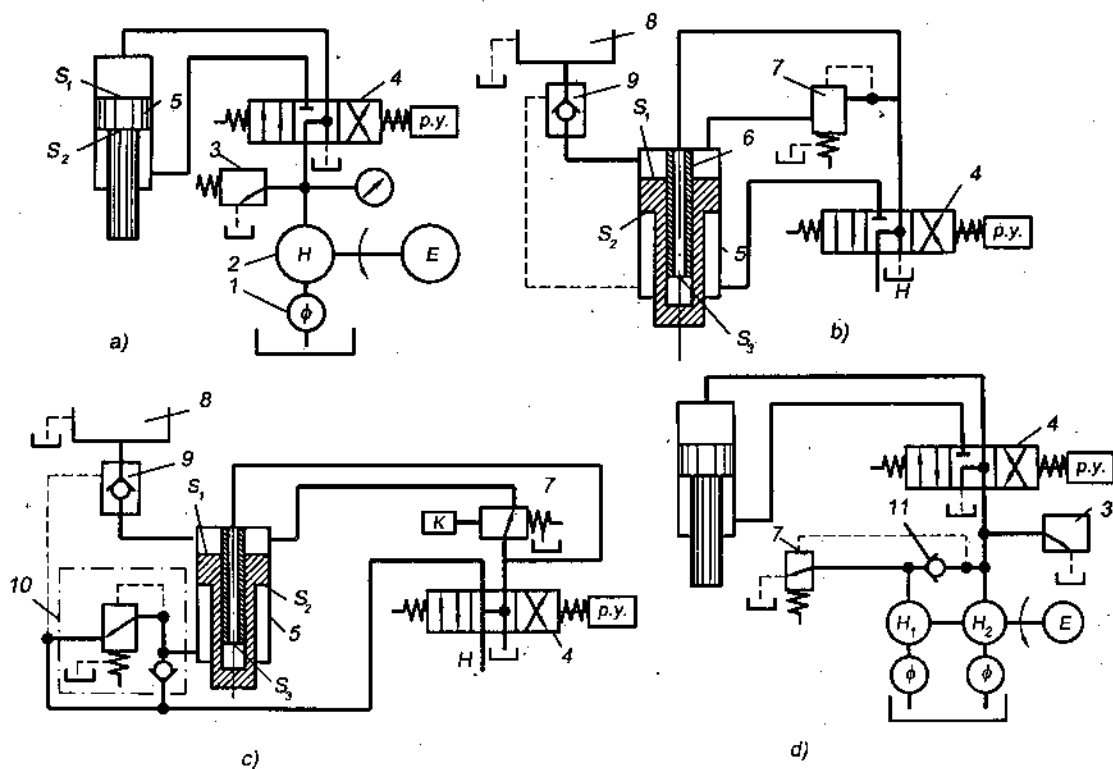
Tên gọi	Ký hiệu	Tên gọi	Ký hiệu
Đường áp suất cao		Bơm lưu lượng không đổi	
Đường điều khiển phụ		Bơm lưu lượng điều chỉnh	
Đường xả Hướng dòng chảy		Động cơ điện	
Chỗ nối		Trục quay	
Thùng chứa		Lò xo	
Bình tích áp		Bộ lọc	
Role áp suất		Đồng hồ áp suất	
Xilanh kiểu pittông trụ		Chỗ các đường ống cắt nhau không có mối nối	
Bố trí thiết bị thủy lực		Xilanh kiểu pittông	

2.5. BỐ TRÍ CÁC THIẾT BỊ THỦY LỰC CỦA MÁY ÉP CÓ DẪN ĐỘNG BẰNG BƠM DẦU

Các thiết bị thủy lực dùng cho dẫn động kiểu bơm dầu của máy ép thường được cung cấp bởi các nhà máy chuyên dùng. Trong hệ thống thủy lực của máy, các thiết bị thủy lực phải đảm bảo những yêu cầu sau: thực hiện hành trình không tải với tốc độ cao và thực hiện hành trình công tác với tốc độ yêu cầu với công suất nhỏ nhất của bơm và động cơ điện; trong trường hợp cần thiết phải giữ được chi tiết dưới áp lực nhất định; giảm áp suất một cách đều trong các xilanh cho đến khi bắt đầu hành trình khứ hồi; triệt tải cho bơm trong thời gian ngừng nghỉ; có khả năng điều chỉnh áp suất v.v... Tất cả những điều kể trên không phải là bắt buộc đối với tất cả các máy ép thủy lực, mà nó phụ thuộc vào chức năng của máy.

Sơ đồ dẫn động máy ép từ bơm lưu lượng không đổi, không có hành trình không tải tốc độ cao được trình bày trên hình 2.14a. Hệ thống dẫn động bao gồm: bầu lọc 1, bơm 2 ($Q = \text{const}$) và van an toàn 3. Bộ phân phối 4 kiểu van trượt- ba vị trí- điều khiển bằng tay, cho phép đưa lượng dầu được bơm cấp tới các khoang S_1 và S_2 của xilanh pittông 5. Tốc độ của hành trình không tải và hành trình công tác là như nhau. Tốc độ của hành trình khứ hồi của pittông lớn hơn nhiều so với tốc độ của hành trình công tác, bởi vì $S_1 > S_2$.

Lượng dầu đưa tới khoang S_1 trong thời gian hành trình khứ hồi sẽ lớn hơn lượng dầu mà bơm cấp. Ta cần phải xét đến điều này khi xác định tiết diện lưu thông của các van, của bộ phân phối và của các phần đường ống tương ứng. Sơ đồ này không cho phép thực hiện hành trình không tải tốc độ cao, được sử dụng ở máy ép có lực ép tới 0,1- 0,15MN hoặc ở máy ép có hành trình không tải là nhỏ.



Hình 2.14. Sơ đồ dẫn động kiểu bơm của máy ép.

Tiết diện lưu thông của các ống trên đường đẩy được lấy theo tốc độ cho phép của dòng dầu là $3+6\text{m/s}$. Đối với đường ống hút và đường ống xả thì tốc độ cho phép của dòng dầu là $0,75+1,5\text{m/s}$.

Sơ đồ dẫn động máy ép từ bơm lưu lượng không đổi, có hành trình không tải tốc độ cao được trình bày ở hình 2.14b. Ở đây xilanh 5 có thêm pittông 6 nhỏ để tăng tốc độ cho hành trình không tải. Khoảng S_3 nhỏ hơn một ít so với khoảng S_1 . Trong thời gian hành trình không tải thì bơm đẩy dầu vào khoang S_3 , khoang S_1 được điền đầy chất lỏng công tác qua van một chiều có điều khiển 9 (van cấp) từ thùng chứa 8 bằng cách tự chảy. Khi áp suất ở khoang S_3 tăng lên, van 7 làm việc: dầu từ bơm đi vào các khoang S_1 và S_3 , hành trình công tác được thực hiện. Trong thời gian hành trình khứ hồi thì dầu từ khoang S_3 trở về khoang chứa qua bộ phân phối 4. Dầu từ khoang S_1 trở về thùng 8 qua van 9 hiện đang mở do có áp suất ở khoang S_2 . Bởi vì ở thùng 8 dầu đưa đến nhiều hơn dầu lấy đi, cho nên phần dầu thừa sẽ được chảy về khoang chứa của bơm. Thường thì pittông 6 được thay bằng hai xilanh pittông. Bộ dẫn động kiểu này được sử dụng cho các máy nén nằm ngang và máy nén có lực ép nhỏ.

Khi khối lượng của các phần chuyển động là tương đối lớn và khung máy ép có kiểu đứng, thì người ta sử dụng xilanh pittông bình thường.

Trong thời gian hành trình không tải, cần phải đảm bảo cấp dầu đủ cho xilanh. Nhằm mục đích này, thường người ta lắp van cấp ngay trực tiếp đến xilanh của máy ép và bố trí ở bên trong thùng cấp dầu. Đôi khi dầu trong thùng ở trạng thái có áp suất dư của không khí hoặc nitơ ($p = 0,4\text{MPa}$). Van cấp được tính toán với tốc độ lưu thông của dòng dầu không quá $1,5\text{m/s}$.

Với việc tăng khối lượng của các phần chuyển động, thì tốc độ tăng của hành trình không tải sẽ làm cản trở việc điền đầy chất lỏng công tác cho xilanh. Vì vậy người ta đưa thêm van hãm 10 vào hệ thống (hình 2.14), đó là tổ hợp của van một chiều và van an toàn. Van an toàn ở đây được điều chỉnh không cho dầu đi qua với áp suất của dầu được tạo bởi khối lượng của các phần chuyển động và áp suất của dầu trong thùng 8. Khi sử dụng van như vậy, có thể giữ xả ngang ở bất kỳ vị trí nào với việc sử dụng bộ phân phối 4 có mở ở giữa.

Để cho động năng tích trữ được của các phần chuyển động (dịch chuyển với tốc độ hành trình không tải) không biến thành các dạng va đập truyền cho phôi khi các phần chuyển động tiếp xúc với phôi thì cần phải giữ tốc độ công tác đến trước thời điểm này.

Trong hệ thống (hình 2.14c) thì van 7 dùng để điều chỉnh thứ tự chuyển động, được điều khiển không phải bằng áp suất, mà bằng cam. Cam K được gắn trên xả ngang di chuyển. Khoảng S_1 được nối với nguồn từ bơm. Khi cam tiếp xúc với van 7 thì tốc độ của xả di động giảm xuống. Trước thời điểm này thì khoang S_1 được cấp dầu từ thùng 8 qua van cấp 9.

Để sử dụng một cách tốt hơn công suất của động cơ điện, người ta thường sử dụng cách kết hợp hai bơm: Một bơm có lưu lượng lớn và áp suất nhỏ được dùng cho hành trình không tải và phần tải nhỏ của hành trình công tác còn bơm thứ hai được dùng cho phần tải lớn của hành trình công tác (hình 2.14d). Khi sức cản chuyển động của xả ngang là nhỏ thì lưu lượng của các bơm H_1 và H_2 được kết hợp với nhau. Khi tăng lực và áp suất tới trị số cao hơn áp suất đã đặt trước ở van 7 thì van này sẽ chuyển dầu từ bơm H_2 về thùng. Van ngược 11 được đóng lại, còn do có áp suất công tác mà bơm H_1 tạo ra, van 7 sẽ vẫn mở. Dầu do bơm H_2 cấp sẽ quay lại thùng khi áp suất dư bằng 0. Nếu như áp suất trong hệ thống giảm xuống dưới giá trị đã đặt ở van 7, lưu lượng của bơm H_2 lại được

kết hợp với lưu lượng của bơm H_1 . Bộ phân phối 4 được mở ở giữa. Để tránh quá tải cho hệ thống thì ta bố trí van an toàn 3.

Bơm áp suất cao có thể là loại lưu lượng không đổi và thay đổi. Trong trường hợp bơm có lưu lượng thay đổi thì trong thời gian dài có thể tạo lực lớn giới hạn mà không làm nóng dầu. Đôi khi chức năng này được thực hiện ở bơm có lưu lượng rất nhỏ không đổi.

Để có được một kết cấu bơm nhỏ gọn, có độ tin cậy cao và giảm đến mức thấp nhất việc chăm sóc bảo dưỡng các thiết bị thủy lực thì trong những năm gần đây người ta thường sử dụng kết cấu theo kiểu bloc. Cơ sở của chúng là các tấm liên kết thiết bị rời. Cả hai mặt phẳng công tác của hai tấm như vậy có các rãnh tương ứng ở chỗ đặt đệm kín cao su kiểu chữ O. Một mặt của tấm được dùng để nối trực tiếp với các van hoặc với bộ phân phối, mặt kia thì dùng để nối với các đường ống. Các lỗ khoan bên trong của tấm cho phép giảm số lượng các chỗ nối ống giữa các thiết bị. Việc sử dụng các kích thước tiêu chuẩn của các thiết bị và các chỗ liên kết sẽ làm cho việc lắp ráp các kết cấu bloc được giảm nhẹ.

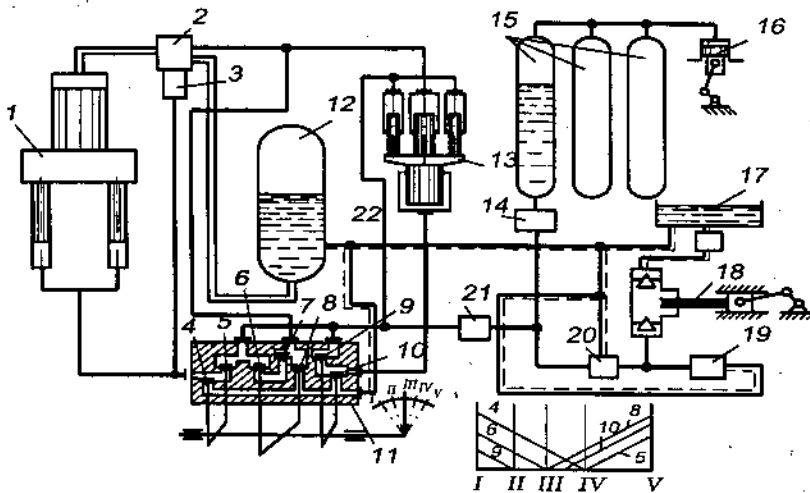
Trong một loạt các trường hợp, người ta sử dụng bu lông để liên kết (lắp ráp) các thiết bị thủy lực mà không cần tấm liên kết. Cũng có thể dùng kết cấu bloc kết hợp trong đó các bộ phân phối, các van và bơm dầu được bố trí theo kiểu các bloc.

CHƯƠNG 3

MÁY ÉP THỦY LỰC ĐƯỢC DẪN ĐỘNG KIỂU BƠM CÓ BÌNH TÍCH ÁP

3.1. THÀNH PHẦN CỦA MÁY VÀ CÔNG DỤNG

Máy ép có dẫn động từ trạm bơm có bình tích áp được trình bày trên hình 3.1. Van một chiều 7 của bộ phân phối sẽ ngắt xilanh công tác với bình tích áp khi đóng bộ tăng áp.



Hình 3.1. Máy ép có dẫn động từ trạm bơm có bình tích áp.

1-máy ép; 2-van-cấp; 3-dẫn động thủy lực van cấp; 4+6, 8+10- các van có điều khiển; 7-van một chiều của bộ phân phối; 11- bộ phân phối; 12- thùng cấp dầu; 13-bộ tăng áp trung gian; 14-van mức tối thiểu; 15- bình tích áp không có pittông; 16-máy nén; 17- thùng của bơm; 18- bơm; 19- van an toàn; 20-van giảm tải; 21-van; 22-van truyền;

Bộ tăng áp trung gian 13 có chức năng tăng áp suất của chất lỏng công tác cấp cho máy ép. Van mức tối thiểu 14 được bố trí để ngăn sự giảm quá mức của bình thủy lực của bình tích áp. Bình tích áp không có pittông 15 làm nhiệm vụ trữ chất lỏng có áp suất từ bơm đưa đến trong những khoảng thời gian nghỉ của máy ép và cấp chất lỏng cho máy ở những khoảng thời gian làm việc. Bình tích áp gồm có bình thủy lực và bình khí.

Bảng 3.1. Vị trí các van của bộ phân phối

Giai đoạn	Các van						
	4	5	6	7	8	9	10
I	O	3	O	3	3	O	3
II	O	3	O	OA	3	3	3
III	O	3	3	3	3	3	3
IV	3	3	3	3	O	3	O
V	3	O	3	3	O	3	O

Chú thích : O-Mở ; 3- Đóng; OA- Mở tự động ;

Máy nén áp suất cao 16 dùng để cấp khí nén cho các bình khí của bình tích áp, nó được tính có công suất không lớn, trong thời gian làm việc của máy ép thì lượng tiêu thụ không khí không nhiều. Thùng của bơm 17 đảm bảo cấp chất lỏng cho bơm và chứa chất lỏng thừa từ thùng cấp dầu. Bơm 18 áp suất cao dùng để nạp cho bình tích áp, thường người ta sử dụng kiểu bơm ba pittông có

trục khuỷu. Van giảm tải 20 của bơm có chức năng chuyển bơm sang làm việc ở chế độ không tải khi bình tích áp đã đầy.

Hệ thống này đảm bảo: I- Hành trình công tác, áp suất từ bộ tăng áp trung gian; II- Hành trình công tác, áp suất từ bình tích áp; III- Hành trình không tải (cấp dầu); IV- Giữ xà ngang; V- Hành trình khử hồi.

Trên hình 3.1 ở góc dưới bên phải có biểu đồ mở các van. Bảng 3.1 trình bày vị trí các van của bộ phân phối ở các giai đoạn khác nhau của chu trình công tác, tương ứng với biểu đồ trên.

3.2. PHÂN LOẠI VÀ KẾT CẤU CỦA BÌNH TÍCH ÁP

Bình tích áp của các máy ép thủy lực thường có hai loại chính: loại bình tải và bình khí thủy lực (dùng hơi).

Theo kiểu của cơ cấu phân phối giữa không khí (hơi) và chất lỏng thì bình tích áp kiểu bình khí thủy lực còn chia ra làm các loại không có pittông, loại có pittông và loại màng.

3.2.1. Bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông

Bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông (hình 3.2) gồm có pittông 1, xilanh khí 2 và xilanh thủy lực 3, bình khí 4 và máy nén khí 5.

Tỷ số giữa diện tích F và diện tích f được gọi là hệ số tăng áp K , thường chọn từ 1 đến 100. Khi sử dụng khí nén 0,6-0,7MPa thì khí nén được dẫn từ hệ thống khí nén chung. Ta xác định thể tích V_B khi biết thể tích V_P (V_B -thể tích các bình khí của bình tích áp, thể tích đường dẫn khí và thể tích phần khoang nằm trên pittông khi pittông nằm ở vị trí trên cùng; V_P - thể tích công tác của bình tích áp, nghĩa là thể tích chất lỏng được đẩy ra khỏi xilanh thủy lực khi pittông dịch chuyển từ vị trí trên cùng tới vị trí dưới cùng).

Thể tích V_B thường được chọn xuất phát từ điều kiện sao cho hệ số chênh lệch áp suất cho phép $m = (p_{\max} - p_{\min})/p_{\max}$ không vượt quá 10 ÷ 20%.

Khi không khí trong bình tích áp giãn nở, thể tích do khí chiếm sẽ tăng lên một lượng là:

$$SF = V_P \frac{F}{f} = V_P K \quad (3.1)$$

với $K = \frac{F}{f}$

Khi đó trạng thái của khí được biểu diễn bằng phương trình:

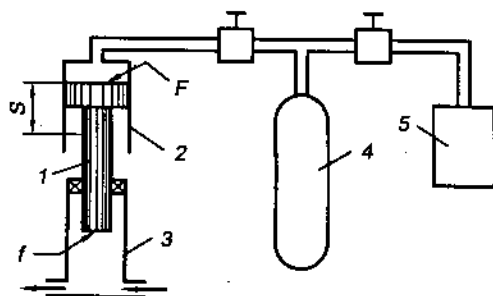
$$p_{\max} V_B^n = p_{\min} (V_B + V_P K)^n \quad (3.2)$$

trong đó: $p_{\max}$, $p_{\min}$ - là các áp suất không khí ở trên pittông khi pittông ở vị trí trên cùng và dưới cùng; n - chỉ số đa biến với áp suất 20MPa là bằng 1,29 đến 1,30;

$$p_{\max} = \frac{1}{1-m} p_{\min} \quad (3.3)$$

Thay $p_{\max}$ từ biểu thức (3.3) vào (3.2) ta nhận được

$$p_{\min} \left(\frac{1}{1-m} \right) V_B^n = p_{\min} (V_B + V_P K)^n \quad (3.4)$$



Hình 3.2. Bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông.

Từ đó ta có:

$$V_B = \frac{V_p K}{\frac{1}{\sqrt[3]{1-m}} - 1} = \frac{V_p K \sqrt[3]{1-m}}{1 - \sqrt[3]{1-m}} \quad (3.5)$$

Khi $n = 1$; $m = 0,1$; $K = 10$; thì $V_B = 100V_p$

Các bình tích áp kiểu pittông có kết cấu tương đối phức tạp, kích thước lớn và thường được sử dụng với nhũ tương và dầu khoáng. Ưu điểm của nó là khả năng tạo áp suất lớn của chất lỏng công tác: tới $60 \div 100 \text{ MPa}$.

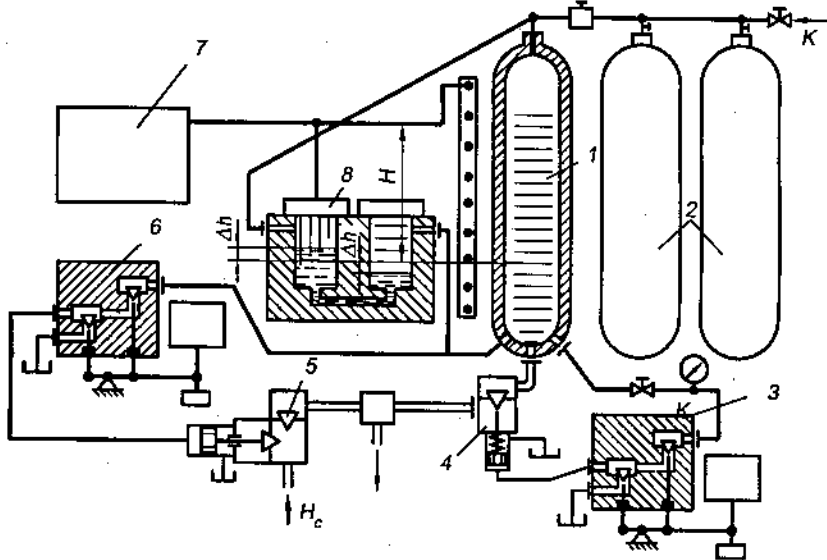
Không nên sử dụng bình tích áp kiểu pittông với thể tích công tác tương đối nhỏ và áp suất chất lỏng cao.

3.2.2. Bình tích áp khí thủy lực kiểu không có pittông

Bình tích áp gồm có bình thủy lực, (trong đó không khí trực tiếp ép lên bề mặt của chất lỏng) và gồm cả các bình khí được nối với nó. Hệ số K trong công thức (3.5) đối với bình tích áp không có pittông là bằng 1. Khi đó, với $n = 1$; $m = 0,1$; $K = 1$ ta có :

$$V_B = 9V_p \quad (3.6)$$

Thường thì người ta lấy thể tích các bình khí $V_B = 12 \div 13V_p$.



Hình 3.3. Sơ đồ thủy lực điều khiển bình tích áp khí thủy lực kiểu không có pittông.

1-2- bình thủy lực và bình khí; 3- bộ phận phối điều khiển van mức thấp nhất; 4- van mức thấp nhất; 5- van giảm tải của bơm; 6- bộ phận phối điều khiển van giảm tải; 7- tủ các thiết bị điện; 8- bộ điều chỉnh thủy-ngân để đo mức nước trong bình thủy lực; H- đường ống từ bơm; Π- đường ống tới máy ép; K- đường ống từ máy nén khí.

Trên hình 3.3 trình bày sơ đồ điều khiển bình tích áp khí thủy lực kiểu không có pittông. Bên trong hộp điều chỉnh 8 được chứa một lượng thủy ngân. Khi mức chất lỏng trong bình 1 tăng lên thì thủy ngân sẽ lần lượt đóng các tiếp điểm platin ở nửa bên trái của bộ điều chỉnh 8. Việc đóng các tiếp điểm sẽ điều khiển đóng các nam châm điện E_1 và E_2 .

Khi chất lỏng trong bình thủy lực 1 đạt mức trên thì nam châm điện E_2 đóng và bộ phận phối 6 sẽ chuyển các bơm sang làm việc ở chế độ không tải. Tương tự như vậy, khi chất lỏng đạt mức thấp thì đóng nam châm điện E_1 và bộ phận phối 3 sẽ thực hiện việc đóng van mức thấp 4.

Hoạt động của bộ điều chỉnh mức chất lỏng kiểu thủy ngân dựa trên cơ sở định luật bình thông nhau. Phương trình cân bằng chất lỏng đối với cả hai khoang của bộ điều chỉnh có dạng:

$$(H + \Delta h)\gamma = 2\Delta h\gamma_P + (H - \Delta h)\gamma_B \quad (3.7)$$

trong đó : H- chiều cao mức chất lỏng công tác ở bình thủy lực ;

Δh - lượng dịch chuyển của thủy ngân trong bộ điều chỉnh ;

γ = ρg - trọng lượng riêng của chất lỏng công tác ;

γ_P - trọng lượng riêng của thủy ngân ;

γ_B - trọng lượng riêng của khí quyển ở áp suất p.

Ngoài bộ điều chỉnh kiểu thủy ngân người ta còn sử dụng các bộ điều chỉnh có cảm biến kiểu cảm ứng từ và kiểu điện tiếp xúc.

Nhược điểm của bình tích áp kiểu không có pittông là nước bão hoà không khí, điều này làm ảnh hưởng đến độ bền của các van, bộ phân phối và các thiết bị khác, vì vậy áp suất sử dụng ở bình tích áp kiểu này rất ít khi quá 30MPa.

Các ưu điểm của các bình tích áp kiểu không có pittông là khả năng nhận được các thể tích công tác lớn của chất lỏng và giảm nguy cơ xuất hiện va đập thủy lực, bởi vì không có các chi tiết trung gian giữa không khí và chất lỏng; tổn thất không khí tương đối nhỏ; có khả năng dễ dàng tăng thể tích công tác của máy.

Các bình tích áp kiểu không có pittông được sử dụng ở nơi cần có thể tích công tác của nước là lớn, ở áp suất tới 32MPa.

Khi sử dụng dầu khoáng làm chất lỏng công tác thì dầu bị oxy hóa bởi oxy của không khí và sẽ bị mất các tính chất của mình và có thể tạo nên các hỗn hợp. Người ta thường sử dụng các bình tích áp dầu - khí có các màng cao su để phân chia dầu và khí. Khí thường sử dụng là nitơ. Trong trường hợp này có thể sử dụng bình tích áp có pittông.

3.3. TÍNH TOÁN THỂ TÍCH CÔNG TÁC CỦA BÌNH TÍCH ÁP VÀ LƯU LƯỢNG CỦA BƠM

Đối với máy ép có dẫn động kiểu bơm- bình tích áp độc lập, thì V_P được tính theo lượng tiêu thụ cực đại có thể của chất lỏng áp suất cao :

$$V_P = \frac{\left(S_{pmax} \sum_i F_P + H \sum F_B \right)}{0,7} \quad (3.8)$$

trong đó : S_{pmax} - hành trình công tác cực đại mà máy nén có thể đảm bảo;

ΣF_P - diện tích của các pittông công tác ;

H- hành trình của xà ngang;

ΣF_B - diện tích của các pittông khử hồi;

0,7- hệ số xét đến tổn thất và lượng dự trữ chất lỏng cần thiết.

Khi máy ép làm việc với bộ tăng áp trung gian:

$$V_P = \frac{\left(S'_{pmax} \sum_i F_P + S_M F_M + H \sum F_B \right)}{0,7} \quad (3.9)$$

trong đó : $S'_{P_{max}}$ - hành trình công tác cực đại cho tới khi đóng bộ tăng áp ;

S_M - hành trình toàn bộ của pittông bộ tăng áp ;

F_M - diện tích của pittông lớn của bộ tăng áp.

Ta xét phương pháp tính V_P được sử dụng rộng rãi cho các máy ép tốc độ cao, ở đó tỷ số giữa thời gian hành trình công tác t_P chia cho thời gian của toàn chu trình T_{cht} là nhỏ.

Nếu như t_P gần như T_{cht} thì khi tính thể tích công tác cần phải tính đến lưu lượng Q_H của bơm:

$$V_P = \frac{V_H}{0,7} - Q_H(t_P - t_0) \quad (3.10)$$

Với V_H - là lượng tiêu thụ nước áp suất cao của máy ép trong thời gian một chu trình; t_0 - thời gian hành trình khứ hồi.

Lưu lượng của bơm (l/ph) được xác định theo công thức:

$$Q_H = \frac{V_H 60}{\eta_0 T_{cht}} \quad (3.11)$$

trong đó : V_H - lượng tiêu thụ nước của máy ép, dm^3 (lít) ;

η_0 - hệ số tổn hao thể tích của bơm ;

T_{cht} - thời gian một chu trình (giây).

Việc tính toán thể tích công tác của bình tích áp phục vụ cho một nhóm các máy ép, theo phương pháp của P.S. Istomin, dựa trên cơ sở các số liệu đã có về vận tốc chuyển động của pittông máy ép khi ở các hành trình công tác, không tải và khứ hồi (bảng 3.2), về chiều dài của phối được gia công và công suất của bơm.

Đối với mỗi loại máy ép, khi biết tốc độ yêu cầu, kích thước của pittông và phối, ta xác định thời gian chu trình và lượng tiêu thụ nước áp suất cao trong một chu trình. Sau đó dựng đồ thị tiêu thụ nước áp suất cao của mỗi máy ép theo thời gian (hình 3.4). Để làm việc đó trên trục hoành ta đặt thời gian (đơn vị là giây), còn trục tung là lưu lượng Q (đơn vị là lít/s).

Thể tích công tác của bình tích áp cần phải có trị số sao cho, với lượng tiêu thụ nước cực đại trong khoảng thời gian cho trước, thì mức nước trong thể tích này không bị giảm quá mức cho phép. Giả sử là lượng tiêu thụ nước lớn nhất sẽ có, khi bắt đầu trùng các công đoạn ép của nhiều máy ép một lúc.

Trên cơ sở các đồ thị riêng lẻ về tiêu thụ nước ở các máy ép, ta dựng đồ thị tổng hợp cho các thời điểm bắt đầu ép trùng nhau. Từ đồ thị tổng hợp của lượng tiêu thụ, ta xác định lượng tiêu thụ nước cực đại V_{max} trong chu kỳ đã định t_{max} , bằng thời gian nạp đầy bình tích áp.

Ta xác định lưu lượng cần thiết của các bơm. Nếu như đối với máy ép 1, lượng tiêu thụ nước áp suất cao cho một chu trình T_{cht1} là V_1 và nếu như có n_1 máy ép như vậy, thì lưu lượng cần thiết của các bơm là (lít/ph) :

$$Q_1 = \frac{V_1 n_1 \cdot 60}{(\eta_0 T_{cht1})} \quad (3.12)$$

Bảng 3.2. Các tốc độ của pittông máy ép, khi ép chổi các ống bằng đồng và đồng thanh.

Lực ép (MN)	Tốc độ pittông (mm/s)				
	Pittông chính hình trụ			Pittông hình trụ bậc	
	Hành trình công tác	Hành trình không tải	Hành trình khur hối	Hành trình công tác	Hành trình không tải và khur hối
25	80	200	300	130	350
15	100	250	400	180	400
6	120	350	500	-	-

Tương tự như vậy ta xác định lưu lượng của các bơm để cho các máy ép khác :

- Tổng lưu lượng của các bơm là: $Q = \sum Q_i$
- Thể tích công tác của bình tích áp :

$$V_P = V_{\max} - Q_{t_{\max}} \quad (3.13)$$

Nên để sao cho việc nạp thể tích công tác của bình tích áp được thực hiện trong thời gian không nhỏ hơn 20-30giây và không vượt quá 90-120giây. Điều này cho ta khả năng ngắt các bơm nếu như các aptomat không làm việc.

• Phương pháp tính toán thể tích công tác của bình tích áp đối với một nhóm các máy ép (có sử dụng lý thuyết xác suất) sẽ hợp lý nhất khi áp dụng cho trường hợp cấp chất lỏng cho một nhóm các máy ép như nhau từ một bình tích áp. Theo phương pháp của P.S.Istomin thì thể tích V_P nhận được sẽ bị tăng lên, vì xác suất để cho các máy ép bắt đầu làm việc đồng thời là không đáng kể. Như ta đã biết, xác suất toán học là tỷ số giữa số lượng các trường hợp xuất hiện các sự kiện theo ý muốn, chia cho tổng số các trường hợp.

Xác suất của sự kiện hỗn hợp được đặc trưng bởi dấu hiệu chung cho một số sự kiện riêng (nhưng không trùng nhau), bằng tổng các xác suất của các sự kiện này (định lý về cộng xác suất).

Xác suất để sao cho sự kiện 1 và sự kiện 2 xảy ra đồng thời bằng tích của các xác suất riêng (định lý nhân xác suất).

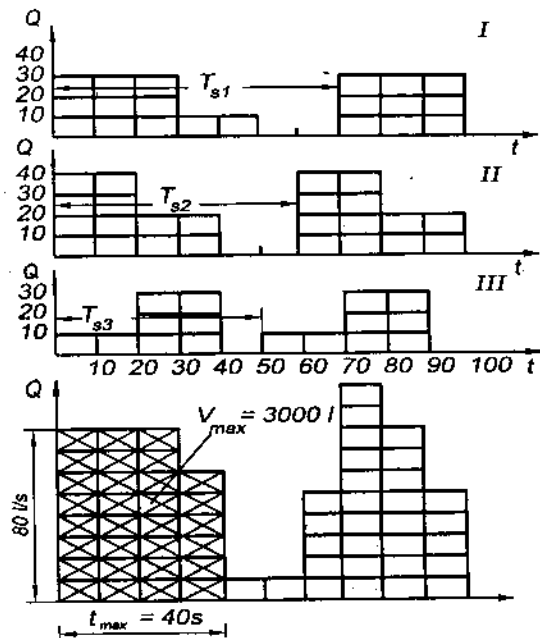
Giả sử tổng quát có M máy ép (các máy ép không giống nhau), mỗi máy ép sẽ lấy nước áp suất cao trong khoảng thời gian t_i và có thời gian toàn bộ chu trình là T_i .

Xác suất lấy nước của máy ép thứ nhất là:

$$P_1 = \frac{t_1}{T_1}$$

Theo định lý về nhân xác suất, ta có xác suất lấy nước đồng thời của tất cả các máy ép là:

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_m \quad (3.14)$$



Hình 3.4. Các đồ thị lượng tiêu thụ nước áp suất cao

Ta xét trường hợp khi trong xưởng có M máy ép giống nhau làm việc, thời gian lấy nước cho mỗi máy ép là t và thời gian toàn bộ chu trình của mỗi máy là T giây.

Ta xác định xác suất lấy nước của K máy ép trong tổng số M máy ép đang làm việc:

Xác suất để cho ở bất kỳ thời điểm nào có K máy ép cùng lấy nước:

$$P_M^K = P^K \quad (3.15)$$

Xác suất để cho ở bất kỳ thời điểm nào có K máy ép trong số M máy cùng lấy nước, còn (M - K) máy không lấy nước là :

$$P_M^K = P^K (1 - P)^{M-K}$$

Đối với bài toán ở đây thì các máy là đều như nhau, không phụ thuộc K máy nào trong số M máy sẽ lấy nước. Ta nhận được số lượng các nhóm có K máy từ M máy sẽ là số các tổ hợp của M theo K nghĩa là C_M^K . Xác suất chung để sao cho trong bất kỳ thời điểm nào cũng có K máy ép nào đó, trong số M máy, cùng lấy nước áp suất cao, còn M - K máy sẽ không lấy nước là :

$$P_M^K = C_M^K P^K (1 - P)^{M-K} \quad (3.16)$$

Thể tích công tác của bình tích áp có thể nhỏ hơn lượng tiêu thụ có thể về chất lỏng của tất cả các máy ép :

$$V_P = \eta_s V_{\max} \quad (3.17)$$

trong đó : η_s - hệ số sử dụng đồng thời hoặc là trùng nhau (nó cho biết khoảng bao nhiêu máy ép ta cần dự kiến khi tính toán) ;

$V_{\max}$ - thể tích nước áp suất cao mà các máy ép lấy.

Ta xác định thời gian xác suất làm việc đồng thời của 1, 2, 3... các máy ép trong tổng số M máy, trong một ca làm việc (420ph) :

$$P_M^K = 420 C_M^K P^K (1 - P)^{M-K} \quad (3.18)$$

trong đó : P- thời gian hoạt động tương đối trung bình của mỗi máy ép :

$$P = \frac{t_P + t_0}{T}$$

Ta sẽ tính bình tích áp để đảm bảo cho số lượng K máy ép nào đó, trong tổng số M máy, để sao cho khi có sự cố ngắt cung cấp chất lỏng áp suất cao có thể xảy ra, sẽ không làm ảnh hưởng nhiều tới công việc của xưởng.

Thí dụ: Trong xưởng có lắp 6 máy ép có đặc tính gần giống nhau:

$$P = \frac{\sum t_P + \sum t_0}{\sum T} = 0,15 \quad (3.19)$$

Công thức để tính toán và kết quả của nó được đưa trong bảng 3.3.

Ta xác định hệ số trùng nhau: $\eta = n_s/n$

Với n_s - là số máy ép cho phép ; n- số máy ép chày của xưởng.

Trong trường hợp đã cho thì thể tích bình tích áp được tính cho 4 máy ép, bởi vì thời gian làm việc đồng thời của 5 máy (0,164 phút), thực tế là không thể gây ra sự gián đoạn hoạt động của xưởng. Vì vậy $\eta = 4/6 = 0,67$.

Bảng 3.3. Xác định số lượng n_s máy ép

Số lượng các máy ép làm việc đồng thời	$C_M^K P^K (1-P)^{M-K}$	τ_M^K , phút
0	$1P^0(1-P)^6 = 0,37715$	159,0
1	$C_6^1 P^1(1-P)^5 = 0,399333$	167,7
2	$C_6^2 P^2(1-P)^4 = 0,17618$	73,8
3	$C_6^3 P^3(1-P)^3 = 0,04145$	17,4
4	$C_6^4 P^4(1-P)^2 = 0,0549$	2,3
5	$C_6^5 P^5(1-P)^1 = 0,00039$	0,164
6	$C_6^6 P^6(1-P)^0 = 0,00001$	0,004

Thể tích phần hình trụ của bình thủy lực của bình tích áp kiểu không có pittông là tổng của thể tích công tác V_p , thể tích an toàn phía dưới $V_{H.a.o}$ và thể tích dự trữ ở trên $V_{B.P.O}$.

Thể tích dự trữ trên (lít) được xác định từ điều kiện làm việc của van giảm tải của bơm:

$$V_{B.P.O} = v_{\pi} F t_{pa3c} = \frac{Q_H t_{pa3c}}{60} \quad (3.20)$$

trong đó : v_{π} - vận tốc tăng mức chất lỏng trong bình tích áp (dm/s) ;

F - diện tích tiết diện chất lỏng trong bình (dm²) ;

t_{pa3c} - thời gian làm việc của van giảm tải của bơm, thường lấy bằng 3-5 giây ;

Q_H - lưu lượng của bơm (lít/ph) ;

Thể tích an toàn dưới cần phải có để không xảy ra việc hết kiệt chất lỏng ở bình tích áp và gây ra sự lọt khí áp suất cao vào hệ thống của máy ép. Thể tích này được xác định từ điều kiện làm việc của van mức tối thiểu.

$$V_{H.a.o} = v_0 F t_M \quad (3.21)$$

trong đó : v_0 - vận tốc giảm mức chất lỏng trong bình tích áp, theo các số liệu thí nghiệm thì không được vượt quá 2,5m/s.

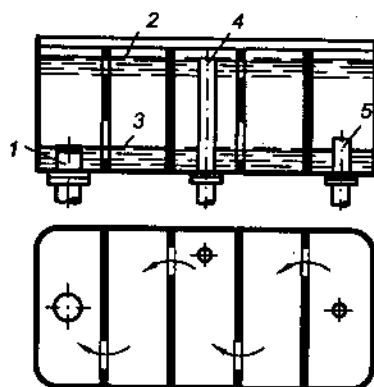
t_M - thời gian đóng van mức tối thiểu, lấy bằng 3- 5 giây.

Thùng chứa của bơm (hình 3.5) cần phải có kích thước đủ để tiếp nhận chất lỏng chứa trong các xilanh công tác và xilanh khử hồi ($V_1 + V_2$), chứa trong bình tích áp (V_3) và thùng nạp (V_4).

Thể tích thùng chứa của bơm:

$$V_{Hao} = 1,5(V_1 + V_2 + V_3 + V_4) \quad (3.22)$$

Áp suất chất lỏng trong thùng chứa của bơm thường bằng áp suất khí quyển. Các thùng chứa của bơm thường được làm từ thép 10, 20, theo kiểu hàn. Các thùng này được đặt ở vị trí cao nhất mà kết cấu khung nhà chứa trạm bơm- bình tích áp



Hình 3.5. Thùng chứa của bơm.

1-Đường ống tới bơm; 2-3- Mức chất lỏng cao nhất và thấp nhất; 4- ống tràn; 5- ống tới thùng nạp.

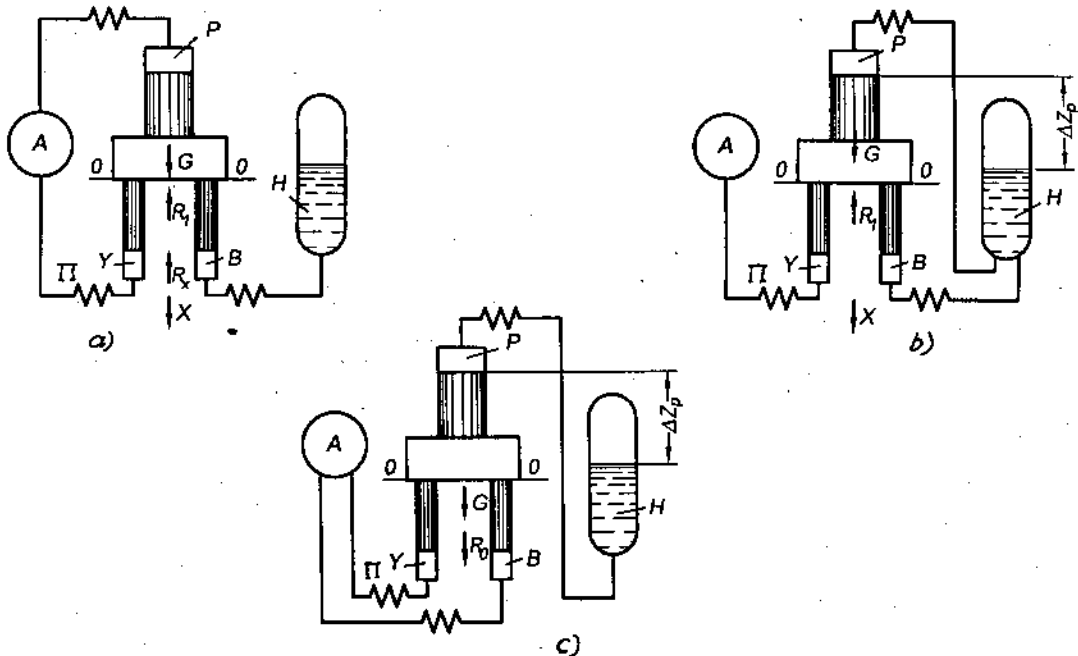
cho phép, nhằm đảm bảo cột áp cần thiết trên đường ống hút của bơm.

Các thành dọc của các thùng chứa kích thước lớn (xem hình 3.5) ở bên trong được liên kết bằng các tấm ngang có khoét lỗ ở các vị trí đối nhau. Các ống ở trong thùng chứa của bơm, ống từ thùng nạp và ống dẫn đến các bơm, được bố trí ở các phía đối diện nhau của thùng. Như vậy, chất lỏng phải đi con đường ziczac và sẽ đảm bảo khả năng loại bỏ lượng không khí hoà tan, cùng các cặn bẩn lẫn trong chất lỏng.

3.4. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY ÉP ĐƯỢC DẪN ĐỘNG BẰNG BƠM CÓ BÌNH TÍCH ÁP

Hành trình công tác của xà ngang có ý nghĩa lớn trong việc quyết định tính thích hợp của máy ép về mặt công nghệ.

Hoạt động của máy ép thủy lực trong thời gian hành trình công tác được thấy rõ trên hình 3.6a.



Hình 3.6. Hoạt động của máy ép trong thời gian :

a- hành trình công tác; b- hành trình không tải; c- hành trình khử hồi; p- xilanh công tác; B- xilanh khử hồi; y- xilanh cân bằng; Π - máy nén; H- thùng nạp; A- bình tích áp; ζ , L- hệ số cản và chiều dài đường ống quy dẫn về diện tích tiết diện của pittông tương ứng; G- khối lượng các phần chuyển động; R_1 - tổng hợp lực ma sát ở các đệm kín của xilanh và bộ dẫn hướng của xà ngang chuyển động; $R(x)$ - Sức cản của phôi; X- quãng đường mà xà ngang đi được từ khi bắt đầu hành trình; ΔZ_p - độ chênh của mức; R_0 - sức cản ban đầu của phôi; các chỉ số đối với các đường dẫn của các xilanh: p- công tác; B- khử hồi; y- cân bằng;

Hệ số sức cản quy dẫn của đường ống xilanh công tác được xác định từ công thức :

$$\zeta_P = F_P^2 \left(\sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{F_i^2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{1}{F_i^2} \right) \quad (3.23)$$

trong đó :

F_P - diện tích của pittông công tác ;

λ - hệ số tổn thất ma sát trong đường ống, đối với nước- nhũ tương thường lấy bằng 0,03 ;

l_i - chiều dài đoạn đường ống ;

d_i - đường kính trong của đoạn đường ống ;

F_i - diện tích tiết diện đoạn đường ống ;

i - số thứ tự của đoạn đường ống hoặc là sức cản cục bộ ;

ζ_i - hệ số sức cản cục bộ.

Chiều dài quy dẫn đường ống của xilanh công tác được xác định từ biểu thức:

$$L_p = \sum_{i=1}^n \frac{F_p}{F_i} l_i$$

Tương tự như vậy ta có thể tìm các hệ số sức cản quy dẫn ζ_B , ζ_y và chiều dài đường ống L_B , L_y của xilanh khử hồi và xilanh cân bằng.

Trên các phần chuyển động của máy ép trong hành trình công tác có các lực sau đây tác dụng: trọng lượng của chúng L ; áp lực nước lên pittông công tác $p_p F_p$; lực ma sát R_1 trong các đệm kín của xilanh và phần dẫn hướng của xà ngang di động; lực cản của phôi $R(x) = kx + R_0$ (R_0 - lực cản ban đầu của phôi) ; áp suất nước lên pittông cân bằng ($p_y F_y$) và lên pittông khử hồi ($p_B F_B$).

Gốc tọa độ tương ứng với điểm bắt đầu của hành trình công tác (điểm O), chiều dương của trục Ox ta chọn theo chiều chuyển động của xà ngang máy ép (hình 3.6).

Ta chấp nhận các giả thiết sau : Các đường điều khiển được mở với tiết diện không đổi ; chất lỏng không bị nén ; máy ép và đường ống là cứng tuyệt đối; cột áp ở trong bình tích áp và thùng chứa chính là không đổi ; cột áp tốc độ và cột áp vị trí là vô cùng nhỏ.

Dùng các ký hiệu đã có, ta viết phương trình chuyển động của xà ngang máy ép [5] ;

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p F_p + G - R_1 - R(x) - p_y F_y - p_B F_B \quad (3.24)$$

trong đó : m là khối lượng các phần chuyển động.

Để xác định áp suất của chất lỏng trong xilanh tương ứng, ta dùng phương trình Becnuly đối với chuyển động không ổn định. Đối với đường dẫn của xilanh công tác, ta chọn một tiết diện trên bề mặt chất lỏng trong bình tích áp, còn tiết diện thứ hai là trên bề mặt của pittông công tác, khi đó

$$p_p = p_a - \zeta_p \gamma \frac{v_p^2}{2g} - \frac{\gamma L_p}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.25)$$

trong đó : p_a - áp suất trong bình tích áp ;

Tương tự như phương trình (3.25), ta viết phương trình cho chuyển động của chất lỏng ở các xilanh khử hồi và xilanh cân bằng :

$$p_B = p_n + \zeta_B \gamma \frac{v_B^2}{2g} - \frac{\gamma L_B}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.26)$$

$$p_y = p_a + \zeta_y \gamma \frac{v_y^2}{2g} - \frac{\gamma L_y}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.27)$$

Thay các phương trình (3.25) + (3.27) vào phương trình (3.24) và sau khi chia cả hai vế cho $F_p \gamma$, ta nhận được:

$$\begin{aligned} & \frac{p_a}{\gamma} - \zeta_p \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{L_p}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{G}{F_p \gamma} - \frac{K}{F_p \gamma} x - \frac{R_o}{F_p \gamma} - \\ & - \frac{p_a}{\gamma} \frac{F_y}{F_p} - \zeta_y \frac{F_y}{F_p} \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{F_y}{F_p} \frac{L_y}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{p_n}{\gamma} x \frac{F_B}{F_p} \\ & - \zeta_B \frac{F_B}{F_p} x \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{F_B}{F_p} \frac{L_B}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{m}{F_p \gamma} \frac{d^2 x}{dt^2} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Để làm đơn giản cho các tính toán tiếp theo ở biểu thức cuối cùng, ta dùng các ký hiệu sau :

$$M = \frac{m}{F_p \gamma} + \frac{L_p}{g} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_p} + \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_p} \quad (3.29)$$

$$\zeta_n = \zeta_p + \zeta_y \frac{F_y}{F_p} + \zeta_B \frac{F_B}{F_p} \quad (3.30)$$

$$\Delta p = p_a + \frac{G}{F_p} - \frac{p_a F_y}{F_p} - \frac{p_n F_B}{F_p} - \frac{R_1}{F_p} - \frac{R_0}{F_p} \quad (3.31)$$

Hệ số của x trong biểu thức (3.28) ta ký hiệu là :

$$C = \frac{K}{F_p \gamma}$$

Thay vào biểu thức (3.28) các giá trị M , ζ_n , Δp và C ta nhận được :

$$M \frac{dv_\pi}{dt} + \zeta_n \frac{v_\pi^2}{2g} + Cx - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.32)$$

trong đó : M - đặc trưng cho tính ì (quán tính) của hệ thống; ζ_n - hệ số các tổn hao ma sát khi chất lỏng chuyển động; Δp - áp suất để tạo tốc độ cho xà ngang.

Với sức cản không đổi của phôi thì phương trình chuyển động của xà ngang (3.32) có thể viết ở dạng :

$$M \frac{dv_\pi}{dt} + \zeta_n \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.33)$$

Thực tế là các máy ép kiểu ép trời, chuột ép, chuột ... là có lực cản không đổi trên phần lớn độ dài của hành trình công tác.

Nếu như chuyển động của pittông máy ép với lực cản không đổi của phôi là chuyển động ổn định thì $\frac{dv_\pi}{dt} = 0$ và vận tốc của chuyển động như vậy là :

$$u = \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma \zeta_n} 2g} \quad (3.34)$$

Thay giá trị Δp từ biểu thức (3.34) vào công thức (3.33) ta nhận được :

$$M \frac{dv_{\pi}}{dt} + \zeta_{\pi} \frac{v_{\pi}^2}{2g} - \zeta_{\pi} \frac{u^2}{2g} = 0 \quad (3.35)$$

Sau khi biến đổi và lấy tích phân biểu thức (3.35) ta có:

$$t = \frac{M2g}{\zeta_{\pi}} \frac{1}{2u} \ln \frac{u+v_{\pi}}{u-v_{\pi}} + C \quad (3.36)$$

trong đó : $C = 0$ bởi vì khi $t = 0$ thì $v_{\pi} = 0$

Ký hiệu ;
$$\tau = \frac{Mg}{\zeta_{\pi} u} \quad (3.37)$$

và thay τ vào biểu thức (3.36) ta nhận được :

$$v_{\pi} = u \frac{e^{t/\tau} - 1}{e^{t/\tau} + 1} \quad (3.38)$$

Thực tế người ta chấp nhận rằng tốc độ v_n đạt được trị số ổn định khi $t = 4\tau = t_1$. Thời gian t_1 tương ứng với $v_{\pi} = 0,96u$. Thường thì trị số t_1 đối với các máy ép thủy lực là rất nhỏ (nhỏ hơn 0,1 thậm chí cả khi lực tăng đột ngột từ 0 tới $0,5p_H$).

Vì lý do trên cho nên có thể sử dụng công thức (3.34) của chuyển động ổn định để tính toán tốc độ của máy ép khi hành trình công tác.

Ta xét sự thay đổi của u phụ thuộc vào các sức cản khác nhau của phối.

Ta ký hiệu:

$$\Delta p_0 = p_a + \frac{G}{F_p} - \frac{p_a F_y}{F_p} - \frac{p_n F_B}{F_p} - \frac{R_l}{F_p} \quad (3.39)$$

Nếu như $R_0/F_p = 0$ thì $u_0 = \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\gamma} \frac{2g}{\zeta_{\pi}}} = u_{\max}$

Nếu như $R_0/F_p = 0,5\Delta p_0$ thì $u_{0,5} = \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\gamma} \frac{2g}{\zeta_{\pi}}} = 0,7u_{\max}$

Nếu như $R_0/F_p = 0,75\Delta p_0$ thì $u_{0,75} = \sqrt{\frac{\Delta p_a}{\gamma} \frac{2g}{\zeta_{\pi}}} = 0,5u_{\max}$

Trong trường hợp, khi $R_0/F_p = \Delta p_0$, có nghĩa là với các điều kiện gần điều kiện định mức, thì tốc độ xà ngang máy ép bằng 0.

Ta xác định tỷ lệ giữa u và p_p (p_p - áp suất trong xilanh công tác khi hành trình công tác), khi mà công suất của máy ép đạt cực đại :

$$p_p \approx p_a - Ku^2$$

Nếu coi như $p_a = \Delta p_0$, điều mà thực tế hoàn toàn cho phép, công suất của máy ép là :

$$N = u p_p F_p = u(p_a - Ku^2)F_p$$

$$\frac{dN}{du} = (p_a - 3Ku^2)F_p = 0$$

$$\text{Từ đó : } Ku^2 = p_a/3$$

$$p_p = p_a - Ku^2 = 2p_a/3$$

Máy ép có thể đạt công suất cực đại, khi lực mà máy phải thắng gần bằng lực cản của phối, bằng 2/3 lực ép định mức của máy ép.

3.4.1. Hành trình không tải của máy ép

Sơ đồ tính toán của máy ép thủy lực khi hành trình không tải được trình bày ở hình 3.6b. Chiều dương của trục x được lấy là chiều hướng xuống dưới. Điểm 0 để bắt đầu tính được lấy là vị trí bắt đầu của xà ngang khi hành trình không tải. Ta sử dụng các ký hiệu đã có từ trước.

Trên phần chuyển động của máy ép có các lực sau đây tác dụng: trọng lượng G của nó; áp suất nước lên xilanh công tác ($p_p F_p$), lên xilanh khur hoi ($p_B F_B$), lên xilanh cân bằng ($p_y F_y$); các lực ma sát.

$$R_1 = R_\pi + R_{ms}$$

trong đó : R_π - lực cản ma sát ở phần dẫn hướng của xà ngang chuyển động khi hành trình không tải;

R_{ms} -lực cản ma sát ở phần đệm kín của xilanh (dN).

$$R_{ms} = \frac{K p_i}{D_i}$$

với $K = 0,1$ - đối với đệm vòng tự làm kín, $K \approx 0,6+0,7$ đối với đệm tự bung ; p_i - lực của pittông tạo ra (dN); D_i - đường kính pittông (cm).

Ta có phương trình chuyển động của xà ngang:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p F_p + G - p_B F_B - p_y F_y - R_1 \quad (3.40)$$

Để có thể sử dụng được phương trình Becnuli cho chuyển động không ổn định ở tuyến đường: thùng nạp - xilanh công tác, ta lấy một mặt cắt trên bề mặt chất lỏng ở thùng nạp, còn mặt cắt kia ở trên pittông công tác :

$$p_p = p_H - \zeta_p \gamma \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{L_p}{g} \gamma \frac{d^2 x}{dt^2} + \Delta z_p \gamma \quad (3.41)$$

trong đó : p_H - áp suất ở thùng nạp.

Bỏ qua cột áp do tốc độ tạo ra. Tương tự như trên ta có thể viết :

$$p_B = p_H + \zeta_B \gamma \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{L_B}{g} \gamma \frac{d^2 x}{dt^2} + \Delta z_B \gamma \quad (3.42)$$

$$p_y = p_a + \zeta_B \gamma \frac{v_\pi^2}{2g} - \frac{L_B}{g} \gamma \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.43)$$

Thay các biểu thức (3.41) - (3.43) vào (3.40), chia cả hai vế cho γF_p và ký hiệu :

$$M = \frac{m}{F_p \gamma} + \frac{L_B}{g} + \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_p} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_p} ;$$

$$\zeta_n = \zeta_P + \zeta_B \frac{F_B}{F_P} + \zeta_y \frac{F_y}{F_P};$$

$$\Delta p = p_H + \frac{G}{F_P} - p_H \frac{F_B}{F_P} = p_a \frac{F_y}{F_P} = \Delta Z_P \gamma - \Delta Z_B \gamma \frac{F_B}{F_P} - \frac{R_1}{F_P};$$

$$\Delta p = \text{const}$$

Ta sẽ nhận được (3.33)

Phương trình (3.33) cho hành trình không tải, về mặt cấu trúc trùng với phương trình cho hành trình công tác khi sức cản của phổi không đổi, nhưng các trị số của M , ζ_n , Δp ở đây có ý nghĩa khác.

Như tính toán đã cho thấy, thời gian tăng tốc t_1 không vượt quá 0,01s. Vì thời gian tăng tốc là nhỏ, cho nên khi tính toán tốc độ của hành trình không tải có thể sử dụng công thức (3.34).

Tốc độ u có thể tăng được bằng cách tăng áp suất ở thùng nạp, tăng khối lượng của các phần chuyển động của máy ép, giảm sức cản trên tuyến thùng nạp - xilanh công tác. Tốc độ u có thể giảm được bằng cách tăng sức cản ở tuyến các xilanh khử hồi và bằng cách sử dụng các xilanh cân bằng.

Để cho máy ép hoạt động bình thường, khi tính toán hành trình không tải cần chú ý tới đặc tính thay đổi áp suất ở xilanh công tác. Sự giảm áp suất tới 0 sẽ dẫn đến sự gián đoạn dòng chất lỏng và gây sự hút khí ở ngoài môi trường vào xilanh.

Điều kiện để không bị gián đoạn dòng chất lỏng:

$$p_P \geq 0 \quad (3.44)$$

trong đó : p_P là áp suất dư trong xilanh công tác.

Tốc độ cực đại của hành trình không tải đạt được khi ở chế độ ổn định :

$$p_P = p_H - \gamma \zeta_P \frac{u^2}{2g} - \Delta Z_P \gamma \geq 0 \quad (3.45)$$

trong đó : tốc độ u được xác định theo công thức (3.34).

Có thể ngăn chặn sự gián đoạn của dòng chảy bằng cách đặt thùng nạp trung gian ở gần máy ép hoặc dịch gần thùng nạp chính tới gần máy ép; bằng cách tăng đường kính các xilanh cân bằng; tăng áp suất ở thùng nạp; tăng tiết diện của đường ống nạp bằng cách đặt bộ van tiết lưu một chiều trên tuyến của các xilanh khử hồi.

3.4.2. Hành trình khử hồi của máy ép

Trong thời gian hành trình khử hồi của xà ngang, nước từ trong xilanh công tác trở về thùng nạp qua van xả của bộ phân phối và qua van nạp của xilanh công tác. Lượng nước đi qua van xả của bộ phân phối nước, thường chiếm khoảng ít hơn 7% tổng lượng nước được đẩy ra khỏi xilanh công tác. Vì vậy, việc tính toán được tiến hành xuất phát từ điều kiện là nước được đẩy ra chỉ qua van nạp. Sơ đồ tính toán máy ép thủy lực đối với hành trình khử hồi được trình bày trên hình 3.6-c. Chiều dương của trục x ta lấy là chiều hướng lên trên.

Trên các phần chuyển động của máy ép khi hành trình khử hồi có các lực sau đây tác dụng: trọng lượng G ; lực cản có ích R_0 ; áp suất nước lên xilanh công tác ($p_P.F_P$), lên pittông khử hồi ($p_B.F_B$) và lên pittông cân bằng ($p_Y.F_Y$); lực ma sát ở các đệm kín của xilanh R_{ms} và ở phần dẫn hướng R_H mà ta coi bằng 0.

Trên cơ sở định luật 2 của động lực học ta có :

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_B F_B + p_y F_y - p_P F_P - G - R_0 - R_{ms} \quad (3.46)$$

Khi hành trình khử hồi, cũng như khi hành trình công tác của máy ép, ta bỏ qua cột áp tốc độ và cột áp vị trí đối với các xilanh khử hồi và cân bằng. Sử dụng phương trình Becnuli đối với chuyển động không ổn định, ta tìm các áp suất p_P , p_B , và p_y .

Sau khi thay trị số của các áp suất này vào phương trình (3.46) và ký hiệu:

$$M = \frac{m}{F_P \gamma} + \frac{L_P}{g} + \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_P} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_P};$$

$$\zeta_\pi = \zeta_P + \zeta_B \frac{F_B}{F_P} + \zeta_y \frac{F_y}{F_P};$$

$$\Delta p = p_B \frac{F_B}{F_P} + p_a \frac{F_y}{F_P} - p_H + \Delta z_P \gamma - \frac{G + R_0 + R_4}{F_P};$$

$$\Delta p = \text{const}$$

và qua một vài biến đổi ta nhận được phương trình (3.33).

Nếu khi chuyển động là ổn định ($\frac{dv_\pi}{dt} = 0$), khi đó tốc độ chuyển động của xà ngang được biểu thị bằng phương trình (3.34).

Bởi vì các quá trình chuyển tiếp khi ở hành trình khử hồi của xà ngang xảy ra rất nhanh, cho nên để xác định tốc độ của xà ngang ở hành trình khử hồi có thể sử dụng công thức (3.34). Tốc độ u có thể tăng bằng cách tăng áp suất trong bình tích áp, tăng diện tích của các xilanh khử hồi và xilanh cân bằng hoặc là giảm sức cản ở tuyến xilanh công tác - thùng nạp.

3.5. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỆ THỐNG NẠP

Các thiết bị nạp bao gồm thùng nạp, được bố trí ở gần máy ép hoặc trên xilanh công tác và van nạp, nó nối liền xilanh công tác với thùng nạp.

Để tạo áp suất lên chất lỏng, thường người ta sử dụng hệ thống khí nén của nhà máy, áp suất 0,6÷0,8 MPa.

Thể tích toàn bộ của nước trong thùng nạp V_σ được xác định, xuất phát từ thể tích nước V_P do các pittông công tác đẩy ra sau một hành trình toàn bộ. Nhằm ngăn ngừa sự lọt khí từ thùng nạp vào đường ống dẫn đến van nạp, thường lấy $V_\sigma = (2-2,5)V_P$.

Nếu coi rằng áp suất không khí trong thùng nạp khi tiêu thụ chất lỏng được thay đổi theo quy luật đẳng nhiệt: $pV_B = \text{const}$ (với V_B - thể tích ban đầu của không khí trong thùng chứa).

Áp suất không khí sau khi loại trừ thể tích V_P sẽ bị giảm xuống và người ta thường lấy $p_{\min} = 0,75 p_{\max}$.

Sự thay đổi trạng thái không khí được biểu diễn bằng công thức :

$$p_{\min}(V_B + V_P) = p_{\max} V_B \quad (3.47)$$

Từ đó ta có : $V_B = 3V_P$.

Thể tích toàn bộ V_{Π} của thùng nạp:

$$V_{\Pi} = (2-2,5)V_P + 3V_P = (5-5,5)V_P \quad (3.48)$$

Các thùng nạp được chế tạo theo kiểu hàn từ thép tấm: Độ dày của phần hình trụ và phần hình cầu thường không nhỏ hơn 8mm. Độ dày của thành được tính theo các thông số của "Sổ tra cứu các quy định về nồi hơi" (NXB năng lượng Liên Xô cũ - xuất bản lần 3-1961).

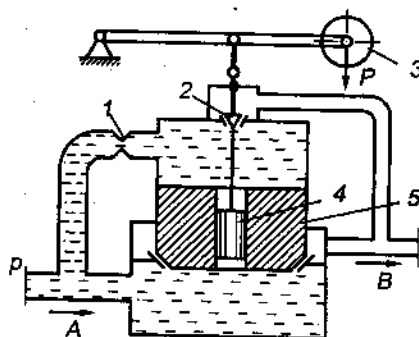
Để ngăn ngừa va đập trong đường nạp, khi đầu búa chạm phôi trước khi ép, người ta đặt bộ bù trừ và đập thủy lực ở đường nạp. Thùng nạp còn có van an toàn với lò xo, có kính đo mức nước, đồng hồ áp suất và ba van (van xả, van để dẫn nước từ đường ống nước và van để dẫn khí nén).

Để ngắt thùng nạp, tại chỗ nối với máy ép người ta có đặt van chặn một chiều trên đường ống nạp. Công dụng của nó là ngắt thùng nạp ra khỏi máy ép, và nếu cần thiết sẽ chuyển nước từ xilanh công tác về thùng nạp.

Để truyền lượng nước thừa về thùng bơm, ở thùng nạp có van chuyển được chỉnh ở áp suất ít hơn 0,2MPa so với áp suất mà van an toàn của thùng nạp sẽ làm việc.

Sơ đồ của van chuyển được trình bày ở hình 3.7.

Chất lỏng từ thùng nạp theo đường ống A đi đến khoang ở dưới van 5 và lỗ tiết lưu 1- vào khoang trên van 5. Vật nặng 3 được nối với pittông 4, sẽ giữ áp suất đã định thông qua van 2 có kích thước nhỏ. Khi áp suất của nó vượt quá mức chênh lệch áp suất trên van 5 và dưới van 5, nó sẽ làm nâng van và chuyển chất lỏng từ thùng nạp về thùng bơm qua đường ống B. Khi giảm áp suất trong thùng nạp thì van 2 được đóng lại và van chính 5 cũng sẽ đóng lại trên đế van. Van chuyển được điều khiển bằng sự thay đổi mức nước trong thùng nạp, có thể được sử dụng để thay thế van được điều khiển bằng áp suất.



Hình 3.7. Van chuyển.

Sơ đồ nguyên lý của van nạp được trình bày trên hình 3.1. Van gồm có van nạp 2 và dẫn động thủy lực 3 để nâng van. Dẫn động này được nối với đường của xilanh khử hơi. Để hỗ trợ việc mở van nạp, đôi khi người ta còn làm van nạp có thêm van phụ giảm tải có tiết diện nhỏ. Tiết diện lưu thông của van nạp được tính theo tốc độ hành trình không tải $v_{x,x}$ đã cho trước và theo tốc độ chọn trước $v_{H,K}$ của dòng chất lỏng trong tiết diện lưu thông của van nạp khi nó được mở hoàn toàn :

$$f = \frac{F \cdot v_{x,x}}{v_{H,K}} \quad (3.49)$$

trong đó : F - diện tích của pittông công tác; $v_{x,x}$ thường vào khoảng 300÷400mm/s; $v_{H,K}$ - không quá 6-7m/s;

Vì vậy ở giai đoạn thiết kế ban đầu, thường người ta lấy :

$$f = 0,05F \quad (3.50)$$

Sau khi chọn các kích thước của đường nạp, người ta tiến hành tính toán kiểm tra động lực học của hành trình không tải.

Thân vỏ của van nạp được làm từ thép 45, còn van được làm từ thép không gỉ.

CHƯƠNG 4

MÁY ÉP ĐƯỢC DẪN ĐỘNG CÓ TĂNG ÁP VÀ HIỆU SUẤT CỦA MÁY ÉP

4.1. CÁC LOẠI TRẠM MÁY ÉP THỦY LỰC

Ở các máy ép dẫn động có tăng áp thì bộ phận tạo ra chất lỏng có áp suất không phải là bơm mà là thiết bị riêng : bộ tăng áp.

Các bộ tăng áp có thể chia làm hai loại chính: loại hơi - khí thủy lực và loại cơ khí.

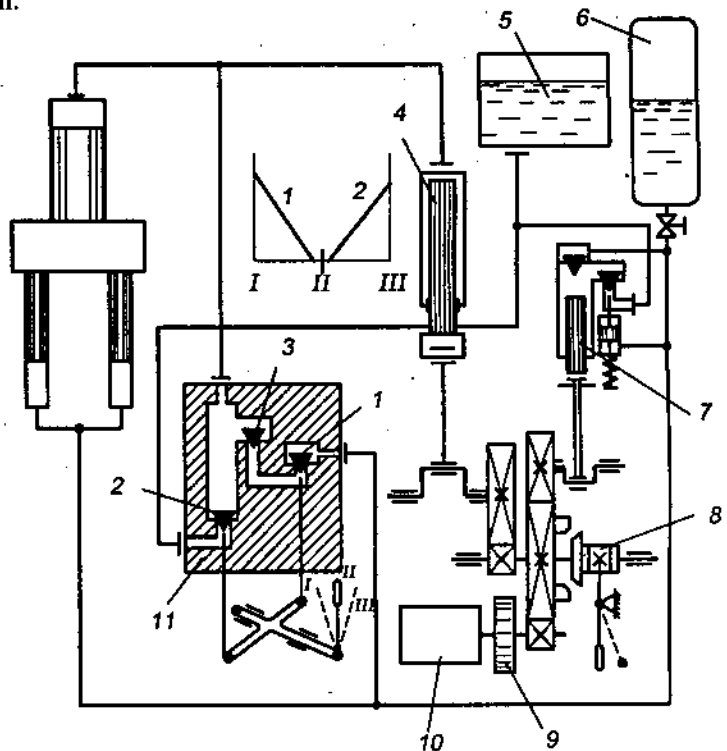
Máy ép có dẫn động từ bộ tăng áp kiểu hơi-thủy lực có hiệu suất rất thấp ($\approx 2\%$) vì vậy hiện nay người ta không sản xuất nữa.

Trong số các bộ tăng áp loại cơ khí để dẫn động máy ép rèn thủy lực thì loại tăng áp có trục khuỷu được sử dụng rộng rãi nhất - đó là loại bơm 1 xilanh tác động trực tiếp không có van. Thể tích chất lỏng mà pittông của nó đẩy ra sau một hành trình đúng bằng thể tích chất lỏng áp suất cao mà máy ép yêu cầu ở một hành trình.

Số lượng hành trình công tác của máy ép bằng số vòng quay của trục khuỷu bộ tăng áp và bằng $30 \div 120$ v/ph (phụ thuộc vào lực ép danh nghĩa của máy ép). Người ta thường làm máy ép có bộ tăng áp trục khuỷu với lực ép tới 15MN. Trên hình 4.1 trình bày sơ đồ điều khiển máy ép có dẫn động từ bộ tăng áp trục khuỷu.

Áp suất chất lỏng mà bộ tăng áp có thể tạo ra thường vào khoảng $40 \div 50$ MPa.

Nếu vùng lắc của đầu búa máy ép dịch chuyển xuống dưới thì nước được dẫn đến xilanh công tác từ bình tích áp qua van 1 (tay quay ở vị trí I). Các xilanh khử hồi được nối thường xuyên với bình tích áp. Lực không đổi của các xilanh khử hồi sẽ được triệt tiêu bằng lực ép của xilanh công tác khi hành trình xuống dưới, lực ép



Hình 4.1. Sơ đồ điều khiển máy ép có bộ tăng áp kiểu trục khuỷu.

1+3- các van của bộ phân phối; 4- bộ tăng áp kiểu trục khuỷu; 5- thùng bơm; 6- bình tích áp không có pittông (thường tính cho áp suất $6 \div 7$ MPa); 7- bơm kiểu pittông- trục khuỷu để nạp cho bình tích áp; 8- khớp nối để đóng bộ tăng áp; 9- bánh đà; 10- động cơ điện; 11- bộ phân phối;

này được đặt sao cho lớn hơn một ít so với lực ép danh nghĩa. Sự dịch chuyển đầu búa lên trên được thực hiện bằng việc xả nước từ xilanh công tác về thùng bơm (vị trí III của tay quay), khi đó van 2 mở. Nước từ bình tích áp để dịch chuyển vùng lắc của đầu búa thường không được dẫn đến khi bộ tăng áp làm việc trong thời gian đầu búa ép vào kim loại. Khi ở vị trí II của tay quay thì van một chiều 3 của bộ phân phối 11 không cho phép chuyển nước áp suất cao từ xilanh công tác về bình tích áp.

Bơm 7 sẽ nạp cho bình tích áp, việc đóng bơm được thực hiện tự động bằng van giảm tải.

Bằng việc đóng và ngắt khớp nối 8 có thể nhận được các hành trình đơn giản của máy ép. Khi chuốt thì công suất của động cơ điện dẫn động là (kW):

$$N = P_{en}/(60\eta) \quad (4.1)$$

trong đó : P- lực ép công tác lớn nhất khi chuốt (kN); e- độ sâu ép, tương ứng với hành trình đã định và vào khoảng 40-50% hành trình lắc (m); n- số lượng hành trình trong một phút, bằng số vòng quay của trục khuỷu; η - hệ số có ích có xét đến tổn thất ma sát, tổn thất thủy động, tổn thất do rò rỉ, tổn thất về thể tích, ở các tính toán gần đúng thường lấy bằng 0,8.

Trong đa số các trường hợp, máy ép thường làm việc với công suất thấp nên người ta cho phép quá tải ở động cơ điện. Các vật liệu sử dụng để chế tạo các chi tiết của bộ tăng áp kiểu trục khuỷu và phương pháp tính toán cũng tương tự như đối với các chi tiết của bơm pittông - trục khuỷu.

Kiểu dẫn động đã xét được sử dụng cho máy ép rèn, đa số thường được dùng để thực hiện các công việc về vuốt và về chỉnh tinh khác mà yêu cầu số lượng lớn các hành trình ở trong một đơn vị thời gian và có vị trí nhất định của đầu búa ở cuối hành trình công tác.

4.2. CÁC BỘ TĂNG ÁP THỦY LỰC

Bộ tăng áp thủy lực đảm bảo cho việc cung cấp cho xilanh máy ép chất lỏng áp suất cao hơn so với chất lỏng từ bình tích áp hoặc từ bơm. Các bộ tăng áp này được sản xuất có hai loại chính: hoạt động không liên tục (hình 4.2a) và hoạt động liên tục (hình 4.2b).

Nếu như các xilanh khứ hồi là loại được điều khiển, thì hệ số tăng áp là:

$$K = \eta_M D_H^2 / D_B^2 \quad (4.2)$$

trong đó : η_M - hệ số tổn thất cơ khí, bằng ~ 0,95; D_H - đường kính pittông áp suất thấp; D_B - đường kính pittông áp suất cao.

Hành trình tăng áp H_M và đường kính pittông áp suất cao được xác định xuất phát từ thể tích chất lỏng V cần thiết cho một hành trình của pittông máy ép được cấp chất lỏng từ bộ tăng áp. Khi xác định V cần phải tính đến biến dạng đàn hồi của hệ thống máy ép:

$$V = \eta_0 \frac{\pi D_B^2}{4} H_M \quad (4.3)$$

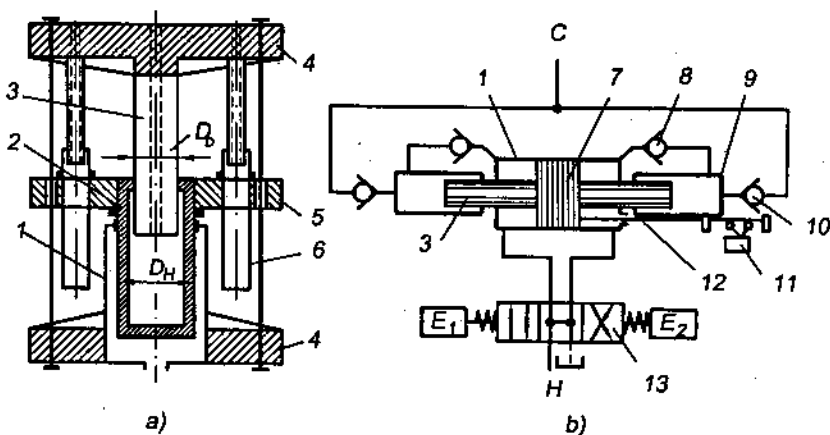
trong đó : η_0 - hệ số tổn thất thể tích, thường lấy bằng 0,9 đến 0,95.

Các phương pháp tính toán các chi tiết của bộ tăng áp và các vật liệu dùng để chế tạo các chi tiết trên cũng tương tự như đối với các chi tiết của máy ép.

Những nhược điểm của bộ tăng áp thủy lực hoạt động không liên tục là nguyên nhân để người ta tạo ra các bộ tăng áp hoạt động liên tục sử dụng rộng rãi ở các bộ dẫn động bơm dầu.

Sơ đồ của bộ tăng áp hoạt động liên tục làm việc với dầu khoáng được trình bày trên hình 4.2b. Khi dịch chuyển pittông 7 (có các pittông áp suất cao) về vị trí đầu cùng, thì pittông thông qua

thanh nối 12 và công tắc 11 sẽ cấp điện cho nam châm điện E_1 hoặc E_2 . Sau đó dầu từ bơm sẽ làm dịch chuyển pittông về hướng ngược lại. Các pittông áp suất cao sẽ thay phiên nhau hút dầu qua các van hút 8 và đẩy nó vào hệ thống qua van 10. Lượng dầu áp suất cao được cấp liên tục. Thông thường các bộ tăng áp kiểu này tạo được áp suất 40-60 MPa.



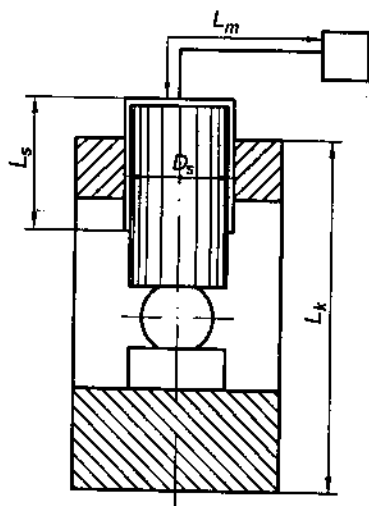
Hình 4.2. Các bộ tăng áp thủy lực.

1-xilanh áp suất thấp; 2- pittông áp suất thấp kết hợp làm xilanh áp suất cao; 3-pittông áp suất cao; 4- xà ngang cố định; 5- xà ngang di động; 6- các xilanh khử hồi; 7- pittông có pittông áp suất cao; 8- van hút; 9- xilanh áp suất cao; 10- van đẩy; 11- công tắc; 12- thanh điều khiển được nối với hành trình, có điều khiển bằng nam châm điện; H- cấp dầu từ bơm; C- cấp dầu vào hệ thống.

4.3. BIẾN DẠNG ĐÀN HỒI TRONG HỆ THỐNG CỦA CÁC MÁY ÉP THỦY LỰC

Khi máy ép thực hiện các nguyên công công nghệ thì trong máy có tích tụ một lượng năng lượng biến dạng đàn hồi trong các chi tiết kim loại và chất lỏng.

Trong một số trường hợp, năng lượng tích tụ trong hệ thống của máy ép thủy lực (năng lượng này sẽ mất đi sau khi máy thực hiện hành trình công tác) sẽ gần bằng hoặc là lớn hơn so với công có ích mà máy ép thực hiện. Ta cần xác định thể tích chất lỏng, trị số của hành trình của pittông và lượng năng lượng tích tụ (làm biến dạng các chi tiết kim loại và chất lỏng).



Hình 4.3. Sơ đồ tính toán của máy ép thủy lực.

Trên hình 4.3 trình bày sơ đồ tính toán của máy ép. Độ cứng của xà ngang trên và dưới được lấy bằng lớn vô cùng. Bỏ qua gia tốc tương đối trong các hướng vuông góc với hướng tác động của các lực mà các lực này không có ý nghĩa thực tế, ta nhận được :

- Lượng thay đổi thể tích xilanh do có sự tăng đường kính trong của nó dưới tác dụng của áp suất chất lỏng :

$$\Delta V_1^* = \frac{\pi \sigma_1^*}{2E} D^2 L$$

$$\text{vì:} \quad \epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{\Delta D}{D}; \quad \Delta D = \frac{\sigma_1}{E} D;$$

$$\text{nên:} \quad \Delta V_1 = \pi D \frac{\Delta D}{2} L$$

- Sự tăng thể tích xilanh do bị kéo dài theo chiều trục của nó :

$$\Delta V_2 = \frac{pF^2}{E} \cdot \frac{L}{F_c}$$

Vì :
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta L}{L} = \frac{pF}{EF_c}$$

Suy ra :
$$\Delta L = \frac{pF}{EF_c} \cdot L$$

- Thể tích phụ thêm của chất lỏng trong xilanh bù cho lượng ép của cán hoặc pittông :

$$\Delta V_3 = \frac{pF^2}{E} \cdot \frac{L_\pi}{F_{c\pi}}$$

trong đó : ΔD - lượng thay đổi (gia số) đường kính xilanh ; ΔL - gia số chiều dài xilanh ; σ_t^{xl} - ứng suất tiếp tuyến trên thành bên trong của xilanh ; E - môđun đàn hồi của thép; D - đường kính trong của xilanh ; L - chiều dài xilanh công tác; p - áp suất cao của chất lỏng công tác; F - diện tích bên trong của xilanh công tác; L_π - chiều dài của cán pittông hoặc pittông; $F_{c\pi}$ - diện tích tiết diện của cán hoặc của pittông; $F_{c\pi}$ - diện tích tiết diện của xilanh công tác.

Lượng biến đổi tổng cộng của thể tích các đường ống và xilanh, do có sự tăng đường kính trong của chúng, được xác định theo biểu thức :

$$\Delta V_4 = \frac{2}{E} (\sigma_t^{xl} V_{xl} + \sigma_t^T V_T)$$

trong đó : σ_t^T - là ứng suất tiếp tuyến trong đường ống dẫn; V_{xl} và V_T là thể tích bên trong của các xilanh và đường ống (với chiều dài L_m).

- Thể tích phụ thêm của chất lỏng trong xilanh bù cho lượng giãn dài của các cột :

$$\Delta V_5 = \frac{pF^2}{E} \cdot \frac{L_K}{F_K}$$

trong đó : L_K và F_K - là chiều dài và diện tích các cột.

Để đơn giản các tính toán người ta lấy diện tích của xilanh công tác thay cho diện tích pittông bởi vì độ chênh lệch của các trị số này không đáng kể.

- Thể tích bù cho sự nén của chất lỏng trong đường ống và trong xilanh :

$$\Delta V_6 = \frac{P}{E_l} (V_T + V_0 + V_x + V_p)$$

trong đó : E_l - môđun đàn hồi của chất lỏng (trong các điều kiện thực tế thì trong xilanh không phải là chất lỏng nguyên chất, mà là hỗn hợp của chất lỏng và hơi-khí, môđun đàn hồi của hỗn hợp này nhỏ hơn nhiều so với E_l [5]; V_0 - thể tích có hại của xilanh có nghĩa là thể tích chất lỏng công tác trong xilanh khi xà ngang di động ở vị trí tận cùng; V_x và V_p - là thể tích gây ra bởi hành trình không tải và hành trình công tác của pittông.

Thể tích của chất lỏng công tác cần thiết để bù cho lượng biến dạng của các phần kim loại và chất lỏng :

$$V_b = \frac{2}{E} (\sigma_t^T V_T + \sigma_t^{xl} V_n) + \frac{pF^2}{E} \left(\frac{L}{F_c} + \frac{L_K}{F_K} + \frac{L_\pi}{F_{c,\pi}} \right) + \frac{p}{E_l} (V_T + V_0 + V_x + V_p) \quad (4.4)$$

Chiều dài hành trình của pittông cần thiết để bù cho sự thay đổi thể tích gây ra bởi sự biến dạng của các phần kim loại và chất lỏng:

$$L_b = \frac{V_b}{F} \quad (4.5)$$

Thế năng tích tụ trong hệ thống thủy lực:

$$u = \frac{P_H L_b}{2} \quad (4.6)$$

trong đó : P_H - lực ép định mức của máy ép.

Ta thấy rằng công thức (4.4) có thể sử dụng khi nén đẳng nhiệt chất lỏng tới áp suất $p \approx 40\text{MPa}$.

Các tính toán được thực hiện cho máy ép kiểu 4 cột theo các công thức trên đã cho thấy rằng, phần năng lượng lớn nhất tích tụ trong máy ép được dùng để ép chất lỏng công tác ở trong các xilanh ($\approx 66\%$), mà thể tích của nó được xác định phần lớn là bởi chiều dài của hành trình tiếp cận và bởi cả thể tích có hại. Một phần năng lượng tiêu hao để làm kéo dài các cột ($\sim 15\%$) và làm tăng thể tích của xilanh công tác ($\approx 10\%$). Các số liệu nhận được ở trên cũng đặc trưng cho cả các loại máy ép khác.

Ta sẽ xác định các trường hợp mà độ đàn hồi của máy ép trở thành yếu tố quyết định khi thiết kế máy.

Sẽ là chưa đầy đủ nếu chỉ đặc trưng cho độ cứng của hệ thống máy ép bằng trị số lực, tương ứng với lượng biến dạng đàn hồi đơn vị của các cột, vì khi đó sự biến dạng của chất lỏng chưa được xét đến. Cũng có thể lấy lực công tác của máy ép chia cho chiều dài hành trình pittông, cần thiết để bù cho biến dạng của các phần kim loại và chất lỏng công tác, nhưng điều này cũng không cho phép trả lời được câu hỏi: Độ cứng của máy ép như thế đã đủ chưa? Các quá trình công nghệ được diễn ra trong máy ép rất đa dạng theo mức độ diễn dầy của đồ thị lực và chiều dài của hành trình công tác (hình 2.9).

Các quá trình như : dập nóng, dập tấm, uốn, đóng bánh các phôi kim loại và các quá trình khác, được đặc trưng bởi sự diễn dầy không lớn của diện tích đồ thị lực với trị số đáng kể của hành trình công tác. Đồng thời khi đó, ngay một máy ép được dùng để ép thổi các ống từ phôi dạng hình trụ và dùng để dập nóng (với chiều dài của hành trình công tác là như nhau) thì trong trường hợp thứ nhất độ cứng của máy có thể là hoàn toàn đủ, còn ở trường hợp thứ hai thì có thể lại thiếu.

Tiêu chuẩn để đánh giá độ cứng đủ của máy ép thủy lực có thể lấy là tỷ số của công A_Π mà máy sản ra để biến dạng dẻo chi tiết, chia cho công A_b dùng để biến dạng toàn bộ hệ thống :

$$\lambda = \frac{A_\Pi}{A_b} = \frac{P_\Pi \varphi L_P}{C P_\Pi L_b} = \frac{\varphi L_P}{C L_b} \quad (4.7)$$

trong đó : φ - độ diễn dầy đồ thị lực; L_P - độ dài hành trình công tác của pittông; C - hằng số, đối với dẫn động bơm không có bình tích áp $C = 1/2$ còn đối với dẫn động bơm có bình tích áp $C = 1$;

Trị số của A_p không phải bao giờ cũng bằng u. Các giá trị φ và L_p được chọn từ các thông số thường gặp nhất của chế độ lực khi làm việc của máy ép, vì vậy việc tính λ được qui định bởi kiểu của quá trình công nghệ được thực hiện trên máy ép.

Đối với máy ép dập nóng đang xét, có lực ép 100MN, thì chiều dài của hành trình công tác là khoảng 80mm ($L_b = 2,4\text{cm}$; $C = 1$). Độ điên đẩy đồ thị lực khi dập các chi tiết có profil phức tạp là 0,15; khi đó $\lambda = 0,5$; có nghĩa là tổn thất cho biến dạng đàn hồi của máy ép lớn hơn hai lần công có ích.

Nếu như chính máy ép này được dùng để rèn dập tự do, cụ thể là để vuốt ($\varphi = 0,6$ và $L_p = 8\text{cm}$), thì đối với trường hợp này $\lambda = 2$, có nghĩa là công để biến dạng đàn hồi sẽ nhỏ hơn 2 lần so với công có ích. Điều này cho thấy cần phải làm máy ép dập có độ cứng lớn hơn so với máy ép rèn.

Từ biểu thức (4.7) suy ra rằng, máy ép để thực hiện các thao tác với hành trình công tác ngắn và độ điên đẩy đồ thị lực là nhỏ, cần phải có độ cứng lớn. Để xác định các phương pháp làm giảm tổn thất do các biến dạng của hệ thống máy ép gây ra ta xét biểu thức để xác định hành trình của pittông, cần để bù lại độ nén của chất lỏng công tác:

$$L = [L_x + L_p + (V_O + V_T)/F]\beta_p \quad (4.8)$$

trong đó : L_x - độ dài của hành trình không tải; β - độ nén của chất lỏng công tác.

Các tổn thất ở các biến dạng của hệ thống máy ép, ở đây là thể tích chất lỏng thuộc pittông công tác và bằng ($V_x + V_p + V_O + V_T$), có thể được giảm đi bằng cách rút ngắn hành trình không tải và thực hiện một phần của hành trình công tác với tải nhỏ (với L_p lớn) bằng dẫn động phụ kiểu cơ khí.

4.4. HIỆU SUẤT CỦA CÁC TRẠM MÁY ÉP THỦY LỰC

Ở các bộ phận của trạm máy ép thủy lực, có các tổn hao năng lượng khi truyền từ lưới điện đến đầu búa (khuôn) của máy ép. Chúng ta sẽ xác định hiệu suất (hệ số có ích) của mỗi bộ phận của trạm máy ép thủy lực.

4.4.1. Máy ép thủy lực

Máy ép tiếp nhận thế năng của chất lỏng công tác được đưa vào các xilanh công tác hay xilanh khử hồi và tiêu thụ năng lượng này để thực hiện biến dạng dẻo ở phôi.

Năng lượng được truyền từ chất lỏng công tác tới đầu vào của xilanh công tác hay xilanh khử hồi được gọi là năng lượng có thể dùng được. Ký hiệu $A_{p,p}$ - là năng lượng có thể dùng được của hành trình công tác ; $A_{p,O}$ - năng lượng có thể dùng được của hành trình khử hồi (công có ích mà đầu búa của máy ép thực hiện ở hành trình khử hồi). Công có ích mà đầu búa của máy ép thực hiện ở hành trình công tác được ký hiệu là A_{cht} . Người ta phân biệt các hiệu suất sau đây của máy ép : hiệu suất tức thời η_{tt} , hiệu suất của một hành trình công tác η_{ht} ; hiệu suất sau một chu trình η_{ct} .

Khi xác định hiệu suất của máy ép sau một chu trình không cần phải xét đến hành trình không tải. Các tổn thất liên quan đến hành trình không tải sẽ được xét đến ở hành trình khử hồi.

Hiệu suất sau một chu trình η_{ct} của máy ép là tỷ số giữa công có ích để biến dạng dẻo sau một hành trình công tác, chia cho năng lượng đã tiêu thụ sau một chu trình làm việc của máy ép (hành trình kép của xà ngang) :

$$\eta_{ct} = A_{cht}/A_p = A_{cht}/(A_{p,p} + A_{p,O}) \quad (4.9)$$

Công của trọng lượng các phần chuyển động không được tính đến khi tính toán hiệu suất sau một chu trình, bởi vì công này sẽ tích tụ lại ở thời gian hành trình khứ hồi, do có năng lượng có thể sử dụng được dành cho hành trình khứ hồi.

Hiệu suất của máy ép sau hành trình công tác η_{ht} , ở trường hợp tổng quát là tỷ số của công có ích đã thực hiện chia cho công của trọng lượng các phần chuyển động A_G cộng với năng lượng có thể dùng của các xilanh công tác :

$$\eta_{ht} = A_{cht} / (A_G + A_{p,p}) \quad (4.10)$$

Trong nhiều trường hợp thì trọng lượng của các phần chuyển động là không đáng kể so với lực của máy ép, do đó:

$$\eta_{ht} = A_{cht} / A_{p,p} \quad (4.11)$$

Biểu thức (4.11) đúng đối với máy ép có pittông nằm ngang.

Năng lượng của chất lỏng công tác nằm bên trong xilanh công tác hoặc là xilanh khứ hồi được gọi là năng lượng xilanh A_{xl} , còn công suất tương ứng N_{xl} được gọi là công suất xilanh. Năng lượng của xilanh hành trình công tác được ký hiệu là A_{xlp} . Khi đó:

$$A_{p,p} = A_{xlp} + A_{th} \quad (4.12)$$

trong đó : A_{th} - là tổn hao thủy lực trên đường vào xilanh công tác.

Hiệu suất thủy lực η_{tl} là tỷ số năng lượng xilanh chia cho năng lượng có thể dùng được ở hành trình công tác :

$$\eta_{tl} = A_{xlp} / A_{p,p} \quad (4.13)$$

Năng lượng của chất lỏng công tác trong xilanh bị giảm đi do có các tổn thất cho biến dạng đàn hồi chất lỏng và các phần thủy lực của máy ép và do sự rò rỉ từ xilanh, được gọi là năng lượng chỉ thị A_u . Năng lượng chỉ thị của hành trình công tác và hành trình khứ hồi của máy ép được ký hiệu là $A_{u,p}$ và $A_{u,o}$. Khi đó, đối với hành trình công tác ta có:

$$A_{xlp} = A_{u,p} + A_{bE\phi} + A_y \quad (4.14)$$

trong đó : $A_{bE\phi}$ - công sản ra để biến dạng đàn hồi chất lỏng trong xilanh công tác và các phần kim loại của máy ép; A_y - năng lượng xác định bởi sự rò rỉ chất lỏng từ xilanh.

Hiệu suất thể tích η_0 là tỷ số giữa năng lượng chỉ thị A_u chia cho năng lượng xilanh A_{xl} . Đối với hành trình công tác :

$$\eta_0 = A_{u,p} / A_{xlp} \quad (4.15)$$

Thường thì có thể bỏ qua phần tổn hao chất lỏng, trị số của nó không vượt quá 0,01 A_{xlp} . Hiệu suất thể tích η_0 sẽ bị giảm đột ngột đối với các máy ép thực hiện các quá trình được đặc trưng bởi hành trình công tác ngắn. Từ đó ta có:

$$A_{u,p} = A_{cht} + A_{M,\Pi} \quad (4.16)$$

trong đó : $A_{M,\Pi}$ - công để thắng sức cản ma sát và sức cản từ phía các xilanh khứ hồi.

Hiệu suất cơ khí η_M là tỷ lệ giữa công có ích của máy ép A_{cht} chia cho công chỉ thị $A_{u,p}$. Đối với hành trình công tác :

$$\eta_M = A_{cht} / A_u \quad (4.17)$$

Hiệu suất có ích của máy ép ở hành trình công tác, nếu bỏ qua công của các phần chuyển động :

$$\eta_{ht} = A_{cht} / A_{P.P} = \eta_{tl} \cdot \eta_0 \cdot \eta_M \quad (4.18)$$

Hiệu suất có ích của máy ép trong một chu trình:

$$\eta_{ct} = A_{cht} / (A_{P.P} + A_{P.O}) = \eta'_{tl} \cdot \eta'_0 \cdot \eta'_M \quad (4.19)$$

trong đó : η'_{tl} , η'_0 , η'_M lần lượt là hiệu suất thủy lực, hiệu suất thể tích, hiệu suất cơ khí của máy ép trong một chu trình T_{cht} .

4.4.2. Các bình tích áp

Ở các bình tích áp khí- thủy lực kiểu pittông có các tổn hao cơ khí, tổn hao thể tích và tổn hao thủy lực, được xác định giống như khi tính tổn hao ở phần máy ép.

Ngoài các tổn hao kể trên trong các bình tích áp kiểu pittông còn có các tổn hao liên quan tới việc rò khí từ hệ thống khí nén của bình tích áp và được đánh giá bằng hiệu suất khí nén η_{π} và các tổn hao nhiệt động được đánh giá bằng hiệu suất nhiệt động η_T . Để xác định hiệu suất nhiệt động ta coi rằng nhiệt độ ban đầu của không khí trong bình tích áp bằng nhiệt độ của môi trường, còn quá trình nén không khí trong khi nạp chất lỏng được coi là quá trình đẳng nhiệt.

Sự giãn nở không khí khi phóng chất lỏng từ bình tích áp được xảy ra khá nhanh, vì vậy quá trình giãn nở được coi là đoạn nhiệt. Trong trường hợp này, áp suất không khí ở cuối quá trình giãn nở sẽ nhỏ hơn áp suất ứng với giãn nở đẳng nhiệt do có sự hạ nhiệt độ. Vì vậy, công giãn nở sẽ nhỏ hơn công nén, do có các tổn hao nhiệt động.

Tỷ số giữa công giãn nở A_g chia cho công nén A_n ở một chu trình, được gọi là hiệu suất nhiệt động.

$$\eta_T = A_g / A_n \quad (4.20)$$

Hiệu suất toàn bộ của bình tích áp kiểu pittông :

$$\eta_A = \eta_{tl} \eta_M \eta_0 \eta_{\pi} \eta_T \quad (4.21)$$

Đối với bình tích áp kiểu không có pittông thì $\eta_M = 1$, nhưng ở đây sẽ xuất hiện các tổn hao liên quan tới việc hoà tan không khí trong nước.

4.4.3. Các đường ống

Ở các đường ống có các tổn hao thủy lực và tổn hao thể tích khi nạp chất lỏng công tác vào bình tích áp, vào xilanh công tác, vào xilanh khử hồi...

Hiệu suất toàn bộ của đường ống:

$$\eta_{TP} = \eta_0 \eta_{tl} \quad (4.22)$$

4.4.4. Bộ tăng áp trung gian

Hiệu suất của nó được xác định tương tự như hiệu suất của máy ép. Hiệu suất toàn bộ của bộ tăng áp là :

$$\eta_{My} = \eta_{tl} \eta_M \eta_0 \quad (4.23)$$

4.4.5. Bơm

Ở đây có các tổn hao thủy lực, tổn hao thể tích và tổn hao cơ khí, Các tổn hao này được trình bày trong các catalogue của mỗi loại bơm.

Hiệu suất toàn bộ của bơm :

$$\eta_H = \eta_H \eta_M \eta \quad (4.24)$$

4.4.6. Hiệu suất có ích của toàn bộ trạm máy ép

Được xác định bằng cách nhân hiệu suất của từng bộ phận của nó.

Thí dụ như hiệu suất có ích của toàn bộ trạm máy ép có dẫn động kiểu bơm có bình tích áp, không có bộ tăng áp trung gian, sẽ được tính là:

$$\eta_c = \eta_{ct} \eta_A \eta_{ct} \eta_H \eta_{dc} \quad (4.25)$$

trong đó : η_{dc} - hiệu suất động cơ điện.

4.5. CÁC LOẠI DẪN ĐỘNG KHÁC

Nếu như lấy hiệu suất của thiết bị nổi hơi là 0,75, của đường ống dẫn hơi là 0,905 và của trạm máy ép là 0,02, thì hiệu suất chung hay là hiệu suất kinh tế của máy ép có dẫn động từ bộ khuếch đại kiểu hơi-thủy lực, bằng tích của các hiệu suất thành phần, và bằng 1,5%. Trị số nhỏ của hiệu suất kinh tế phần lớn là do việc sử dụng không triệt để hơi.

Các bộ tăng áp cơ khí được sử dụng trong dẫn động các máy ép rền, vì chúng đảm bảo được số lượng tương đối lớn các hành trình lặp lại và độ sâu nhất định của đầu búa ngấp vào kim loại. Khuyết điểm của nó là kích thước lớn của bộ dẫn động do nó có tốc độ chậm.

Có nhiều triển vọng trong việc sử dụng dẫn động máy ép rền có lực không lớn (tới 15MN) từ bộ tăng áp kiểu trục khuỷu, làm việc với dầu khoáng.

Trong các máy ép thủy lực hiện nay người ta sử dụng rộng rãi dẫn động kiểu bơm. Dẫn động này thường làm việc với nhũ tương hay dầu khoáng, và điều đó sẽ quyết định các đặc điểm về kết cấu của toàn bộ hệ thống trạm máy ép. Khi bộ dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp làm việc, cần phải chú ý rằng, việc giảm công suất của bơm và động cơ điện có thể đạt được bằng cách sử dụng dẫn động có thay đổi theo nhiều cấp lưu lượng chất lỏng từ bơm; sử dụng máy ép có vài xilanh công tác, cho phép nhận được một loạt các mức lực ép khác nhau; sử dụng dẫn động từ bơm có lưu lượng thay đổi hoặc sử dụng tổ hợp khác nhau của các phương pháp kể trên.

Để cải thiện tính kinh tế của bộ dẫn động kiểu bơm có bình tích áp ta có thể thực hiện bằng cách: sử dụng máy ép có các mức lực ép khác nhau, có bộ tăng áp trung gian hoặc có các trạm bơm; bình tích áp có thể cung cấp chất lỏng công tác cho máy ép với nhiều áp suất khác nhau.

Dẫn động kiểu bơm có bình tích áp sẽ đạt hiệu quả cao nhất khi sử dụng ở trường hợp mà thời gian của hành trình công tác t_c nhỏ hơn nhiều so với thời gian toàn chu trình T_{cht} (như ở máy ép để ép kim loại) và cũng như để nhận được các tốc độ lớn của hành trình công tác (đập nóng thép và vật liệu dạng tấm dày).

Việc sử dụng dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp sẽ là hợp lý đối với các quá trình có mức độ biến dạng của đồ thị lực là nhỏ (đóng bánh, đóng gói, vớt không sâu tấm mỏng, uốn các profin từ tấm mỏng); Các quá trình cần hành trình công tác là ngắn và các quá trình không cần tốc độ lớn của hành trình công tác (ép hợp kim nhôm, vuốt các chi tiết từ tấm mỏng).

Kiểu dẫn động được xác định bằng lực ép định mức của máy ép. Trong các trường hợp riêng, ta sẽ khó xác định sự hơn hẳn của kiểu dẫn động có bình tích áp hay kiểu dẫn động không có bình tích áp. Khi đó, tốt hơn hết là phải xác định sự tiêu thụ năng lượng ở các dẫn động trong một chu trình và trên cơ sở đó tiến hành lựa chọn phương án dẫn động kinh tế nhất.

CHƯƠNG 5

CÁC VAN, CÁC BỘ PHẬN PHỐI VÀ ĐƯỜNG ỐNG CỦA TRẠM MÁY ÉP THỦY LỰC

5.1. CÁC VAN

Theo chức năng của mình thì các van của máy ép thủy lực có các loại sau đây: van nạp và van xả, van tiết lưu, van một chiều, van an toàn, van chặn, van kết hợp.

Theo phương thức hoạt động, thì các van được chia ra làm hai loại: có điều khiển (van nạp và xả), van tự động (van một chiều, van an toàn) và van hoạt động hỗn hợp (một số loại van chặn, van cấp).

Đế của van thường làm có vành côn, góc côn là 45^0 ; áp suất trên vành côn được lấy bằng 80 - 100MPa. Các van phải được dẫn hướng để đảm bảo sự đóng ổn định trên đế van. Chiều cao h của van được lấy bằng (1,5-2,0)d. Khe hở giữa van và lỗ dẫn hướng thường lấy bằng 0,1mm.

Sơ đồ van nạp có điều khiển, không giảm tải, được trình bày trên hình 5.1a.

Van được ép vào đế bằng lực:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p_a + \Pi \quad (5.1)$$

trong đó : d- Đường kính van;

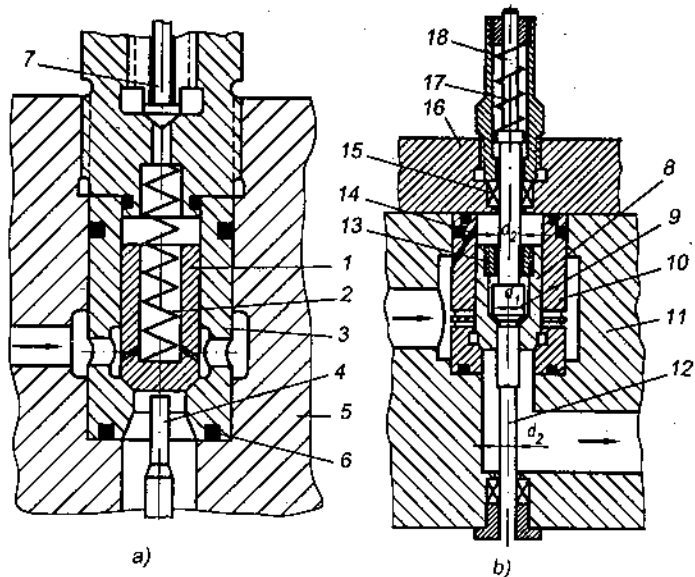
p_a - áp suất nước hoặc nhũ tương;

Π - lực ép của lò xo.

Nếu lấy tỷ số truyền giữa tay quay và cần van bằng 1/25 và lực trên đòn bẩy điều khiển là 80N (8kG), nếu bỏ qua lực lò xo và lấy $P_a=20\text{MPa}$ (200kG/cm^2), thì theo biểu thức (5.1) ta nhận được trị số giới hạn của đường kính van không có giảm tải là:

$$d = \sqrt{\frac{4.8.25}{3.14.200} P} = 1,1\text{cm}$$

Sơ đồ hoạt động của van bộ phận phối nước có giảm tải sơ bộ được trình bày trên hình 5.1b. Van chính 8 được mở do tác dụng của cần van 12. Cần van này đầu tiên sẽ nâng van giảm tải 9, sau đó sẽ mở van chính qua ống lót 13. Các lỗ 14 có đường kính khoảng 2mm sẽ làm tăng tác động của khe hở giữa van và vỏ áo của nó.



Hình 5.1. Các van của máy ép thủy lực.

- 1,8,9- các van; 2- lò xo; 3- 10- vỏ áo của van; 4-12- cần của van;
5-11- thân vỏ; 6- đệm kín; 7- nút xả khí; 13- ống lót; 14- lỗ;
15- đệm kín; 16- nắp; 17- lò xo; 18- kim chỉ thị;

Nếu như nước áp suất cao được đưa vào khoang ở trên van qua tiết diện tổng f_1 tương đối nhỏ, thì van sẽ tự mở ra. Nếu như tiết diện f_1 lớn hơn nhiều so với tiết diện tổng f_2 mà qua tiết diện này nước áp suất cao được đưa vào khoang nằm dưới van thì hiệu lực giảm tải sẽ bị giảm đi.

Cần của van thường được làm liền với van giảm tải và được làm kín từ hai đầu bằng các đệm 15. Vỏ áo của van 10 được lắp vào thân vỏ van 11 có nắp che 16. Để điều chỉnh và quan sát sự nâng của van, có kim chỉ 18 được ép vào cần van bằng lò xo 17.

Đối với van có giảm tải thì lực nâng cần van là:

$$P = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) p_a + T + \Pi \quad (5.2)$$

trong đó : d_1 - đường kính van giảm tải (cm) ;

d_2 - đường kính cần van (cm) ;

T- lực ma sát ở các đệm (N).

Tiết diện lưu thông của van :

$$f_K = \frac{F_{pt} v_{pt}}{v_K} \quad (5.3)$$

trong đó : F_{pt} - diện tích của pittông của xilanh van ;

v_{pt} - tốc độ pittông ;

v_K - tốc độ chuyển động của chất lỏng qua van.

Khi áp suất của chất lỏng $p = 20-30\text{MPa}$ thì v_K cho van nạp thường lấy đến $20\div 30\text{m/s}$; v_K cho van xả lấy đến $10\div 15\text{m/s}$.

Độ cao nâng van được chọn từ điều kiện cân bằng của diện tích lưu thông chất lỏng giữa đế van và van, với diện tích tiết diện lưu thông dưới van.

Ở thời điểm mở ban đầu của van thì tốc độ chất lỏng giữa van và đế van rất lớn. Vì vậy, người ta thực hiện việc đóng bằng bề mặt côn và khe hở giữa phần hình trụ và vỏ áo của van. Nhờ đó sẽ làm giảm sự mài mòn bề mặt côn của van.

Độ nâng bình thường của van giảm tải thường là $2\div 4\text{mm}$. Thân vỏ của van thường được rèn từ thép 45, còn van và con đội được làm từ thép không gỉ, vỏ áo của van được làm bằng đồng.

Các van tiết lưu : Được sử dụng để điều chỉnh tốc độ chuyển động của pittông. Thường thì vỏ áo của van có làm một lưới các lỗ, cho phép điều chỉnh đều sức cản khi chất lỏng chuyển động qua van. Đây là van tiết lưu có điều khiển.

Các van một chiều : Hoạt động một cách tự động. Chúng chỉ cho chất lỏng chuyển động theo một chiều

Nếu như van một chiều có thêm lỗ nhỏ, thì nó tạo thành van tiết lưu tự động.

Nếu van một chiều có thêm cơ cấu mở van bằng động cơ thừa hành thì nó trở thành van một chiều có điều khiển. Các van như vậy có thể được sử dụng như van nạp, để ngăn ngừa sự tự hạ xuống của xà ngang... Các van nạp đã được trình bày ở trên.

Các van an toàn : sẽ hạ ngay áp suất của chất lỏng khi áp suất này vượt quá giới hạn đã định. Các van này được chỉnh ở áp suất cao hơn áp suất định mức 20-30%.

Van chặn : Được sử dụng để ngắt các bộ phận khác nhau của hệ thống thủy lực và khí. Các van có tiết diện nhỏ và trung bình được làm không có giảm tải, còn các van có tiết diện lớn thường được làm có giảm tải.

5.2. CÁC BỘ PHẬN PHỐI

Bộ phận phối thường gồm có hộp van, cùng các van 1, các trụ đứng 2, bộ phận dẫn động con đội của van 3, cần điều khiển 4 (hình 5.2).

Việc nâng các con đội được thực hiện bằng các đòn gánh hoặc bằng các cam. Trong thời gian gần đây người ta càng sử dụng rộng rãi kiểu nâng con đội bằng cam.

Bộ phận phối có kiểu nâng van bằng cam có các ưu điểm sau: Cho phép thực hiện các tổ hợp đóng mở khác nhau của các van, dễ điều khiển, đơn giản trong vận hành, có khả năng tiêu chuẩn hóa các bộ phận riêng.

Bộ phận phối có các loại điều khiển khác nhau: điều khiển bằng tay, điều khiển bằng động cơ thừa hành và điều khiển từ xa.

Các nhược điểm của điều khiển bằng tay: người điều khiển chóng bị mệt mỏi và cần phải đặt các bộ phận phối ở gần vị trí điều khiển, mà điều này sẽ làm cản trở tới việc tiếp cận để sửa chữa các đường ống khi cần thiết.

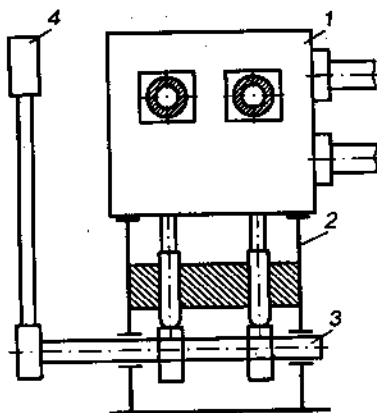
Trên hình 5.3 trình bày sơ đồ hoạt động của động cơ thừa hành dẫn động điều khiển máy ép với lực là 120MN. Khi quay cần điều khiển 1 sẽ làm dịch chuyển van trượt điều khiển 2, khí nén sẽ đi vào khoang trái của xilanh 3, còn khoang phải của xilanh 3 được nối thông với áp suất môi trường qua van trượt điều khiển. Bộ giảm chấn dùng dầu 4 sẽ ngăn ngừa sự chuyển động giật cục của pittông của xilanh khí. Đòn bẩy 5 và thanh kéo 6 làm quay trục của bộ phận phối. Cơ cấu đòn bẩy 7 thực hiện vai trò mối liên hệ ngược. Nhờ có nó mà trục của bộ phận phối sẽ quay một góc tỷ lệ thuận với góc quay của cần điều khiển.

Ta xác định các thông số của thanh kéo và đòn bẩy của mối liên hệ ngược điều khiển, trên cơ sở sự đồng dạng của tam giác C_1CB và A_1A_0B , BB_1C_1 và $A_1A_0C_1$ (hình 5.3) :

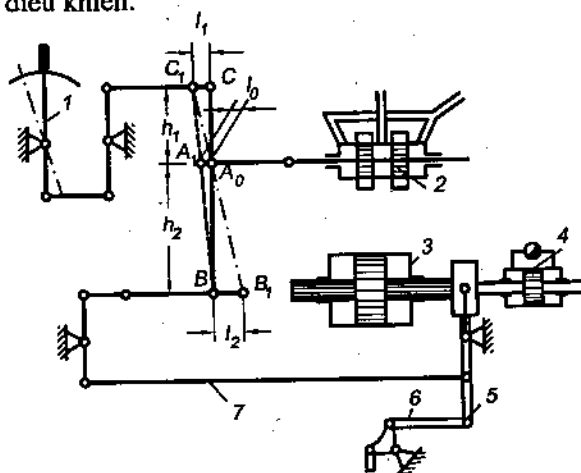
$$l_1 = l_0(h_1 + h_2)/h_2 \quad (5.4)$$

$$l_2 = l_0(h_1 + h_2)/h_1 \quad (5.5)$$

trong đó : l_0 - độ dịch chuyển của van trượt điều khiển.

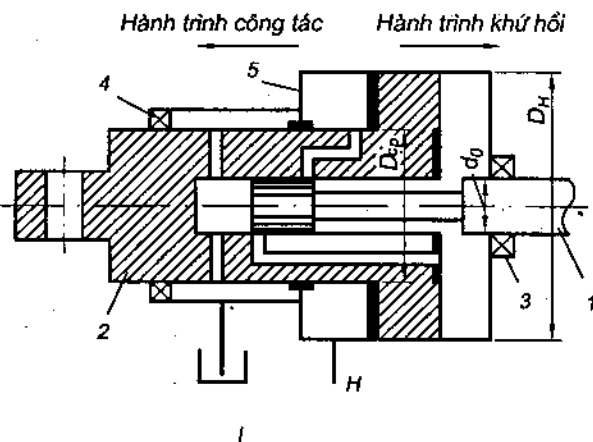


Hình 5.2. bộ phận phối của máy ép thủy lực.



Hình 5.3. Điều khiển có dẫn động bằng động cơ thừa hành của máy ép rền có lực là 120MN.

Động cơ thừa hành được điều khiển bằng van trượt 1, van này có liên kết với cần điều khiển máy ép. Lực để làm dịch chuyển van trượt không quá 10N, thậm chí đối với động cơ thừa hành tạo được lực lớn hơn. Rôto 2 sẽ dịch chuyển theo van trượt. Dầu từ bơm hoặc từ bình tích áp sẽ đi vào khoang 4.



Hình 5.4. Động cơ thừa hành tuân theo làm việc bằng dầu.
1- van trượt; 2- rôto; 3- diện tích hoạt động; 4- đệm kín;
5- thân vỏ động cơ thừa hành.

Khi van trượt dịch chuyển sang trái thì rôto 2 cũng dịch chuyển sang trái một khoảng đúng bằng như vậy. Khi van trượt dịch chuyển sang phải thì rôto cũng dịch chuyển sang phải. Để cải thiện sự tuân theo của rôto người ta làm van trượt có độ trùng điệp bằng 0.

Lực do động cơ thừa hành tạo ra :

Khi hành trình sang phải :

$$P_{II} = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_{CP}^2) p \quad (5.6)$$

Khi hành trình sang trái :

$$P_I = \frac{\pi}{4} (D_{CP}^2 - d_0^2) p \quad (5.7)$$

trong đó : p - là áp suất dầu.

Trong các kết cấu mới nhất của các máy ép thủy lực người ta thường làm có điều khiển từ xa. Điều khiển từ xa cho phép bố trí bộ phân phối ở gần các xilanh thủy lực, điều này làm giảm đáng kể chiều dài đường ống áp suất và đường ống xả. Với điều khiển từ xa người ta sử dụng trục cam để dẫn động van, thay cho các trục có đòn gánh.

Để điều chỉnh sự quay của trục phân phối, người ta lắp động cơ điện hoặc khớp nối vào đường chéo của cầu Utston. Đồng hồ đo điện thế của một nhánh được nối với cần điều khiển, còn đồng hồ đo điện thế của nhánh khác được nối với trục phân phối.

Khi quay đòn bẩy điều khiển sẽ xảy ra sự mất cân bằng của cầu, sẽ xuất hiện dòng điện ở đường chéo, dòng điện này được khuếch đại bởi bộ khuếch đại điện tử và được đưa tới các đầu cực của động cơ điện hoặc tới khớp nối. Động cơ điện hoặc khớp nối sẽ đóng và trục phân phối sẽ quay. Sự quay của trục phân phối sẽ làm cho sự chênh lệch điện trở của các nhánh của cầu giảm tới 0, khớp nối và động cơ điện sẽ được ngắt.

5.3. VA ĐẬP THỦY LỰC Ở CÁC ĐƯỜNG ỐNG

Khi có sự thay đổi đột ngột tốc độ chuyển động của chất lỏng trong đường ống (khi đóng hoặc mở rất nhanh các van của bộ phân phối) sẽ xuất hiện sóng va đập với áp suất cao, được gọi là va đập thủy lực.

Có thể xác định áp suất cực đại của sóng va đập, nếu coi rằng khi phanh cột chất lỏng thì toàn bộ động năng được chuyển thành công kéo thành vách của ống và nén chất lỏng:

$$K = A_{CT} + A_{nl} \quad (5.8)$$

trong đó : K- động năng của cột chất lỏng chuyển động ;

A_{CT} - công để kéo thành vách của đường ống ;

A_{nl} - công để nén chất lỏng trong ống.

Trong trường hợp nếu như đường ống có đường kính d không đổi và chiều dài l :

$$K = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \rho l \frac{v^2}{2} \quad (5.9)$$

trong đó : ρ - tỷ trọng của chất lỏng ; v- tốc độ chuyển động của chất lỏng trong ống.

Để xác định A_{CT} , ta xét trường hợp kéo ống mỏng, thường hay gặp ở các đường nẹp và đường xả chất lỏng. Việc thay ống mỏng bằng ống dày trong tính toán không làm thay đổi nguyên tắc tính :

$$A_{CT} = \frac{\pi d^2}{4} dl \frac{p_y^2}{2\delta E} \quad (5.10)$$

trong đó : p- áp suất va đập ; δ - chiều dày thành ống ; E- môđun đàn hồi của vật liệu làm ống.

Công để ép cột chất lỏng trong ống :

$$A_{nl} = \frac{\pi d^2}{4} l \frac{p_y^2}{2E_l} \quad (5.11)$$

trong đó : E_l - môđun đàn hồi thể tích của chất lỏng.

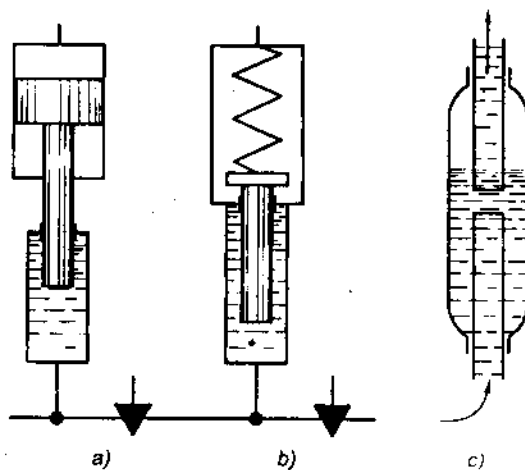
Sau khi thay biểu thức (5.9)+(5.11) vào biểu thức (5.8) và làm các biến đổi cần thiết, ta nhận được :

$$p_y = apv \quad (5.12)$$

trong đó : a- tốc độ lan truyền sóng va đập trong đường ống :

$$a = \frac{\sqrt{E_l/p}}{\sqrt{1 + [E_l d / (E \delta)]}} \quad (5.13)$$

Công thức (5.12) của N.E.Zucovski để xác định áp suất lớn nhất của va đập thủy lực là đúng khi va đập trực tiếp, thời gian kéo dài của va đập $\theta = 2l/a$ sẽ lớn hơn thời gian đóng đường ống t_3 , có nghĩa là $\theta \geq t_3$ (l là chiều dài đường ống).



Hình 5.5. Các bộ bù trừ và đập thủy lực.

Ở dạng tổng quát, thì biểu thức (5.12) là :

$$\Delta p_y = \rho \Delta v \quad (5.14)$$

trong đó : Δp_y - sự tăng áp suất va đập; Δv - lượng tốc độ bị mất của chất lỏng khi chuyển động trong ống.

Va đập thủy lực trực tiếp có thể xảy ra khi đóng nhanh các van của bộ phân phối, nếu như đường ống từ bình tích áp đến máy ép có chiều dài khá lớn: Khi đầu búa chạm phối ở thời gian hành trình tiếp cận; khi đóng đột ngột các van của bộ phân phối ở hành trình không tải; khi tải tăng hoặc giảm đột ngột...

Nguyên tắc hoạt động của bộ bù trừ va đập thủy lực là khi có sự tăng áp suất chất lỏng sẽ làm dịch chuyển pittông và ép chi tiết đàn hồi (không khí hoặc lò xo), vì vậy quá trình va đập sẽ chuyển thành quá trình dao động. Và quá trình dao động này sẽ bị tắt rất nhanh do có sự phân tán năng lượng mà không có sự tăng áp suất quá lớn.

Trên hình 5.5 trình bày các bộ bù trừ va đập thủy lực được sử dụng rộng rãi nhất. Các bộ bù trừ ở hình 5.5a, b được sử dụng ở đường cao áp. Bộ bù trừ ở hình 5.5c được sử dụng ở đường nạp và cấp khí nén áp suất 0,8-1,0MPa.

Việc tính toán bộ bù trừ thường được làm gần đúng, xuất phát từ điều kiện coi cột chất lỏng chuyển động sẽ tiếp nhận toàn bộ năng lượng từ bình tích áp hoặc từ thùng nạp cho đến bộ bù trừ.

Ta có thể xác định động năng của chất lỏng chuyển động trong ống ở thời điểm đóng đường ống từ biểu thức (5.9). Quá trình nén không khí ở bộ bù trừ được coi là nén đoạn nhiệt (hệ số đoạn nhiệt $n = 1,4$). Khi đó năng lượng do bộ bù trừ hấp phụ có thể biểu thị bằng phương trình :

$$K = \frac{p_0 q_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.15)$$

trong đó : p_0 - áp suất ban đầu của không khí ở bộ bù trừ

q_0 - thể tích ban đầu của không khí ở bộ bù trừ.

Nếu cho trước q_0 và lấy $p_0 = p_a$ hoặc là $p_0 = p_H$ (với p_H - áp suất định mức trong hệ thống thủy lực của máy ép), ta có thể xác định áp suất cuối p_k của không khí trong bộ bù trừ.

Trong bộ bù trừ kiểu lò xo thì động năng của chất lỏng chuyển động được dùng để nén lò xo là :

$$K = \frac{4D^3 n}{Gd^4} (p_k^2 - p_0^2) \quad (5.16)$$

trong đó : D - đường kính trung bình của lò xo ; n - số vòng lò xo ; p_k, p_0 - lực cuối và lực ban đầu tác dụng lên lò xo ; G - môđun đàn hồi xoắn của vật liệu làm lò xo ; d - đường kính tiết diện vòng lò xo.

Khi biết K và cho trước các trị số D, n, G, d, p_0 thì theo công thức (5-16) ta có thể xác định p_k và độ ép ngắn của lò xo theo công thức :

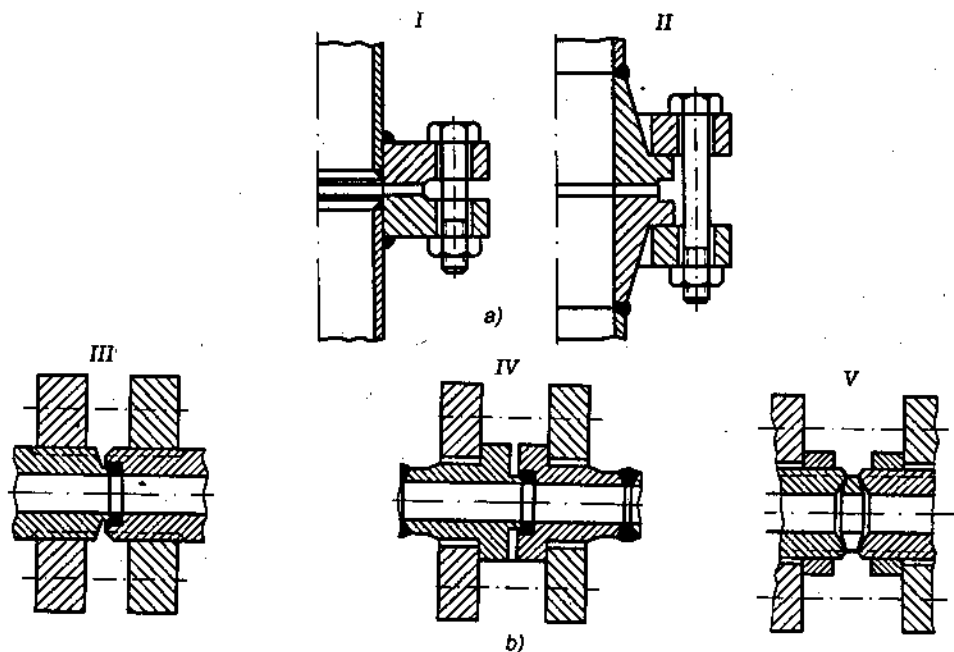
$$\lambda = \frac{8p_k D^3}{Gd^4} n \quad (5.17)$$

5.4. CÁC ĐƯỜNG ỐNG VÀ PHỤ TÙNG KHÁC

Các đường ống của trạm máy ép có các loại cao áp, thấp áp và loại áp suất biến đổi. Các đường ống áp suất thay đổi lúc thì cho chất lỏng áp suất cao đi qua, lúc thì cho chất lỏng áp suất thấp đi qua.

Tiết diện lưu thông của đường ống được tính toán trên cơ sở tốc độ cho phép của chuyển động chất lỏng. Đối với đường ống cao áp (20-32MPa) cho phép tốc độ chuyển động của nước hoặc nhũ tương tới 8-10m/s và dầu khoáng tới 5-6m/s. Ở đường ống áp thấp cho phép tốc độ chuyển động của nước là 3-4m/s và dầu khoáng là 2,5-3m/s.

Khi thiết kế và lắp đặt đường ống, nên giảm tới mức tối thiểu số lượng các chỗ nối ống và thay thế chúng bằng các mối hàn. Các chỗ nối kiểu hàn không đòi hỏi phải thường xuyên theo dõi và bảo dưỡng. Vật liệu làm ống là thép cacbon có $\sigma_B = 400-500\text{MPa}$ và độ dẫn dài tương đối $\delta = 15-30\%$, có tính chịu hàn cao hoặc rất cao. Để chế tạo đường ống thấp áp (tới 1,6MPa) người ta thường sử dụng các ống có thành vỏ mỏng, còn các chỗ nối tháo rời được làm kiểu mặt bích. Trên hình 5.6 trình bày các phương án ghép nối đường ống.



Hình 5.6. Các mối ghép nối đường ống thấp áp (a) và cao áp (b)

I- có mặt bích hàn; II-IV- có đầu ống được hàn và mặt bích lồng; III- có mặt bích ghép kiểu ren; V- có đai ốc, mặt bích lồng và vành côn tự điều chỉnh; VI- có đoạn trung gian, có mặt bích và các vòng đệm.

Để làm đệm kín cho đường ống thấp áp, người ta sử dụng các tấm paronit, tấm fip và cao su. Bề mặt ở phía dưới đệm phải được gia công cẩn thận. Thường thì để đảm bảo độ kín cho đệm trên bề mặt bích tiếp xúc với đệm, người ta làm thêm các rãnh vòng (có độ sâu 0,5-1,5mm), các phần đệm bị biến dạng sẽ điền vào các rãnh này.

Lực ép của các bulông :

$$P_0 \geq F_y P_p + F_p P_y \quad (5.18)$$

trong đó : F_y - diện tích tiết diện của ống có áp suất công tác ;

p_p - áp suất công tác ;

F_p - diện tích của đệm chịu lực ép ;

p_y - áp suất tác dụng trên đệm (đối với đệm mềm $\approx 2p_p$) ; đối với đệm kim loại thì áp suất này bằng giới hạn chảy của vật liệu làm đệm).

Ứng suất cho phép khi tính toán các bulông làm bằng thép 35 và CT5, được lấy không quá 80MPa.

Phụ thuộc vào đường kính của đường ống và áp suất công tác, người ta làm mối liên kết mặt bích có hai bulông (mặt bích chữ nhật), có 4 bulông (mặt bích vuông), có 6 hoặc 8 bulông (mặt bích tròn).

Đối với những chỗ cần lưu thông với đường kính lớn (100mm và lớn hơn) người ta sử dụng các ống kéo liền áp suất cao và cả ống rên. Việc tính toán đường ống được thực hiện theo công thức dùng cho các xilanh của máy ép thủy lực. Ứng suất cho phép $[\sigma]$ được chọn khi có xét đến va đập thủy lực và sự nối lỏng mối ghép ở chỗ các ren: Với áp suất 20-30MPa thì $[\sigma] \leq 85\text{MPa}$, với áp suất 30-40 MPa thì $[\sigma] = 115\text{MPa}$. Đối với các mối nối của đường ống cao áp ($p = 32-40\text{MPa}$), trước đây người ta sử dụng đa số là mặt bích có ren (hình 5.6-III). Nhược điểm của chúng là hay bị đứt các ren trên mặt bích do sự thay đổi đột ngột về độ cứng và do ứng suất tập trung. Kết cấu có mặt bích lỏng tự do được liên kết với các ống bằng vòng có ren, là kết cấu hoàn thiện hơn.

Trên hình 5.6-IV trình bày kiểu nối đường ống được sử dụng rộng rãi hiện nay khi nối các ống có áp suất cao. Kiểu này có các đầu ống được hàn trước và các mặt bích được lỏng tự do. Vật liệu làm đầu ống, mặt bích, gugiông là thép 35. Vòng đệm kín được chế tạo bằng đồng.

Kinh nghiệm sử dụng các trạm máy ép cho thấy rằng, ở các chỗ nối có đệm đồng, sau một thời gian ngắn sẽ xuất hiện rò rỉ do bị rung và va đập thủy lực. Vì vậy người ta đã chế tạo kiểu nối mặt bích (hình 5.6) có sử dụng vòng đệm kín bằng cao su tiết diện tròn theo ГОСТ 9833-73 [5]. Các mối nối kiểu này không bị ảnh hưởng bởi các dịch chuyển dọc trục của các đường ống nối, khác với những mối nối có đệm đồng thì các dịch chuyển dù nhỏ cũng gây ảnh hưởng. Các mối nối được thử ở áp suất công tác là 32 và 63MPa.

Các mối nối đường ống kiểu có vành côn (hình 5.6) đã chứng tỏ chất lượng tốt trong sử dụng. Khi không có lực ép và áp suất bên trong thì đệm kiểu vành côn sẽ tiếp xúc thẳng với bề mặt nghiêng của đường ống. Khi có lực ép sẽ tạo ra một vành gây tác dụng làm kín- vành này là bề mặt tiếp xúc của vành côn với đường ống. Các vành côn được chế tạo cũng bằng vật liệu như là vật liệu đường ống.

Ưu điểm của mối nối kiểu có vành côn là cho phép độ không vuông góc của các đầu ống nối được lớn hơn nhiều và có khả năng tháo lắp lại mối nối mà không làm hỏng vành côn. Kiểu nối ống này được sử dụng đối với áp suất 70-100MPa.

Các đường ống được đặt trong các rãnh (hào) và được cố định chặt bằng các tấm đệm và bulông để loại trừ khả năng đứt đường ống khi có rung chấn và va đập thủy lực.

Các phụ tùng của đường ống gồm có các bloc rẽ nhánh, thường là các khối vuông được rèn từ thép 35 có các lỗ khoan và các van chặn. Các van chặn được sử dụng chỉ ở miệng đường ống từ bình tích áp.

Độ lưu thông qui ước của các phụ tùng và đường ống thường được lấy là đường kính trong của chúng. Độ lưu thông qui ước được tiêu chuẩn hóa trong ГОСТ 355 -52.

Khi thiết kế đường ống cần phải xét đến sự cần thiết xả khí (đặt các nút xả khí); sự giãn nở vì nhiệt của đường ống (phần bù trừ); sự rung chấn của đường ống (cố định chặt đường ống); khả năng cải thiện các điều kiện lắp đặt đường ống; khả năng xuất hiện va đập thủy lực; sự cần thiết phải thay các chi tiết đệm kín.

CHƯƠNG 6

CÁC CHI TIẾT CHÍNH CỦA MÁY ÉP THỦY LỰC

6.1. XILANH VÀ PITTÔNG

Các xilanh thường có các loại sau : Kiểu pittông trụ; kiểu pittông bậc ; kiểu pittông đứng và nằm ngang ; kiểu cố định và di động ; kiểu có bộ đỡ trên mặt bích và trên đáy.

Số lượng các xilanh công tác (một, hai, ba, bốn và nhiều hơn) phụ thuộc vào chức năng công nghệ, lực của máy ép, và số lượng các mức lực ép khác nhau theo yêu cầu. Ở máy ép thủy lực hay sử dụng nhất là các xilanh cố định (hình 1.3b). Gần đây người ta đã bắt đầu chế tạo máy ép có nhiều xilanh công tác kiểu di động, thí dụ như máy ép rèn có các xilanh bố trí phía dưới và bộ di động.

Trong ngành chế tạo máy ép hay sử dụng các xilanh có bộ đỡ trên đáy và trên mặt bích. Bộ đỡ của xilanh ở trên đáy là hợp lý nếu xét từ khía cạnh độ bền, bởi vì trong trường hợp này, sẽ loại trừ được các ứng suất do sự uốn thành xilanh bởi phản lực của bộ đỡ trên mặt bích. Ngoài ra thành của xilanh sẽ không chịu các ứng suất kéo theo chiều trục.

Thường thì khi có bộ đỡ xilanh trên đáy sẽ làm phức tạp thêm kết cấu của máy ép, tăng khối lượng và kích thước của nó. Vì vậy trong ngành chế tạo máy ép, được sử dụng rộng rãi nhất là các xilanh có bộ đỡ trên mặt bích (hình 6.1a).

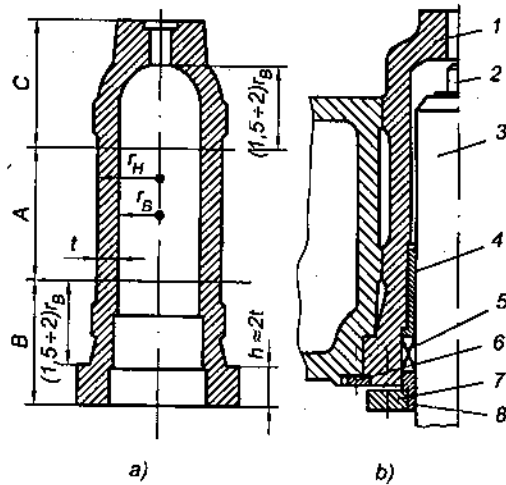
Theo các đặc điểm của trạng thái ứng suất thì xilanh có thể chia ra làm ba vùng chính: Vùng hình trụ A; vùng mặt bích đỡ B; vùng đáy (hay vùng vòm) C.

Do vùng hình trụ khá lớn so với vùng đáy và vùng mặt bích đỡ cho nên có thể coi như ống dày và được tính theo công thức Lamé.

Nếu như chỉ có áp suất trong tác dụng lên xilanh, thì ở trên thành của xilanh có các ứng suất sau :

- Ứng suất hướng kính :

$$\sigma_r = \frac{pr_B^2}{r_H^2 - r_B^2} \left(1 - \frac{r_H^2}{r^2} \right) \quad (6.1)$$



Hình 6.1

a- xilanh có bộ đỡ trên mặt bích, b- cụm xilanh và cố định xilanh với xà ngang trên: 1- xilanh; 2- van tiết lưu của phanh; 3- pittông; 4- ống dẫn hướng; 5- đệm; 6- vòng; 7- vòng kẹp; 8- ống kẹp.

- Ứng suất tiếp tuyến :

$$\sigma_t = \frac{pr_B^2}{r_H^2 - r_B^2} \left(1 + \frac{r_H^2}{r^2} \right) \quad (6.2)$$

- Ứng suất theo chiều trục do ảnh hưởng của đáy :

$$\sigma_z = \frac{pr_B^2}{r_H^2 - r_B^2} \quad (6.3)$$

trong đó : $\sigma_t > \sigma_z > \sigma_r$.

Ứng suất lớn nhất xuất hiện trên bề mặt trong của xilanh ($r = r_B$).

Theo thuyết năng lượng về độ bền, ứng suất tương đương được xác định theo phương trình :

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} \quad (6.4)$$

Ứng suất lớn nhất trên thành bên trong :

$$\sigma_{emax} = C \frac{K}{M} \quad (6.5)$$

Ứng suất cho phép được xác định từ biểu thức :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n} = \sum_{i=1}^n \frac{F_p}{F_i} \quad (6.6)$$

trong đó : σ_r - giới hạn chảy khi kéo ; n- hệ số dự trữ bền theo giới hạn chảy.

Từ đó ta có :

$$r_H = r_B \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p}} \quad (6.7)$$

Trị số của ứng suất cho phép $[\sigma]$ đối với xilanh đúc là 80÷100MPa ; đối với xilanh rèn bằng thép (0,3-0,35%C) là 110÷150MPa ; đối với xilanh rèn bằng thép hợp kim (1,5÷2%Ni) là 150÷180MPa.

Ta xác định sự tương quan giữa $[\sigma]$ và p khi đường kính ngoài của xilanh sẽ là nhỏ nhất. Ta có:

$$P_H = \pi r_B^2 p \quad (6.8)$$

trong đó : P_H - lực định mức do xilanh tạo ra.

Từ đó ta có :

$$r_B = \sqrt{\frac{P_H}{\pi p}} \quad (6.9)$$

Thay biểu thức (6.9) vào (6.7) ta nhận được :

$$r_H = \sqrt{\frac{P_H [\sigma]}{\pi p ([\sigma] - \sqrt{3}p)}} \quad (6.10)$$

Từ biểu thức nhận được, suy ra r_H sẽ là nhỏ nhất khi đạt giá trị lớn nhất của biểu thức :

$$u = \pi p ([\sigma] - \sqrt{3}p)$$

trong đó : $[\sigma] = \text{const}$ còn p thì thay đổi, khi đó :

$$\frac{du}{dp} = \pi[\sigma] - \pi\sqrt{3} \cdot 2p = 0$$

Từ đó :

$$p_{OT} = \frac{[\sigma]}{2\sqrt{3}} \quad (6.11)$$

Áp suất p_{OT} từ biểu thức (6.11) được gọi là áp suất tối ưu. Thay trị số p_{OT} từ biểu thức (6.11) vào (6.10) ta nhận được :

$$r_{H \min} = 1,5 \sqrt{\frac{P_H}{[\sigma]}} \quad (6.12)$$

Khi chọn áp suất của chất lỏng công tác, cần phải chú ý rằng, khi trị số của p tiến gần tới p_{OT} (bắt đầu từ một áp suất nào đó) sẽ có sự giảm không đáng kể kích thước của xilanh khi tăng áp suất.

Vì vậy người ta thường lấy :

$$p = (0,70-0,75) p_{OT} \quad (6.13)$$

và áp suất p được gọi là áp suất hợp lý.

Các công thức Lamé đúng đối với các tiết diện của xilanh nằm khá xa các đoạn mà ở đó có sự thay đổi chiều dày của thành xilanh. Tại các tiết diện của xilanh nằm gần mặt bích hoặc nằm gần phần vòm cong sẽ xuất hiện các ứng suất phụ có trị số gần bằng các ứng suất tính theo các công thức Lamé. Vì vậy, kích thước thành xilanh ở vùng vòm và vùng mặt bích được chọn theo các mối quan hệ kinh nghiệm từ thực tế.

Chiều dày của đáy xilanh, ở phần giữa, phải vào khoảng không ít hơn hai lần chiều dày của thành xilanh và phải có sự chuyển tiếp đều từ phần hình trụ của xilanh sang phần đáy ($R \geq 0,4t$).

Kích thước của phần góc lượn của mặt bích được kiểm tra theo áp suất, thường lấy khoảng 80MPa. Thường thì chiều rộng của mặt bích $b = 0,7t$; chiều dày h của mặt bích được kiểm tra theo độ bền cắt, ứng suất cho phép thường lấy tới 40MPa hoặc chọn theo chiều dày t của thành xilanh; $h = (1,2-2,0)t$. Để giảm ứng suất tập trung, phải làm tròn các góc tạo bởi bề mặt ngoài của xilanh với bề mặt của mặt bích bằng các bán kính lượn:

$$r \approx (0,20-0,25)t$$

Cụm xilanh công tác cùng mối liên kết cố định với xà ngang trên được trình bày ở hình 6.1b.

Các pittông của xilanh công tác được làm đặc hoặc rỗng. Pittông truyền lực tới xà ngang di động và chịu nén. Kiểu liên kết giữa pittông với xà ngang có thể là kiểu cứng (đuôi pittông ngậm chặt vào xà ngang di động), qua gối cầu hoặc liên kết qua chày bằng các nắp hình cầu.

Khi pittông liên kết cứng thì pittông sẽ chịu tải bởi tác dụng của mômen do máy ép chịu tải lệch. Điều này có thể dẫn đến sự mài mòn nhanh ống dẫn hướng và làm hỏng đệm kín. Liên kết cứng được sử dụng trong máy ép một xilanh và dùng cho pittông giữa của máy ép ba xilanh.

Các pittông thường được chế tạo theo kiểu rèn từ thép cacbon 45 hoặc 60, bề mặt của chúng được tôi và đánh bóng cẩn thận (độ nhám bề mặt không quá 0,63 và độ chính xác tương đương cấp hai khi lắp vào ống dẫn hướng). Các pittông được liên kết cứng với xà ngang di động, thường được chế tạo từ thép hợp kim crôm-niken hoặc crôm-molipden. Độ cứng bề mặt công tác của pittông bằng 48-60HRC.

6.2. ĐEM KÍN CÁC XILANH VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM CHÚNG

Có ba kiểu đệm kín các mối liên kết di động: Kiểu đệm tự bung, kiểu đệm vòng, kiểu dùng vòng xéc măng.

Đệm tự bung thường phải ép và như vậy sẽ làm triệt tiêu sự rò rỉ chất lỏng. Đệm vòng sẽ tác dụng tự động dưới tác dụng của áp suất chất lỏng.

Được sử dụng rộng rãi nhất trong máy ép là kiểu đệm tự bung.

Đệm vòng thường được sử dụng để cho các pittông có đường kính tới 100÷150mm khi máy ép làm việc với dầu khoáng.

Các vòng xéc măng được dùng để đệm kín cho các xilanh có đường kính trong tới 600mm khi làm việc với dầu là chất lỏng công tác.

Trong số các đệm tự bung thì được sử dụng rộng rãi nhất là các đệm vải-cao su kiểu chữ V nhiều lớp. Người ta dùng chúng để làm việc với nước, nhũ tương và dầu khoáng ở áp suất tới 500MPa và nhiệt độ ở vùng bao kín tới 50°C (thời gian ngắn tới 70°C). Hướng chuyển động của vòng đệm luôn hướng về phía tác dụng của áp suất. Việc bố trí đệm kiểu chữ V trong xilanh máy ép thủy lực được trình bày trên hình 6.2a.

Trạng thái bề mặt pittông, hướng để đảm bảo độ ổn định của vị trí đệm đối với pittông và sự bôi trơn, có ý nghĩa rất lớn đối với khả năng hoạt động của đệm tự bung.

Vòng kẹp được cố định với xilanh bằng các vít cấy. Vật liệu để làm vòng kẹp và các vít cấy thường là thép 45. Ống dẫn hướng được chế tạo từ đồng chất lượng cao. Chiều cao của vòng kẹp 6 (hình 6.2a) thường được lấy bằng 2÷2,5 lần

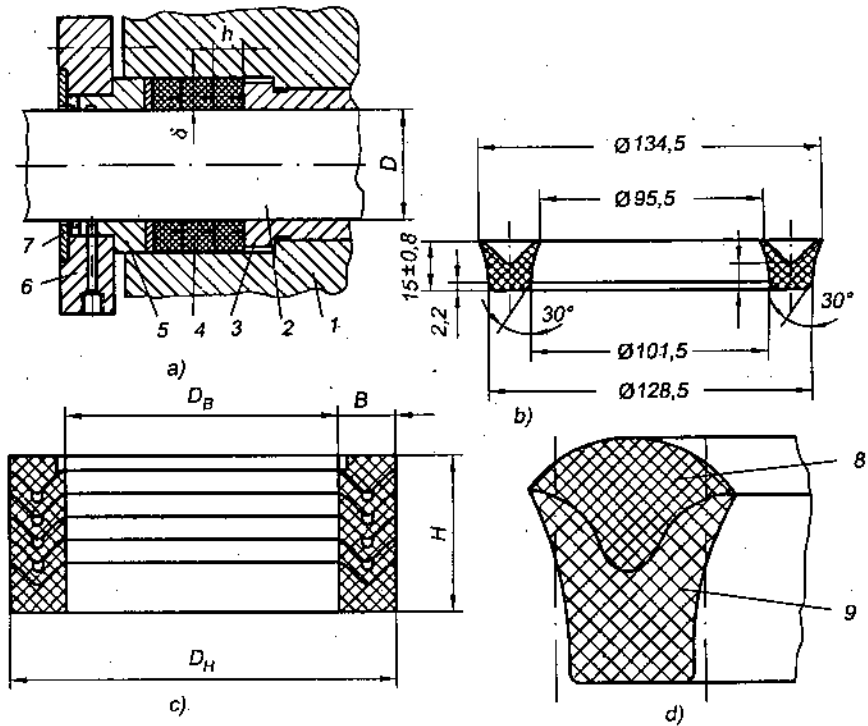
đường kính của vít cấy dùng để cố định vòng kẹp với xilanh, hoặc bằng $(0,7+1,0)b$ (với b là chiều rộng của vòng). Các vít cấy được tính toán với lực P bằng :

$$P = \frac{\pi \left[(D + 2\delta)^2 - D^2 \right]}{4} p \quad (6.14)$$

với p - áp suất định mức của chất lỏng công tác.

Ứng suất cho phép của các vít cấy là 60÷100MPa (600÷1000kg/cm²)

Bộ đệm vải cao su kiểu chữ V nhiều lớp được trình bày trên hình 6.2b.



Hình 6.2. Các loại đệm bao kín pittông.

1-xilanh; 2- pittông; 3- ống dẫn hướng; 4- đệm tự bung; 5- ống kẹp; 6-7- vòng kẹp;
8, 9- cao su mềm và cứng; δ - chiều rộng; D - đường kính pittông.

Các vòng đệm kiểu chữ V được làm từ vải bông có tráng cao su và tấm grafit. Cao su được sử dụng trong trường hợp này phải có các tính chất cơ học sau: Độ cứng bề mặt theo Sho là 80÷90 đơn vị; độ bền chống đứt không nhỏ hơn 8MPa; độ giãn dài tương đối không nhỏ hơn 100%, độ giãn dài dư không quá 5%; tính chịu tải sau 24 giờ ở 20°C (có nghĩa là sự tăng khối lượng) không quá 3%; tính chịu tải ở các điều kiện như trên là không quá 20%.

Số lượng các vòng đệm phụ thuộc vào đường kính của pittông và áp suất của chất lỏng công tác và được chọn theo tiêu chuẩn. Lực ma sát (N) khi sử dụng các đệm đàn hồi được tính theo công thức:

$$R = 0,15f\pi Dbp \quad (6.15)$$

trong đó : f- là hệ số ma sát (0,05 đối với đệm tự bung kiểu chữ V; bằng 0,2 đối với các loại đệm tự bung khác); D- đường kính của pittông (cm); b- chiều cao đệm (cm); p- áp suất chất lỏng (MPa); hệ số 0,15 có tính đến sự giảm áp suất theo chiều cao của đệm.

Các vòng đệm kiểu chữ V một lớp (tự làm kín) thường được chế tạo từ cao su. Trên hình 6.2.c biểu diễn vòng đệm kiểu chữ V có đường kính 100mm. Đệm này được lắp sao cho các ngạnh của nó hướng theo chiều tác động của áp suất chất lỏng. Do có tác động của áp suất mà các vòng đệm sẽ tự động đảm bảo sự bao kín. Đệm này sẽ làm việc không tốt ở các áp suất thấp bởi vì khi đó chất lỏng sẽ không ép các ngạnh của đệm vào kim loại. Nhược điểm này có thể khắc phục bằng cách tạo độ căng ban đầu cho vòng đệm và tăng cứng cho nó (hình 6.2.d) bằng lò xo kim loại hoặc bằng cao su mềm. Cao su mềm 8 sẽ tạo độ căng ban đầu, còn cao su cứng 9 sẽ đảm bảo sức cản chống ép phần đỡ của đệm vào các khe hở. Sự mài mòn đệm kiểu chữ V xảy ra ở phần đỡ của đệm, nơi có sự ép đệm vào khe hở. Vì nguyên nhân này mà đối với các áp suất > 32MPa người ta thường sử dụng các vòng đệm có chiều cao lớn.

Thời gian gần đây người ta ứng dụng rộng rãi các vòng cao su tiết diện tròn để làm đệm bao kín các chỗ liên kết di động. Các vòng này cần phải có đường kính trong nhỏ hơn khoảng 10% đường kính của rãnh lắp đặt đệm. Nếu như áp suất khá cao- lớn hơn 20MPa, thì có thể giảm sự ép cao su vào khe hở bằng cách đặt các vòng đỡ ở mặt bên cạnh của vòng đệm. Các vòng đỡ được chế tạo thường là từ vật liệu kiểu nylon có hệ số ma sát nhỏ.

Các xilanh cần phải được thử bằng áp suất chất lỏng cao hơn áp suất định mức công tác 1,5 lần; các xilanh nhỏ được thử bằng bơm tay; Các xilanh lớn được thử bằng bơm có dẫn động, đặt trên xe kéo để dễ dịch chuyển. Khi đạt áp suất thử, cần phải giữ áp suất này một thời gian, sau đó giảm áp suất và lắp lại chu kỳ thử vài lần.

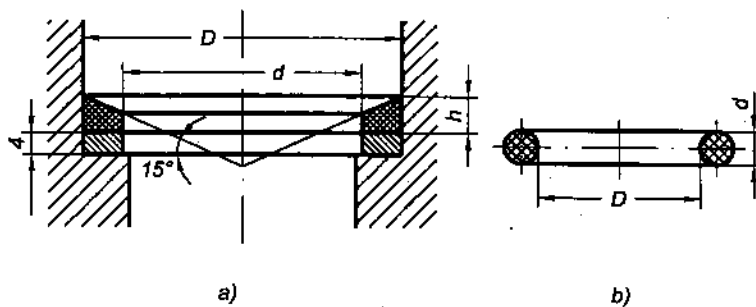
6.3. ĐỆM KÍN CÁC MỐI LIÊN KẾT CỐ ĐỊNH

Nguyên tắc hoạt động của các đệm kín các mối liên kết cố định dựa trên cơ sở biến dạng đàn hồi-dẻo của chi tiết làm kín, nhờ đó mà trên bề mặt được làm kín có các áp suất được tạo ra lớn hơn áp suất cực đại có thể của chất lỏng công tác. Các chi tiết làm kín các mối liên kết cố định thường là các vòng có tiết diện khác nhau, được đặt trong không gian kín giữa các bề mặt được bao kín. Các vòng thường được chế tạo từ đồng đỏ, nhôm, thép mềm, gỗ phíp, capron và cao su.

Trên hình 6.3a trình bày các kích thước chính của đệm capron dùng cho các liên kết cố định (áp suất công tác tới 40MPa).

Các đệm làm từ kim loại mềm được sử dụng chủ yếu để làm kín các mối liên kết có thể tháo rời, thí dụ để lắp đặt đường ống. Trong một số các trường hợp thì các đệm này được thay bằng đệm capron.

Người ta sử dụng rộng rãi vòng cao su có tiết diện tròn để làm chi tiết bao kín mối liên kết cố định. Các vòng cao su để bao kín các mối liên kết di động ($p < 10\text{MPa}$) và cố định ($p < 32\text{MPa}$) được trình bày trên hình 6.3b.



Hình 6.3. Các đệm kín của các mối liên kết cố định.

a - Tiết diện hình thang

D	d	h
50	40	5
60	50	5
80	60	5
100	85	7
125	110	8
160	140	10
200	180	10

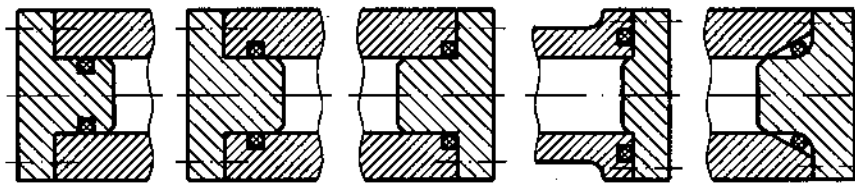
b - Tiết diện hình tròn

D	d
6-0,2	2+0,30
10-0,4	2+0,30
22-0,5	4+0,30
42-0,6	5+0,40
62-0,8	5+0,40
80-1,0	5+0,40
155-1,0	7,5+0,50
220-2,0	10,0+0,6
300-2,8	10,0+0,60

Các vòng đệm được làm từ cao su chịu dầu và xăng 3826, TY 233-54p.

Khi lắp đặt vòng đệm cần phải chú ý tránh đặt lệch, tránh để cho vòng đệm bị hư hỏng, đứt.

Đối với các mối liên kết cố định thì độ nhám bề mặt tiếp xúc với các vòng đệm cần phải không thấp hơn cấp 7. Còn độ nhám bề mặt của rãnh đặt đệm thì không được thấp hơn cấp 6.

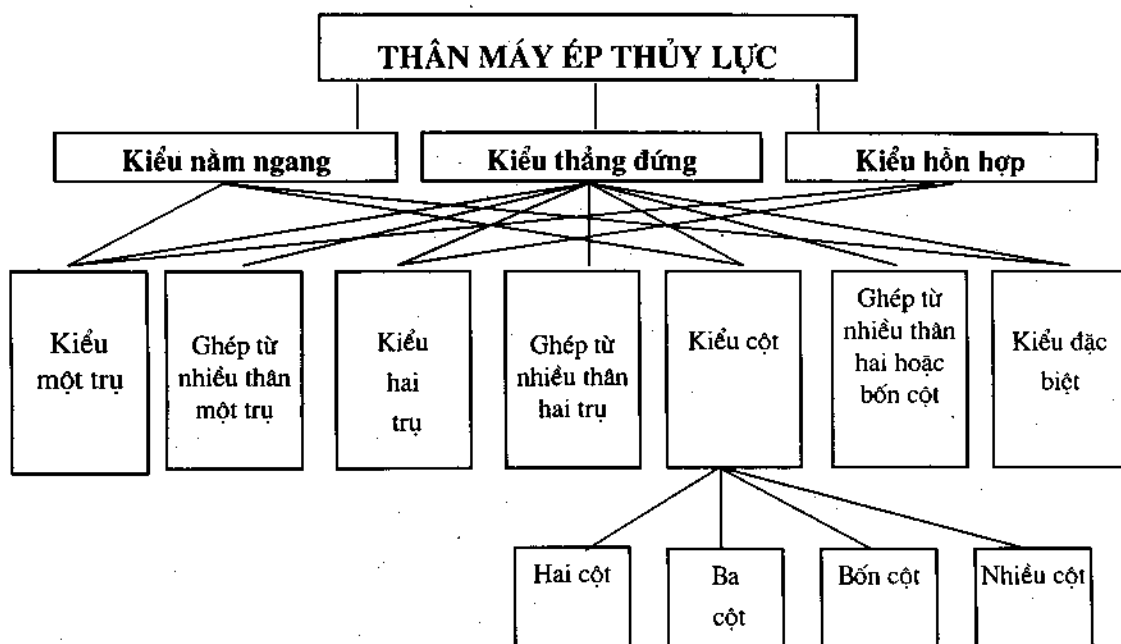


Hình 6.4. Đệm bao kín các mối liên kết cố định bằng vòng cao su.

Các đệm bao kín các liên kết cố định bằng vòng cao su tiết diện tròn được trình bày trên hình 6.4.

6.4. THÂN MÁY

Trên hình 6.5 trình bày sơ đồ phân loại thân máy ép thủy lực. Tiêu chuẩn đầu tiên được dùng để phân loại là hướng chuyển động của dụng cụ công tác: kiểu nằm ngang, kiểu đứng hoặc kiểu hỗn hợp (dụng cụ công tác dịch chuyển theo phương nằm ngang và phương thẳng đứng, theo phương thẳng đứng và theo phương nghiêng ...). Các máy ép kiểu đứng còn phân loại tiếp, theo hướng tác động của lực công tác (hướng lên trên hoặc xuống dưới), loại máy ép có dẫn động trên hoặc dẫn động dưới.



Hình 6.5. Phân loại các thân máy ép thủy lực.

Người ta cũng phân biệt các loại khung: Một trụ, hai trụ, kiểu có cột (hai cột, ba cột, bốn cột và nhiều cột), kiểu kết cấu đặc biệt.

Mỗi thân máy ép có thể lại là kiểu làm liền hoặc kiểu lắp ghép, kiểu được đúc (thép 35II) hoặc được hàn (thép CT 3). Các thân máy ép cỡ lớn có khi được làm bằng bê tông cốt thép.

Để gia công các chi tiết có kích thước lớn, người ta sử dụng các thân máy kiểu tổ hợp từ nhiều các thân máy một trụ, hai trụ, hoặc từ nhiều thân ghép nối với nhau.

Phụ thuộc vào chức năng công nghệ của máy ép và số lượng các chi tiết phải gia công mà kết cấu thân máy có thể thay đổi. Trên hình 6.6 trình bày các phương án kết cấu thân máy ép hai trụ và tổ hợp từ các thân hai trụ.

Việc tính toán các thân máy ép kiểu tháo lắp và kiểu làm liền có một trụ và hai trụ có thể tiến hành tương tự như các tính toán các thân máy ép cơ khí kiểu giống như vậy (xem chương 5).

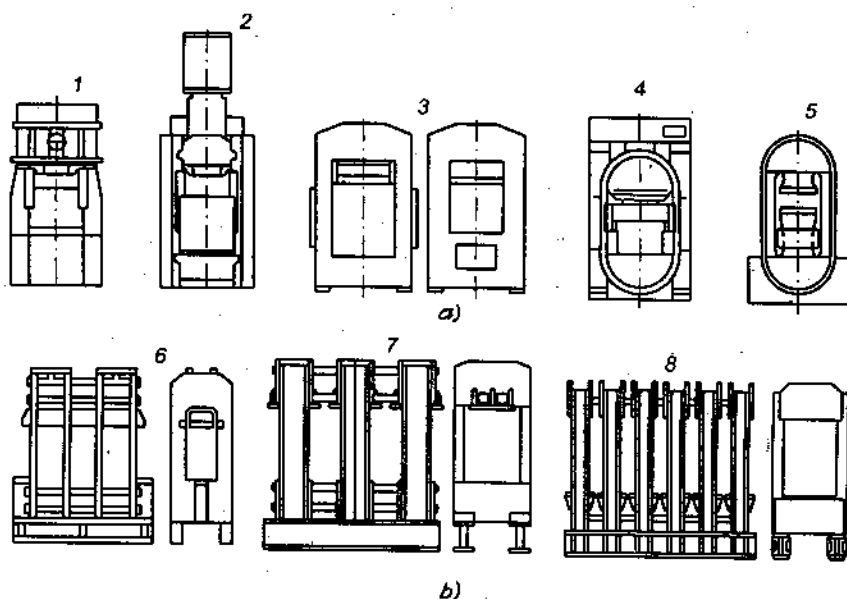
Việc tính toán các thân kiểu cột có đặc điểm riêng. Tính toán các thân kiểu đứng của máy ép cũng tương tự việc tính toán của thân kiểu hai trụ (chiều cao của thân được lấy bằng độ dài của cột giữa các mặt phẳng trong của các xà ngang). Đối với máy ép kiểu đứng, nếu ta tính thân theo tải nằm ngang sẽ không hợp lý vì các cột có độ cứng vững nhỏ so với độ cứng vững của xà ngang. Thường thì các cột chịu tác động của tải nằm ngang, được coi như là các dầm, mà các đầu mút được cố định chặt ở các xà ngang cố định. Đồng thời giả sử là có tải đều tác dụng lên các cột (có thể có sự không đều của tải ở thời điểm ban đầu, nhưng sau đó sẽ được san bằng đều, vì có sự phân bố lại tải), ứng suất ở các cột sẽ là:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_u}{0,1d^3} < [\sigma] \quad (6.16)$$

trong đó : F- diện tích tiết diện ngang của cột ; d- đường kính cột.

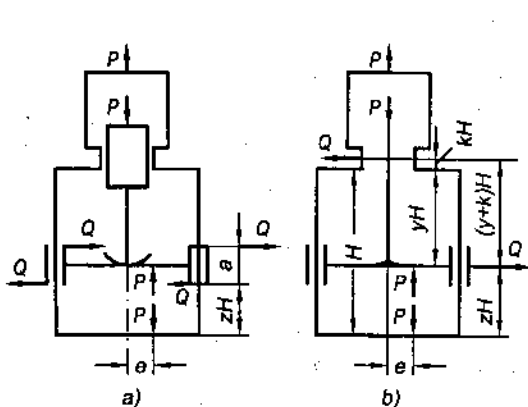
Đối với máy ép kiểu bốn cột, thì lực N tác dụng lên một cột là :

$$N = \frac{P(1 + 2e/L)}{4} \quad (6.17)$$



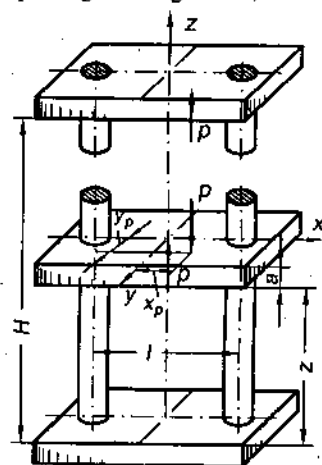
Hình 6.6. Các phương án kết cấu thân máy ép thủy lực.

a - kiểu hai trụ; b - kiểu tổ hợp từ các thân hai trụ; 1- kiểu thao tác lắp có bu lông liên kết; 2- thân kiểu hàn hoặc là lắp ráp (các cột - các tấm); 3- lắp ráp từ các tấm song song mặt trước của máy ép; 4- thân kiểu vành đai; 5- thân có cuộn dây; 6, 7- thân được lắp bằng bulông có chung xà trên; 8- kiểu lắp ráp không có chung xà trên.



Hình 6.7. Máy ép kiểu bốn cột.

z - khoảng cách từ mặt phẳng trên của đáy dưới tới đầu dưới của ống dẫn hướng của xà ngang di động; H- khoảng cách từ mặt phẳng dưới của xà ngang cố định bên trên, tới mặt phẳng trên của xà ngang dưới; a - chiều dài tổng cộng của ống dẫn hướng của xà ngang di động; (y + k)H - khoảng cách từ giữa của ống dẫn hướng của xà ngang di động, tới điểm giữa của ống lót đầu hướng của pittông.



Hình 6.8. Máy ép kiểu hai cột.

Trị số của mômen uốn M_u tác dụng lên cột phụ thuộc vào sơ đồ kết cấu của thân máy ép (giả sử là cả bốn cột đều làm việc).

- Đối với sơ đồ trên hình 6.7a (pittông máy ép được nối với xà ngang di động theo kiểu bản lề):

$$M_u = Pez/4 \quad (6.18)$$

- Đối với sơ đồ trên hình 6.7b (nối cứng giữa pittông với xà ngang di động hoặc là có cán dẫn hướng đặc biệt):

$$M_u = \frac{Pe}{32(y+k)} \quad (6.19)$$

Đối với máy ép kiểu hai cột (hình 6.8) thì nguy hiểm nhất là độ lệch tâm theo hướng trục y. Khi đó thì ứng suất ở các cột của máy ép hai cột là:

$$\sigma = \frac{p}{2F} \left(1 + \frac{2e}{l} + \frac{8e}{d} \right) \quad (6.20)$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4}; l = \frac{\pi d^3}{32}; \frac{l}{F} = \frac{d}{8}$$

Đối với máy ép kiểu ba cột có thể lấy gần đúng là:

$$\sigma = \frac{p}{3F} \left(1 + 8 \frac{e}{d} \right) \quad (6.21)$$

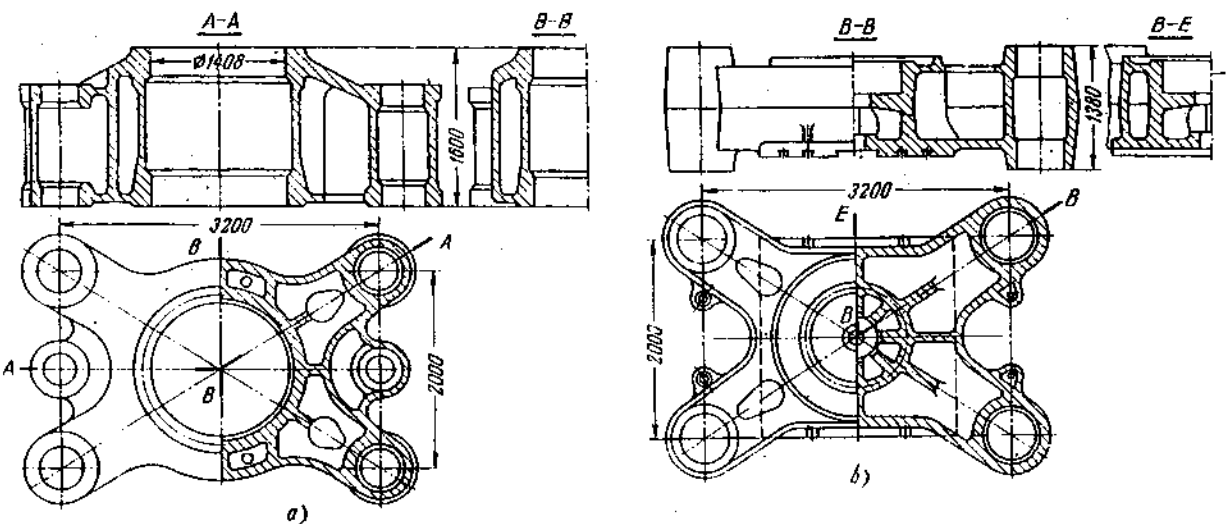
Các cột của máy ép chuyên dụng (với độ cứng vững, chiều dài và bố trí không đối xứng của chúng khác nhau) thì tính toán theo phương pháp biến dạng là thuận tiện hơn cả.

6.5. XÀ NGANG

Xà ngang dưới là một kết cấu dạng hộp và có các gân tăng cứng bên trong. Chiều cao của xà thường bằng $2,5 \div 3,5$ lần đường kính của các cột. Xà ngang dưới được đặt trên hệ máy bằng các phần côngson hoặc bằng các đế ở dưới đai ốc và đầu các cột.

Ở các máy ép có lực định mức lớn hơn 40MN thì các xà dưới được chế tạo theo kiểu lắp ghép và liên kết lại bằng các bulông làm việc chỉ ở chế độ chịu kéo.

Vật liệu để chế tạo xà dưới thường được dùng là thép đúc có $\sigma_B = 450+550$ MPa. Trong các phối đúc dày thường có các ứng suất nhiệt, mà các ứng suất này có thể còn nguy hiểm hơn các ứng suất do tải trọng công tác gây ra. Vì nguyên nhân này, khi thực hiện bản vẽ thiết kế khối đúc xà dưới, cần phải có sự tham gia của các chuyên gia về đúc. Trong thời gian gần đây, người ta hay sử dụng xà ngang kiểu hàn, các xà ngang này nếu có cùng độ cứng với xà đúc thì sẽ có khối lượng và thời gian chế tạo nhỏ hơn. Khi tính toán xà ngang theo uốn, thì cũng giống như việc tính cho thanh nằm trên hai gối tựa và có tải đặt đối xứng. Khi đó thì tính toán sẽ là gần đúng vì hình dạng của xà rất phức tạp. Khoảng cách giữa hai gối tựa được lấy là khoảng cách giữa hai đường tâm của các cột. Ứng suất cho phép đối với thép đúc là 45-60 MPa. Trên xà dưới người ta có bố trí phân dẫn hướng cho bàn, các chân đế cố định với bộ máy, các lỗ dưới các cột các lỗ và vấu để cố định thiết bị đẩy. Tại xà trên người ta cố định các xi lanh công tác của máy ép, còn xà thì được cố định với các cột. Trên hình 6.9a trình bày xà trên của máy ép rèn có lực 30 MN. Cơ sở của kết cấu là các hốc dạng ống để lắp xi lanh và các cột. Các hốc này được liên kết bằng các gân và tạo thành một chi tiết thống nhất, có dạng hình chữ nhật khi nhìn thẳng.



Hình 6.9. Các xà ngang : a- xà trên ; b- xà di động

Từ các điều kiện công nghệ, ngoài các máy ép thủy lực có một xilanh, còn có thể sử dụng hai ba xilanh hoặc nhiều hơn nữa, cùng với sự thay đổi tương ứng của kết cấu các xà ngang.

Xà ngang trên được chế tạo kiểu đúc hoặc hàn; vật liệu chế tạo là thép đúc hoặc thép tấm dày có giới hạn bền không nhỏ hơn 450 MPa.

Chiều cao của xà trên có thể là như nhau trên suốt chiều dài và bằng chiều cao của các hốc cho cột, hoặc là chiều cao được tăng thêm ở phần trung tâm. Chiều cao của xà trên ở các hốc cho cột thường bằng $2,5 + 3,5$ lần đường kính cột. Các xà trên của máy có lực ép lớn được chế tạo kiểu lắp ghép. Mặt phẳng phân cách của các phần ghép của xà thường là song song với hình chiếu chính của máy ép, một nửa của lực ép từ mỗi pittông được đặt trọng tâm của nửa vòng - là bề mặt đỡ của mặt bích xilanh tương ứng. Ứng suất cho phép cho thép đúc là $50+70$ MPa.

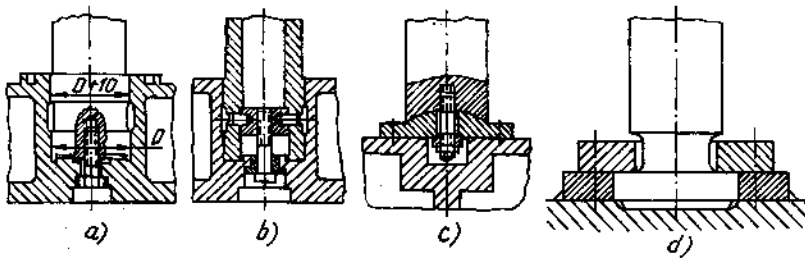
Xà di động của máy ép thủy lực được dùng để cố định dụng cụ công tác phía trên và truyền lực từ pittông công tác tới phôi cần biến dạng (hình 6.9b). Xà được chế tạo theo kiểu làm liền khối hoặc kiểu lắp ghép, kiểu đúc hoặc kiểu hàn. Vật liệu chế tạo thường dùng là thép đúc hoặc thép tấm có σ_B không nhỏ hơn 450 MPa.

Chiều cao của phần giữa của xà được tính trên cơ sở giả thiết là khi xà nằm trên bộ hạn chế hành trình thì xà chịu toàn bộ áp suất của máy ép.

Xà di động được tính toán như tính cho thanh nằm trên hai gối tựa, có khoảng cách giữa chúng bằng khoảng cách giữa các cột, ứng suất cho phép chịu uốn khi xà tỳ trên bộ hạn chế hành trình là $120+150$ MPa.

Trên bề mặt dưới của xà di động có các rãnh hình chữ T để cố định đầu búa hoặc là khuôn dập. Hướng của xà di động theo các cột được đảm bảo bằng các ống dẫn hướng, được chế tạo bằng đồng chất lượng cao hoặc bằng gang đặc biệt, và các ống dẫn hướng này được lắp trong hốc xi lanh của xà. Bề mặt bên trong của các ống lót được gia công đạt độ nhám cấp 8. Giữa ống lót và cột ở máy ép rèn cần phải có khe hở một mặt, vào khoảng không nhỏ hơn 1mm, khe hở này dần dần sẽ giảm đi khi máy ép làm việc do có sự giãn nở nhiệt của xà.

Để ngăn ngừa sự xuất hiện áp suất cục bộ và để cho toàn bộ bề mặt của ống dẫn hướng đều làm việc, người ta thường làm bề mặt ngoài của ống có dạng hình cầu. Đôi khi để đạt được mục đích này, người ta tăng chiều cao của hốc chỗ ống dẫn hướng của các cột (so với chiều cao đã xét



Hình 6.10 - Các phương án cố định pittông với xà di động.

của kết cấu trước) và điều này sẽ làm tăng cánh tay đòn xà di động ở truyền mômen tạo bởi sự lệch tải lên các cột máy ép. Việc cố định các pittông vào xà di động có thể theo kiểu cứng (ở máy ép thủy lực có một pittông công tác - hình 6.10a, b); theo kiểu có đế tựa hình cầu (để cố

định các xilanh phía bên vào xà di động, đồng thời khi đó xilanh ở giữa được cố định cứng với xà - hình 6.10c); theo kiểu có các nửa vòng (đối với xilanh kiểu pittông ở máy ép có lực không lớn, khi hạ và nâng xà được thực hiện bằng một cán duy nhất - hình 6.10d).

Hướng của máy ép kiểu thân hai trụ thường được thực hiện bằng các bộ dẫn hướng lăng trụ, như ở máy ép có trục khuỷu. Hướng như vậy cho phép trong quá trình tăng sự mài mòn bề mặt dẫn hướng, thì có thể chọn được khe hở, và vì vậy sẽ thuận lợi hơn cho các máy ép cần có độ chính xác cao khi đặt trùng các phần khuôn với nhau (ví dụ như máy ép để chặt, để dập ...).

6.6. CÁC CỘT VÀ ĐAI ỐC

Các cột được dùng để liên kết xà trên và xà dưới bằng các đai ốc vào thành một khung máy ép hoàn chỉnh. Người ta dùng cột để dẫn hướng xà di động. Các cột có đường kính tới $500 + 700\text{mm}$ thường được chế tạo liền khối. Các cột có đường kính lớn hơn được làm rỗng bằng cách khoan lỗ dọc theo trục tâm của cột, với đường kính $150 + 300\text{mm}$. Các cột rỗng, nếu có cùng diện tích tiết diện như cột đặc, thì sẽ có mômen chống uốn lớn hơn.

Bề mặt của cột mà xà ngang di động trượt trên đó, được đánh bóng cẩn thận. Độ nhám của bề mặt như vậy phải không được nhỏ hơn cấp 7, các bề mặt còn lại của cột được gia công sao cho không có vết xước. Sự chuyển tiếp từ tiết diện này sang tiết diện khác phải đảm bảo đều.

Vật liệu chế tạo các cột thường được sử dụng là thép cacbon dẻo có chứa $0,30 + 0,45\%C$, và thép hợp kim có chứa $1,5 + 2\%Ni$.

Khả năng làm việc của các khung máy ép phụ thuộc rất lớn vào kiểu liên kết của xà trên, xà dưới với các cột.

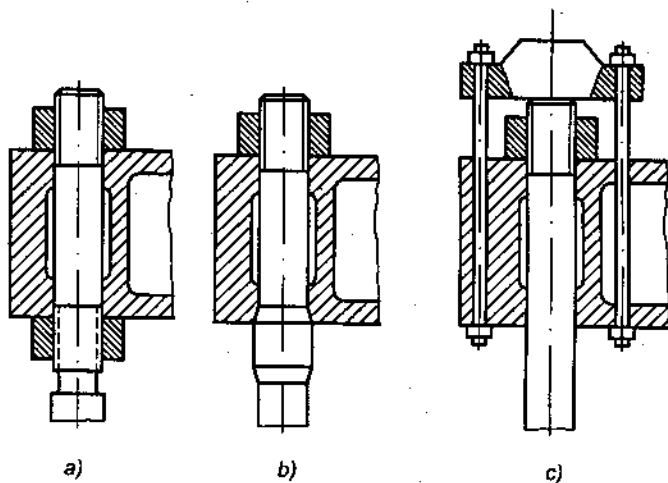
Sử dụng rộng rãi nhất là kiểu cố định các cột với mỗi xà bằng các đai ốc (hình 6.1a). Kiểu cố định này không đảm bảo sự dịch chuyển của cột trong xà một lượng bằng khe hở giữa chúng và các hốc (khe hở khoảng 2mm) nhưng nó lại làm đơn giản hơn

cho việc chế tạo và lắp ráp các cột cùng xà ngang. Để ngăn sự tự xoay các đai ốc dưới, trên xà dưới có các chặn chống xoay. Trên các cột thì các đai ốc trên được hãm bằng các tấm hãm. Việc chống tự xoay cho các đai ốc bên trong là không cần thiết. Kiểu cố định trên được sử dụng ở các máy ép có lực $\approx 1\text{MN}$ và lớn hơn. Nhược điểm của kiểu cố định này là có ứng suất tập trung ở các đường ren của cột tại chỗ thoát ren từ xà cố định trên và dưới, tại đây có mômen cực đại.

Trên hình 6.11b trình bày kiểu cố định các cột vào các xà bằng vai trực dạng côn và đai ốc. Kiểu cố định này đòi hỏi độ chính xác cao của vị trí các vai trực trên các cột và các lỗ ở trên xà, nếu không sẽ xuất hiện ứng suất phụ và làm phức tạp thêm sự kéo căng đều các cột với xà. Để đảm bảo độ căng ban đầu, trong các cột có các lỗ để đặt vào đó các bộ sấy nóng. Sau khi sấy nóng, các cột sẽ giãn ra và sẽ đảm bảo sự kéo căng các cột với xà sau khi nguội. Trong các máy ép có lực nhỏ hơn 10MN người ta thường sử dụng các vai tựa phẳng ở các cột. Trên hình 6.11c trình bày kiểu cố định phần trên của các cột, cho phép loại trừ ứng suất tập trung do đường ren hoặc vai tựa gây ra. Độ cứng của mối liên kết các cột với xà được đảm bảo bằng các thanh néo dài, chúng tiếp nhận khối lượng của xà trên, các lực quán tính và trong một số trường hợp là lực do hành trình khứ hồi của xà ngang gây ra.

Trên các cột người ta sử dụng kiểu ren chặn. Đường kính ngoài của ren trên cột của máy ép có lực gần bằng 10MN (1000 tấn) cần phải nhỏ hơn khoảng 1mm so với kích thước của hốc đặt cột.

Các đai ốc của cột thường có dạng hình trụ. Các đai ốc kích thước lớn thường được chế tạo từ thép đúc có $\sigma_B = 450\text{MPa}$, theo kiểu liền khối hoặc kiểu ghép. Đường kính ngoài của đai ốc thường



Hình 6.11. Cố định và ren của các cột.

lấy bằng $1,5d$ (d - đường kính cột), chiều cao của chúng được lấy bằng $(1,0 \div 1,5)d$. Ren của đai ốc được tính để chịu áp suất tới 80 MPa; chịu ứng suất cắt vòng ren tới 55 MPa; chịu ứng suất uốn vòng ren tới 80 MPa. Mặt phẳng đỡ của đai ốc, tiếp xúc với xà ngang, được tính để chịu áp suất tới 80 MPa.

6.7. CÁC BÀN DI ĐỘNG VÀ CƠ CẤU ĐẨY

Các bàn di động được dùng để đặt dụng cụ, dịch chuyển các phôi được gia công, đưa chúng vào vùng làm việc của máy ép và để tách các chi tiết đã được dập. Bàn di động được nằm tỷ trên xà dưới của máy ép và các phần côngson của nó.

Vật liệu chế tạo bàn di động thường được dùng là thép đúc có $\sigma_B = 450$ MPa. Trong trường hợp này phần đáy của xà dưới được làm bằng các tấm gang. Phần dẫn hướng có dạng phẳng, phải được che bằng các tấm chắn được gắn vào phía đầu bàn và được di chuyển cùng với bàn. Việc điều chỉnh phần dẫn hướng của bàn được thực hiện bằng cách thay các tấm gang.

Lực để dịch chuyển bàn :

$$P = fN$$

Trong đó : N - Tổng các trọng lượng của bàn kéo, phôi lớn nhất và của dụng cụ ; f - Hệ số ma sát, thường lấy bằng $0,5 \div 0,6$.

Bàn được dịch chuyển bằng hai xilanh pittông, được bố trí ở hai bên bàn, hoặc bằng một xilanh pittông.

Các pittông của xilanh có thể liên kết với bàn theo kiểu trực tiếp hoặc qua một khâu trung gian. Liên kết trực tiếp được sử dụng đối với các hành trình tương đối nhỏ (khoảng $2 \div 3$ mm). Đối với hành trình dài thì bàn được dịch chuyển theo từng bậc, để dịch chuyển toàn bộ thì pittông phải thực hiện nhiều hành trình.

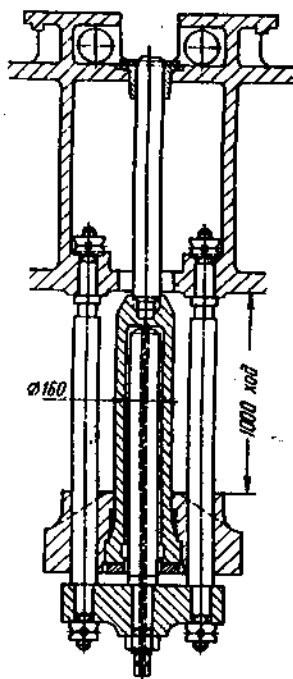
Để đẩy các phôi ra khỏi khuôn ở tâm của xà dưới hoặc để đẩy phôi đi một khoảng bằng hành trình của bàn, người ta sử dụng cơ cấu đẩy.

Kết cấu được sử dụng rộng rãi của cơ cấu đẩy được trình bày trên hình 6.12. Ở đây xilanh kiểu di động, còn pittông là cố định.

Hành trình khứ hồi của cơ cấu đẩy được thực hiện bằng hai xilanh khứ hồi, tác dụng lên thanh ngang của cơ cấu đẩy. Khí đó sẽ loại trừ khả năng các bụi bẩn và vảy sắt rơi vào các đệm.

Xilanh của cơ cấu đẩy được tính toán như đối với xilanh có thành dày, còn xà được tính chịu uốn; các thanh kéo được tính chịu kéo. Bàn di động và các thanh kéo dẫn động nó phải có thêm các lỗ để cho cần của cơ cấu đẩy đi qua.

Khi sử dụng dầu làm chất lỏng công tác, người ta thường sử dụng xilanh của cơ cấu đẩy là kiểu pittông; thường thì pittông được bao kín bằng các vòng xéc măng.



Hình 6.12. Cơ cấu đẩy.

CHƯƠNG 7

CÁC KIỂU MÁY ÉP THỦY LỰC CHÍNH TRIỂN VỌNG PHÁT TRIỂN CỦA NGÀNH CHẾ TẠO MÁY ÉP

Do có số lượng rất phong phú các loại máy ép thủy lực nên ta chỉ xem xét một số loại chính.

7.1. MÁY ÉP RÈN

Trên các máy ép rèn người ta thường tiến hành các thao tác gia công rèn tự do (vuốt, chôn, ép nhẵn, đột, chặt...) và cả dập thể tích trong các khuôn.

Được sử dụng rộng rãi nhất là kết cấu máy ép có bốn cột, khung cố định và bố trí các xilanh công tác ở phía trên (hình 7.1a). Kết cấu như vậy đảm bảo cho việc thao tác tự do đối với phôi trong thời gian gia công trên máy ép và sự ổn định cao của máy khi chịu các lực lệch tâm.

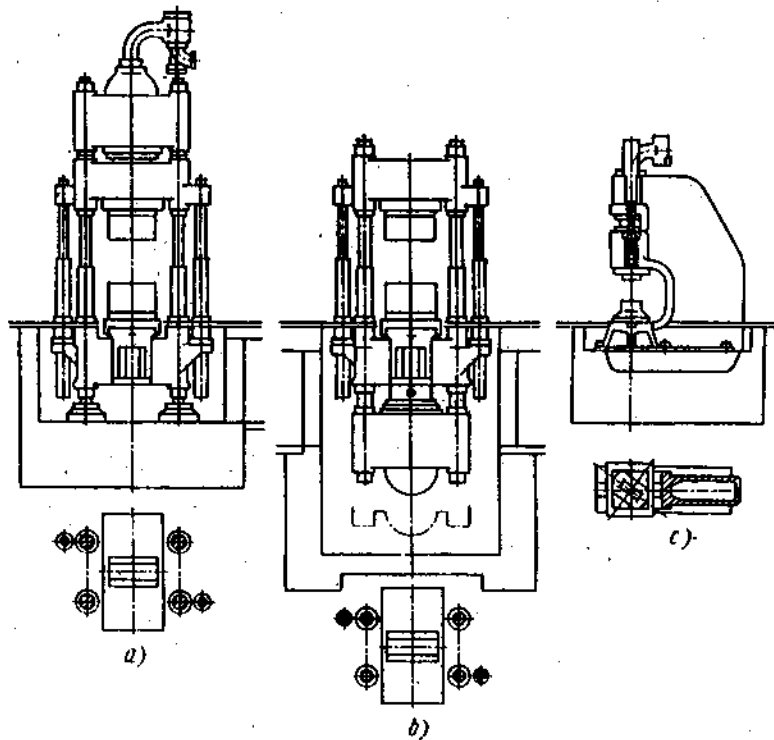
Có thể bố trí xà trên hẹp khi sử dụng kết cấu máy ép có khung di động (hình 7.1b). Ưu điểm của việc bố trí như vậy là chiều cao không lớn của máy ép trên mức sàn và khả năng tiếp cận với phôi tốt hơn.

Máy ép một trụ (hình 7.1c), có khả năng tiếp cận để vận hành tốt, thường được chế tạo có lực ép tới 12 MN.

Các thông số chính và các kích thước của máy ép rèn kiểu bốn cột, công dụng chung, được quy định theo ГОСТ- 284-80, trong đó có trình bày cả loại máy ép với lực ép định mức $5-50$ MN và hành trình của xà là 800-2500mm.

Hiện nay, kiểu dẫn động được sử dụng rộng rãi nhất cho máy ép rèn là loại dẫn động kiểu bơm nước-bình tích áp. Kiểu dẫn động hơi-thủy lực vì không kinh tế nên không được sử dụng ở các máy ép mới sản xuất.

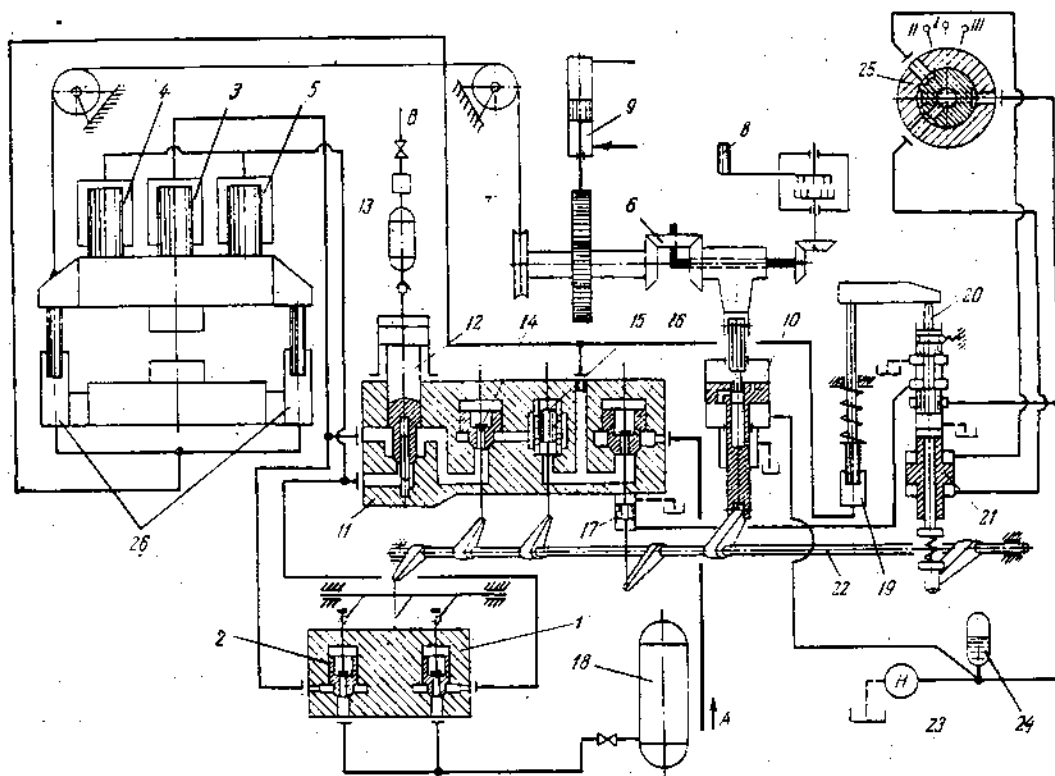
Đối với các máy ép có lực tới 30 MN, được sử dụng rộng rãi là loại dẫn động bơm dầu - không có bình tích áp. Áp suất dầu được sử dụng là 30-35 MPa. Khi dùng dầu làm chất lỏng công tác, thường người ta sử dụng phương án bố trí máy ép có khung di động và xilanh công tác đặt ở dưới.



Hình 7.1 - Các phương án bố trí kết cấu máy ép rèn

Trên hình 7.2 trình bày sơ đồ thủy lực nguyên lý để điều khiển máy ép rền kiểu ba xilanh có lực 20 MN. Trong sơ đồ này, xà ngang của máy sẽ lặp lại sự chuyển động của cần điều khiển không chỉ theo hướng và chiều dài hành trình, mà còn cả theo tốc độ.

Sơ đồ đang xét sẽ đảm bảo (hình 7.2) : I - rền bình thường (hành trình tiếp cận - cấp chất lỏng từ thùng nạp, hành trình công tác - cấp chất lỏng từ trạm bơm - bình tích áp; $p = 32 \text{ MPa}$) ; II - ép phẳng (cấp chất lỏng cho xilanh máy ép chỉ từ trạm bơm - bình tích áp, các xilanh khử hồi ở dưới áp suất không đổi); III - máy làm việc dưới tác dụng của chất lỏng công tác từ thùng nạp và khối lượng của các phần chuyển động.



Hình 7.2. Sơ đồ thủy lực của máy ép rền kiểu ba xilanh.

1- hộp các van nạp - xả ; 2- van nạp - xả của xilanh giữa ; 3- các xilanh khử hồi ; 4- các xilanh bên cạnh ; 5- xilanh giữa ; 6- thùng ; 7- liên hệ ngược ; 8- xilanh khí để làm căng dây ; 9- cơ cấu visai ; 10- cần điều khiển ; 11- bộ chuyển đổi chế độ làm việc của máy ép ; 12- van trượt ; 13- pittông hạn chế vị trí của van trượt 12 ; 14- trục chính của bộ phân phối ; 15- bình tích áp của điều khiển thủy lực ; 16- bơm dầu điều khiển thủy lực bộ phân phối ; 17- thùng nạp ; 18- van chặn ; 19- bộ phân phối ; 20- van điều khiển đóng các xilanh bên của máy ép ; 21- van nối đường các xilanh khử hồi với xilanh công tác và nạp chất lỏng áp suất cao vào xilanh công tác ; 22- van tiết lưu ; 23- van nạp chất lỏng áp suất cao vào bộ phân phối ; 24- xilanh thủy lực của van 23 ; 25- bộ khuếch đại ; 7- xilanh tự động đóng hành trình công tác ; A- đường dẫn chất lỏng từ trạm bơm - bình tích áp ; A' - đường dẫn khí nén từ hệ thống khí nén của xưởng ; I-III- đặt các chế độ rền.

Chế độ rền bình thường do người vận hành đặt, bằng cách đưa bộ chuyển chế độ 11 về vị trí, khi mà cả hai khoang của xilanh pittông - bộ hạn chế vị trí được nối với đường xả. Khi đó, nếu đầu búa chạm vào phối thì áp suất trên đường xi lanh khử hồi sẽ giảm tới áp suất trong thùng nạp 17, và pittông của xilanh 16 dưới tác dụng của lò xo sẽ hạ xuống cùng với van trượt 12. Pittông của xilanh thủy lực 24 sẽ mở đường thông chất lỏng áp suất cao vào xi lanh của máy ép. Hành trình công tác được thực hiện. Khi đạt được lực ép đã định, van 20 sẽ tự động cho chất lỏng áp suất cao đi vào các xilanh bên 4. Máy ép khi đó có thể tạo được lực toàn bộ.

Để đặt chế độ ép phẳng phải đưa bộ chuyển chế độ làm việc 11 về vị trí, khi mà dầu từ trạm bơm được cấp đến khoang trên của xilanh pittông - bộ hạn chế 13, còn khoang dưới của nó được nối

thông với đường xả. Khi làm việc, dưới tác dụng của chất lỏng từ thùng nạp 17 và của khối lượng các phần chuyển động, bộ chuyển chế độ làm việc sẽ đưa dầu từ trạm bơm vào khoang dưới của xilanh pittông - bộ hạn chế 13 và nối khoang trên với đường xả. Van trượt 12 không thể hạ xuống và được giữ ở vị trí tận cùng bên trên.

7.2. MÁY ÉP DẬP NÓNG

Dập trên máy ép thủy lực nhằm tạo ra các phôi rèn thép, thí dụ như phôi rèn bánh xe tàu hỏa, máy hơi nước...

Dập trong các khuôn kín trên máy ép thủy lực đã được sử dụng rộng rãi khi gia công các phôi rèn kích thước lớn bằng kim loại nhẹ: nhôm, magiê và các hợp kim của chúng, có nhiệt độ rèn tương đối thấp ($\approx 450^{\circ}\text{C}$).

Các máy ép dập, nếu có cùng lực ép định mức như máy ép rèn, thì sẽ có hành trình và chiều cao của không gian dập nhỏ hơn.

Các máy ép có lực tới 50MN được chế tạo có dẫn động từ trạm bơm - bình tích áp hoặc từ trạm bơm dầu, bởi vì tốc độ trung bình của hành trình công tác thường là $1 + 5\text{cm/s}$.

Đối với các máy ép có lực lớn hơn 50MN, người ta sử dụng dẫn động từ bơm - bình tích áp. Áp suất chất lỏng công tác tới 60 MPa được tăng lên nhờ có sử dụng bộ tăng áp trung gian.

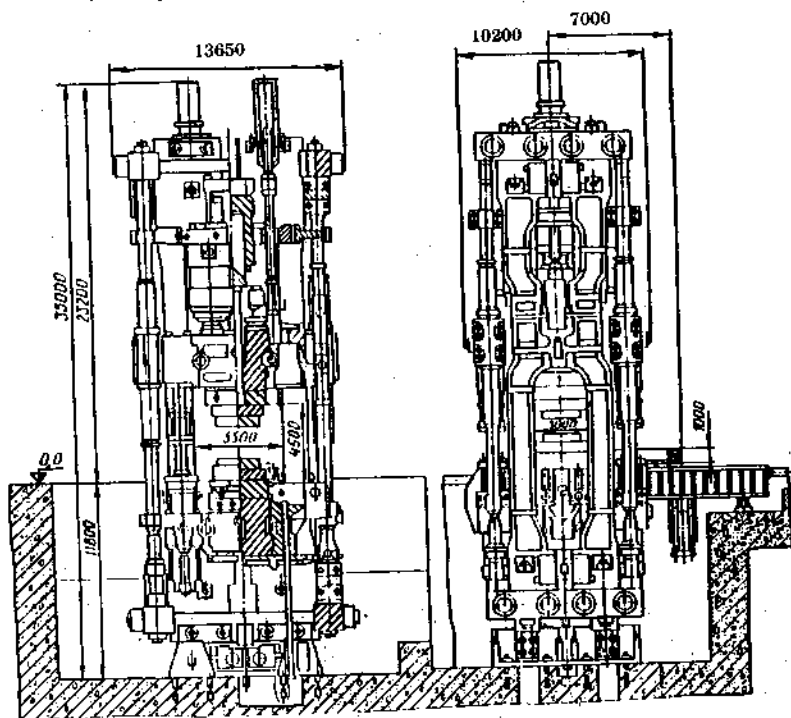
Máy ép dập thủy lực có lực ép 650MN (hình 7.3), trong đó có các khoang đứng và bên cạnh, được sử dụng để gia công các chi tiết kích thước lớn và chính xác làm bằng hợp kim và thép chịu nhiệt hợp kim titan, cả từ hợp kim nhôm.

Kết cấu của máy ép cho phép tạo ra trong khuôn các áp suất (10 MPa và lớn hơn). Máy ép có hệ thống đồng bộ chuyển động của xà di động, đảm bảo các độ nghiêng lệch nhỏ của xà so với bàn máy ép, máy có hệ thống đột đứng và hai bên, có khả năng tạo ra sáu mức lực ép (từ 270 tới 650MN).

Kích thước của bàn máy ép $3500 \times 6000\text{mm}$, chiều cao mở 4500mm, hành trình lớn nhất 1500mm, tốc độ cực đại của hành trình công tác 50mm/s, áp suất của chất lỏng công tác là 32 MPa (từ bình tích áp) và 63 MPa (khi sử dụng bộ tăng áp).

7.3. MÁY ÉP ỐNG - THANH VÀ MÁY ÉP THANH - PROFIL

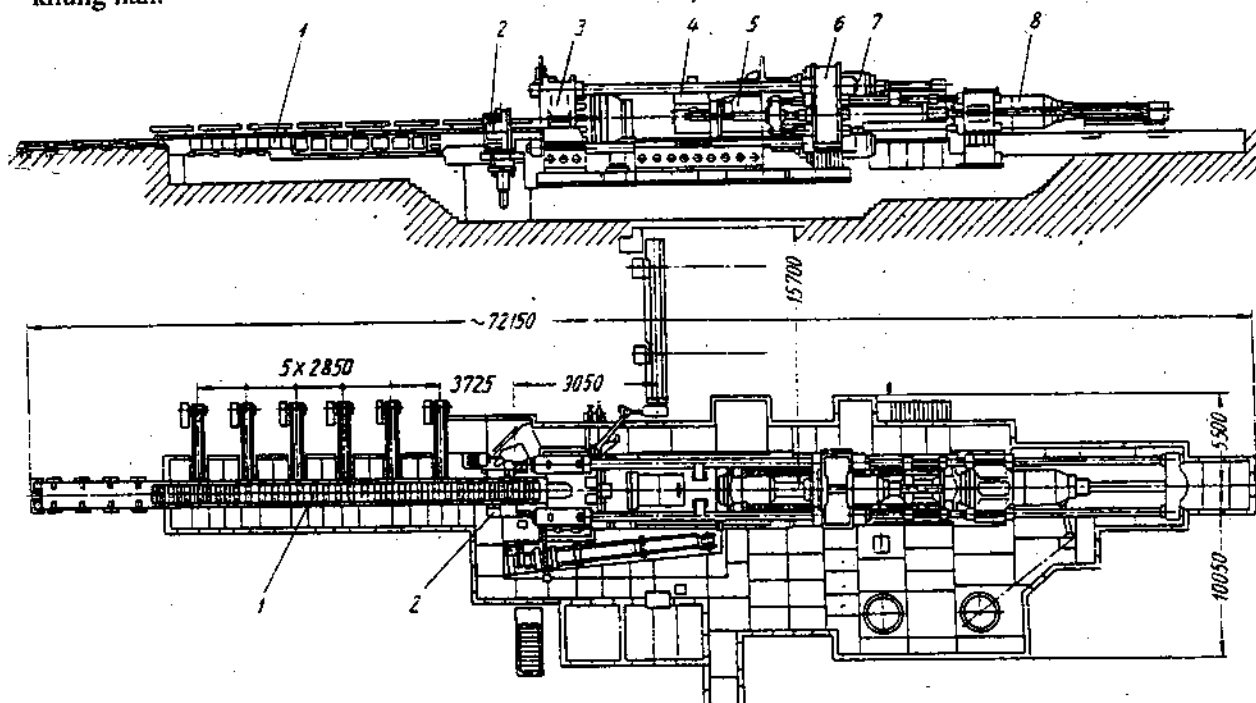
Các thanh ống, các dây và các profil từ kim loại màu và các hợp kim của chúng được gia công bằng phương pháp ép trên máy ép thủy lực.



Hình 7.3 - Máy ép thủy lực với lực ép 650MN

Gần đây, do có ứng dụng nhiều loại dầu bôi trơn mới, chịu được áp suất và nhiệt độ cao, bằng phương pháp ép người ta có thể nhận được các chi tiết bằng thép, hợp kim chịu nhiệt và các loại vật liệu có tính dẻo ít.

Trên hình 7.4 trình bày máy ép ống-thanh kiểu nằm ngang, có lực ép 120MN của nhà máy chế tạo máy hạng nặng mang tên Uranski. Công dụng của máy là ép nóng các profil và ống bằng hợp kim nhôm. Khung máy kiểu cột, bố trí nằm ngang, có các xà cố định 3 và 6 được lắp đặt trên khung hàn.



Hình 7.4. Máy ép ống - thanh thủy lực kiểu nằm ngang có lực ép 120MN.

Trên xà đúc cố định 6 có bố trí hai xilanh công tác 7, các pittông của chúng được liên kết với xà di động 5. Trên đầu xà di động 5 người ta lắp máy ép đóng dấu. Các xilanh khử hồi nằm bên trong các xilanh công tác 7. Để đột phôi khi làm ống, người ta sử dụng xilanh đột 8 được bố trí ở sau các xilanh công tác và được cố định trên một xà riêng. Lực của xilanh đột được truyền qua thanh, mà thanh này được dẫn hướng bởi xà cố định 6. Hành trình khử hồi của trục đột được thực hiện từ xilanh khử hồi nằm trong xilanh đột.

Để tăng lực của máy ép khi ép các thanh hoặc các profil, thì lực của xilanh đột có thể kết hợp với lực các xilanh công tác bằng cách nối thanh với xà di động 5. Xilanh đột có thể tạo lực tới 50MN (5000 tấn).

Xà cố định phía trước 3 gồm có ba tấm thép đúc được liên kết với nhau bằng các bulông. Ở giữa của xà 3 có bố trí đầu mỏ có một bộ các vòng và côi. Khi ép chảy thì đầu mỏ sẽ tỳ vào các tấm chắn có cơ cấu nâng thủy lực. Nằm giữa xà cố định 3 và xà di động 5 là container 4 và cơ cấu giữ container.

Đặc điểm của kết cấu máy ép là có hệ thống đột độc lập, đảm bảo cho trạm máy ép các khả năng công nghệ lớn hơn. Máy ép có thêm các thiết bị phụ và vận chuyển để đưa các phôi đúc từ lò điện và container 4. Kéo cắt 2 dùng để tách phần phôi dư ra khỏi chi tiết gia công. Máy còn có thêm cơ cấu để đẩy phần phôi dư ra khỏi không gian làm việc, có cơ cấu để đẩy các chi tiết đã được gia công xong. Các profil hoặc các ống đã gia công xong được truyền tới bàn nhận 1 của máy ép.

Việc điều khiển các thao tác chính và phụ được thực hiện từ bàn điều khiển chính, qua hệ thống theo dõi thừa hành điện cơ.

Dẫn động của máy ép theo kiểu bơm - bình tích áp. Chất lỏng công tác là nước có pha thêm 2 - 4% chất nhũ tương. Vì có ba xilanh công tác nên nó tạo cho máy ép có khả năng làm việc với ba mức lực ép : 50MN, 70MN và 120MN và với các tốc độ hành trình công tác tới 30mm/s.

7.4. MÁY ÉP ĐỂ ÉP CHẢY CÁC HÌNH NỔI CỦA KHUÔN

Ta xét một thí dụ là máy ép có lực ép 20MN (2000 tấn), được dùng để ép chảy nguội các khoang hình nổi trong các khuôn dập, khuôn ép. Khung của máy ép theo kiểu lắp ráp, gồm có hai trụ và xà trên cố định, ở phần dưới của khung bố trí xilanh thủy lực. Xà trên được nối với các trụ bằng các khớp nối chêm bản lề. Kiểu liên kết này cũng được dùng để nối xilanh với các trụ của khung. Trên các trụ có cơ cấu dẫn hướng bàn máy ép. Xilanh được bao kín bằng các vòng đệm mềm tự bung.

Các thông số kỹ thuật cơ bản :

- Lực ép định mức, MN : 20
- Áp suất định mức của dầu, MPa : 32
- Hành trình của bàn, mm : 500
- Tốc độ của bàn, mm/s : $0 \div 0,14$

Khi công tác, điều chỉnh: 3,1

Khi nâng nhanh:

- Kích thước giữa các cột, mm : 1090
- Chiều cao, mm : 800
- Chiều cao trên mức bàn, mm : 2880

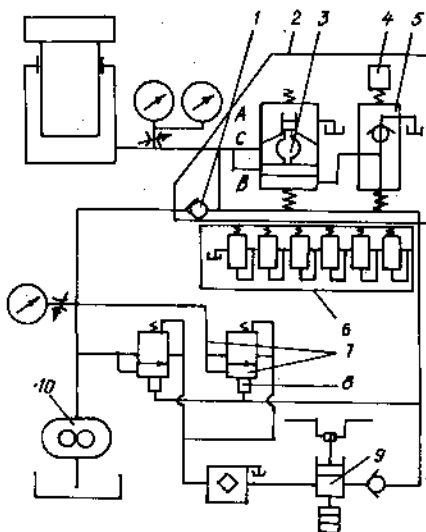
Sau khi đặt dụng cụ và chi tiết lên bàn máy ép, các tấm chắn bên được đóng lại. Sau đó người ta chọn chế độ làm việc.

Khi ấn nút "Lên" thì bàn được nâng lên cho tới khi dụng cụ chạm tới chi tiết. Sự chuyển từ hành trình không tải sang hành trình công tác được thực hiện tự động. Hành trình công tác được hạn chế bởi đồng hồ áp suất điện - tiếp xúc hoặc bằng thiết bị đo độ cao, sau đó quá trình giữ dưới áp suất được thực hiện. Role thời gian sẽ cấp lệnh về việc hạ áp suất và hạ bàn về vị trí ban đầu.

Hệ thống thủy lực của máy ép (hình 7.5) đảm bảo sự nâng nhanh; ép ở chế độ "theo hành trình" và "theo áp suất"; bổ xung chất lỏng cho hệ thống khi giữ chi tiết dưới áp suất; hạ bàn.

Ở trạng thái ban đầu các bơm không làm việc, van giảm tải 5 được ép bằng lò xo vào để van ở trên, van chính 3 (khi này đang ở vị trí giữa) ngăn cách xilanh với đường xả bằng vành gờ hình trụ, còn van trượt của van 7 ngăn đường đẩy của bơm với đường xả.

Khi ấn nút "Lên" là đóng động cơ điện của bơm. Dầu từ bơm 10 qua van 1 để đi tới xilanh. Khi này bàn



Hình 7.5. Sơ đồ thủy lực máy ép để ép chảy hình nổi trong các khuôn, với lực ép 20MN

- 1- van một chiều ; 2- van xả ; 3- van chính của van xả ; 4- nam châm điện ; 5- van giảm tải ; 6- van an toàn ; 7- van giảm tải - an toàn ; 8- con đội ; 9- bơm pittông lệch tâm ; 10- bơm bánh răng.

máy ép được nâng nhanh. Khi bàn đạt mức chặn, thì áp suất trong hệ thống được tăng lên. Khi áp suất đạt $0,2 \div 0,4$ MPa, thì van 3 được ép chặt vào đế van. Với áp suất $1,0 \div 1,3$ MPa thì van 7 sẽ mở đường thông dầu từ bơm 10 với đường xả. Vị trí của van trượt ở van 7 được cố định bằng các con đội 8, ở dưới đầu các con đội có chất lỏng công tác với áp suất cao. Van một chiều 1 đóng lại, làm phân tách đường áp suất cao và đường áp suất thấp. Với áp suất định trước hoặc với độ nâng cho trước của bàn, thì động cơ của bơm sẽ được ngắt. Bắt đầu quá trình giữ chi tiết dưới áp suất đã định. Ở chế độ “theo áp suất” khi bơm 9 được đóng tự động, áp suất giảm xuống mức tối thiểu được định bởi thì bơm sẽ tự động bơm bổ xung dầu cho tới áp suất cực đại đã định.

Khi kết thúc thời gian giữ dưới áp suất, thì nam châm điện 4 được đóng mạch, nó sẽ mở van giảm tải 5 (qua cơ cấu lò xo - đòn bẩy), van này nối khoang C (có thông với xilanh) với đường xả. Bắt đầu sự giảm từ từ áp suất trong hệ thống. Các van 1, 3 và 5 được bố trí trên bảng riêng 2. Khi đạt áp suất dưới 1,3 MPa thì các van trượt của van 7 sẽ nằm ở vị trí ban đầu. Khi đạt áp suất $0,2 \div 0,4$ MPa, van 3 dưới tác động của lò xo trên sẽ dịch chuyển về vị trí trung gian và làm ngăn cách khoang A và B. Khoang A vẫn tiếp tục được nối với đường xả. Dưới áp suất dầu trong khoang B thì van 3 (khi đó đang ép lò xo dưới) sẽ dịch chuyển về vị trí cuối cùng, và nối khoang B với khoang xả C. Khi này xảy ra sự hạ áp suất nhanh và làm hạ bàn. Tại vị trí dưới cùng của các phần di động thì nam châm điện 4 được ngắt mạch, và van giảm tải 5 được đóng lại, van chính 3 sẽ chuyển về vị trí trung gian.

Van an toàn 6 gồm một loạt các van nối tiếp với nhau, điều này cho phép hạn chế một cách chính xác áp suất.

7.5. MÁY ÉP ĐỂ GIA CÔNG CHẤT DÈO

Để gia công chất dẻo, người ta sử dụng rộng rãi các máy ép thủy lực. Kiểu dẫn động bằng bơm dầu được sử dụng rất nhiều để dẫn động độc lập cho máy ép.

Các quá trình công nghệ gia công các loại chất dẻo khác nhau có những đặc điểm riêng, yêu cầu phải giảm đột ngột thời gian đóng của khuôn ép, mà điều này chỉ có thể thực hiện khi tăng tốc độ công tác của bàn trượt máy ép tới $160 \div 200$ mm/s.

Do nguyên nhân này người ta đã chế tạo các máy ép có xilanh kiểu pittông, có các van nạp và các xilanh khử hồi. Khi bàn trượt chuyển động xuống dưới do tác dụng của trọng lực, ở thời kỳ hành trình không tải, do có bình tích áp kiểu khí - thủy lực, kết cấu của máy cho phép tăng đột ngột tốc độ chuyển động của các bộ phận công tác của máy ép mà không cần tăng (thậm chí có trường hợp lại giảm) công suất dẫn động.

Sơ đồ thủy lực dẫn động các máy ép bán tự động (hình 7.6a) đảm bảo cho máy làm việc ở các chế độ ép và đúc.

Khi ở vị trí ban đầu thì các nam châm điện của bộ phân phối không được cấp điện, còn các van trượt của bộ phân phối nằm ở vị trí được trình bày trên hình 7.6 -a. Bơm 1 (2) không làm việc. Con trượt 6 được giữ ở vị trí bên trên bằng các xilanh khử hồi 7. Máy ép bắt đầu làm việc khi đóng mạch các nam châm điện 2E và 5E của các bộ phân phối 15 (1) và 11. Bộ phân phối 11 sẽ đưa dầu từ hệ thống điều khiển tới van nạp 9 và khóa thủy lực 12, bộ phân phối 15 (1) sẽ mở đường xả dầu từ các xilanh khử hồi.

Do có tác dụng của trọng lượng con trượt, dầu được đẩy ra khỏi các xilanh khử hồi 7, qua khóa thủy lực 12 mở và van tiết lưu 13. Thể tích được giải phóng của xilanh chính 8 được nạp chất lỏng từ bơm 1 (2) qua van nạp 9. Tốc độ của hành trình không tải của con trượt được xác định bởi sự điều chỉnh của van tiết lưu 13.

Hành trình không tải của con trượt được hạn chế bằng công tắc BK1 dùng để chuyển máy ép sang tốc độ chậm. Khi đó sẽ ngắt mạch của nam châm điện 5E của bộ phân phối 11. Van 12 đóng lại,

đóng van tiết lưu 13, còn van nạp 9 sẽ ngăn cách khoang của xilanh chính 8 với thùng 10. Tốc độ của con trượt được xác định bằng lưu lượng của bơm 1 (2) cấp dầu vào xilanh qua bộ phân phối 15(1) và van một chiều 14. Dầu từ các xilanh khử hồi được đẩy ra qua van giữ 16.

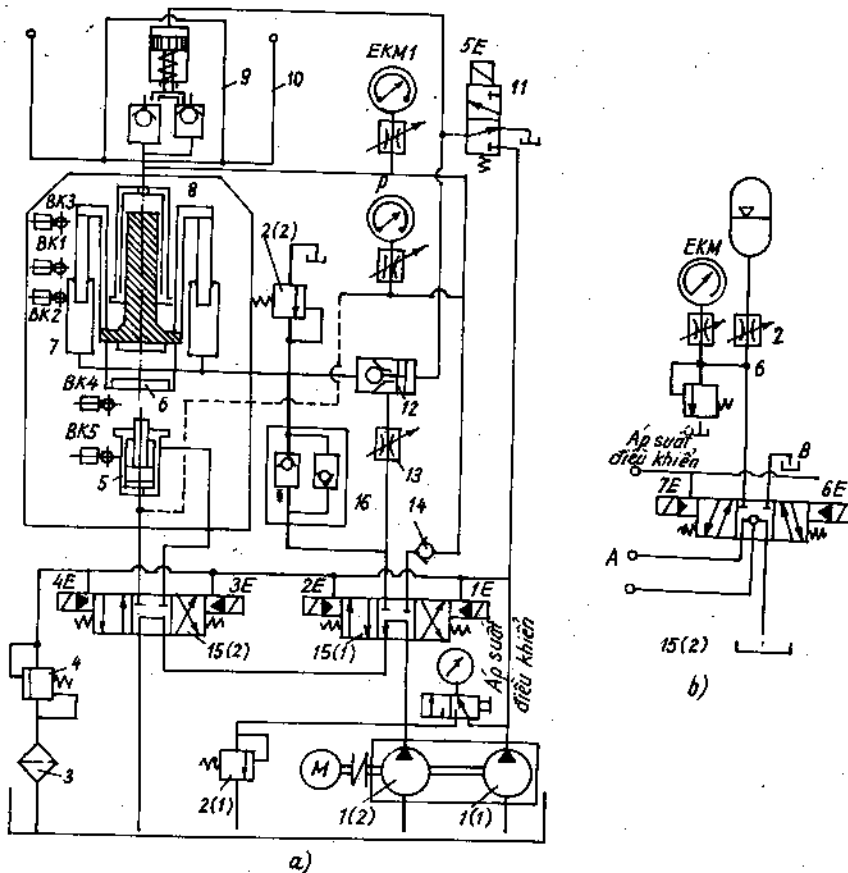
Sau khi ép sơ bộ vật liệu ở khuôn ép và tăng áp suất trong xilanh chính tới $8 \div 16$ MPa, role áp suất P sẽ cấp lệnh để tiến hành ép chặt, đồng thời ngắt mạch của nam châm điện 2E và đóng mạch cho nam châm điện 1E và 5E của các bộ phân phối 15 (1) và 11. Khi đó bộ phân phối 15 (1) chuyển dịch sang trạng thái trái và chuyển dầu từ bơm 1(2) qua van tiết lưu 13 và khóa thủy lực 12 để tới các xilanh khử hồi 7. Dầu từ xilanh chính 8 được đẩy về thùng nạp 10 qua van nạp 9.

Trong thời gian hành trình khử hồi nâng lên của con trượt, sự giảm tải đều của xilanh chính được thực hiện bằng van giảm áp được lắp trong bộ phận van nạp 9.

Chuyển động của con trượt lên trên khi ép chặt được hạn chế bằng công tắc BK2, nó sẽ ngắt mạch của nam châm điện 1E và 5E, đóng mạch nam châm điện 2E, cấp lệnh cho con trượt chuyển động xuống dưới.

Số lượng lần ép chặt được xác định bằng cách chỉnh role thời gian. Sau khi ép chặt thì con trượt của máy ép thực hiện hành trình công tác. Khi đó áp suất trong hệ thống tăng tới mức giới hạn được điều chỉnh bằng đồng hồ áp suất điện - tiếp xúc EKM1. Ở điểm cuối của hành trình công tác thì đồng hồ áp suất EKM1 sẽ cấp lệnh để đóng role giữ chi tiết dưới áp suất và ngắt mạch nam châm điện 2E của bộ phân phối 15 (1), còn khi giữ lâu thì nó sẽ ngắt mạch cả động cơ điện dẫn động bơm.

Van trượt của bộ phân phối 15 (1) trở về trạng thái ban đầu, nối đường bơm với đường xả. Ở thời gian giữ chi tiết dưới áp suất, nếu trong xilanh chính áp suất bị hạ xuống thấp hơn áp suất cho phép thì tiếp điểm thứ hai của EKM1 sẽ cấp lệnh để đóng mạch nam châm điện 2E và động cơ điện của bơm (trong trường hợp bơm tự ngắt) để bổ xung thêm chất lỏng cho xilanh chính.



Hình 7.6. Máy ép bán tự động.

a- sơ đồ thủy lực trạm máy ép; b- sơ đồ thủy lực bloc bình tích áp.

Khi kết thúc quá trình giữ dưới áp suất, role thời gian sẽ cấp lệnh để đóng mạch các nam châm điện 1E và 5E, nghĩa là để nâng con trượt.

Hành trình của con trượt lên trên được hạn chế bởi công tắc cuối BK3, nó sẽ ngắt mạch các nam châm điện 1E và 5E. Công tắc BK3 cấp lệnh cho hành trình của cơ cấu đẩy 5 lên trên, đóng mạch nam châm điện 4E của bộ phân phối 15(2). Hành trình lên trên của cơ cấu đẩy được hạn chế bởi công tắc BK4, nó sẽ ngắt mạch của nam châm điện 4E của bộ phân phối 15 (2). Cơ cấu đẩy sẽ trở về vị trí ban đầu khi ấn nút "Cơ cấu đẩy - Xuống dưới" trên bảng điều khiển.

Việc dừng cơ cấu đẩy ở vị trí dưới được thực hiện bằng công tắc BK5, nó sẽ ngắt mạch nam châm điện 3E của bộ phân phối 15(2).

Để bảo vệ bơm áp suất cao không bị quá tải, người ta có bố trí van an toàn 2(1). Van an toàn 2(2) ngăn ngừa khả năng tăng áp trong các xilanh khử hồi.

Hệ thống điều khiển được cấp chất lỏng bởi bơm cánh quạt 1(1) đặt trên bơm áp suất cao 1(2). Bơm cánh quạt được dùng để lọc dầu (có bầu lọc 3). Áp suất trong hệ thống điều khiển được thay đổi bằng cách chỉnh van trượt 4.

Để chuyển máy ép từ chế độ ép sang chế độ đúc, thì role áp suất P được chuyển từ hệ thống xilanh chính 8 sang khoang của xilanh của cơ cấu đẩy 5.

Việc bật máy ép, cấp hành trình nhanh và chậm của con trượt xuống dưới được thực hiện giống như khi ở chế độ ép, trừ các chế độ ép chặt, mà khi đúc thì không có các chế độ này.

Khi đạt áp suất cực đại trong xilanh chính, thì đồng hồ áp suất EKM1 cấp lệnh để phun vật liệu vào khuôn ép. Khi đó nam châm điện 3E đóng mạch, và van trượt của bộ phân phối 15(2) được dịch chuyển sang trái, mở đường dẫn dầu từ bơm 1(2) tới khoang pittông của xilanh cơ cấu đẩy. Sau khi phun vật liệu vào khuôn ép, role áp suất P sẽ cấp lệnh để giữ vật liệu dưới áp suất. Khi đó nam châm điện 3E của bộ phân phối 15(2) được ngắt. Sau khi giữ xong thì role thời gian sẽ cấp lệnh để nâng con trượt. Ở vị trí trên thì con trượt sẽ tác dụng lên công tắc BK3, cấp lệnh để đẩy chi tiết. Cơ cấu đẩy được quay về vị trí ban đầu cũng giống như ở chế độ ép.

Sơ đồ thủy lực của máy ép bán tự động dùng để ép và đúc trực tiếp khác với sơ đồ đã trình bày là có bình tích áp. Đường xả của bộ phân phối 15(2) (hình 7.6a) được nối với đường nạp của bộ phân phối 4 của bloc bình tích áp, mà sơ đồ của nó được trình bày ở hình 7.6b.

Khi máy ép làm việc ở chế độ ép nhanh, thì bình tích áp (điểm A của bloc bình tích áp) được nối với khoang của xi lanh chính, còn khi đúc - được nối với khoang của xi lanh cơ cấu đẩy. Role áp suất của máy thủy lực chính cũng được nối tương tự. Khi bật động cơ điện của bơm thì các nam châm điện bị ngắt mạch, khi đó bình tích áp đã nạp. Bơm không làm việc. Khi bình tích áp đã xả hết thì đồng hồ áp suất EKM sẽ cấp lệnh để đóng mạch nam châm điện 6E và bộ phân phối 4, bộ phân phối này sẽ dịch chuyển sang trái và mở đường dẫn dầu từ bơm tới bình tích áp. Sau khi nạp cho bình tích áp xong thì đồng hồ áp suất EKM sẽ cấp lệnh để cắt mạch nam châm điện 6E, nghĩa là ngắt bơm. Để bảo vệ cho bình tích áp không bị quá tải có van an toàn 3. Trong thời gian giữ chi tiết dưới áp suất thì bình tích áp được nạp tự động.

Khi đúc thì vật liệu được phun vào khuôn ép bởi cán xi lanh cơ cấu đẩy, theo lệnh của EKM1. Áp suất trong xilanh cơ cấu đẩy khi ép chặt được xác định bởi việc chỉnh role áp suất. Lệnh để nâng con trượt và đẩy chi tiết được cấp từ role thời gian và công tắc BK3.

7.6. TRIỂN VỌNG PHÁT TRIỂN CỦA NGÀNH CHẾ TẠO MÁY ÉP

Các máy ép thủy lực cho phép tạo ra các lực lớn và hành trình dài của xà một cách tương đối dễ dàng, tạo lực ở bất cứ điểm nào của hành trình, loại trừ quá tải ; thực hiện việc kiểm tra trị số của lực tạo ra ; giữ chi tiết ở dưới áp suất ; điều chỉnh tương đối đơn giản tốc độ của hành trình công tác.

Nhưng về tốc độ thì các máy ép thủy lực có kết cấu thông thường sẽ thua xa so với các máy ép cơ khí vì có hành trình của xà di động lớn hơn, có tổn hao lớn về thời gian để nâng và hạ áp suất ở các xilanh công tác, có tốc độ chậm trong việc chuyển các cơ cấu phân phối và không có tốc độ đủ cao của hành trình không tải. Để tăng hiệu quả sử dụng của các máy ép thủy lực ta có thể thực hiện bằng cách chọn lựa một cách tối ưu các thông số và kết cấu tương ứng.

Lựa chọn tối ưu các thông số chính bằng cách sử dụng phương pháp tiếp cận hệ thống kết hợp với phương pháp lập chương trình động. Phương pháp này được dùng để tạo ra thiết bị dập thủy lực có hiệu quả cao, có xét đến môi trường xung quanh của hệ thống, các yêu cầu của quá trình công nghệ và các chi tiết riêng của trạm máy ép, ngoài ra phương pháp này còn cho phép đưa ra các nhận định về triển vọng phát triển của ngành chế tạo máy ép.

Dưới đây trình bày các hướng phát triển của ngành chế tạo máy ép:

1. Chuyên môn hóa sâu hơn các máy ép thủy lực.
2. Thiết kế và chế tạo mới các loại thân, các xilanh và các chi tiết cơ bản khác.
3. Ứng dụng rộng rãi dẫn động kiểu bơm dầu có tính kinh tế cao.
4. Tạo ra các bơm kiểu mới có các tính năng kỹ thuật cao hơn các loại bơm hiện có,
5. Ứng dụng tiến bộ khoa học kỹ thuật để chế tạo các thiết bị (và phụ tùng) thủy lực đảm bảo tạo ra được hệ thống điều khiển nhạy hơn, nhanh hơn, bố trí gọn hơn ...
6. Ứng dụng các hệ thống điều khiển từ xa và điều khiển theo chương trình kiểu mới.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. N.S. DORINSKI - Dẫn động máy ép thủy lực - Moscow 1981.
2. L.I. GIVOB ; A.G. OVCHINNICOP - Thiết bị rèn và dập - Moscow 1972.
3. B.I. LANSKOI - Tính toán hệ thống máy rèn dập - Moscow 1989.
4. WILFRIED KONIG - Fertigungsverfahren - VDI VERLAG 1990.
5. B. RUDOLF ; M. KOPECKY A KOL Tvareci Strofe - PRAHA 1985.
6. I.B. JIMIN - Máy búa - Moscow 1987.
7. BANKETOV - Thiết bị rèn dập - Moscow 1970.
8. Đỗ Văn Phúc ; Nguyễn Minh Vũ - Thiết bị rèn dập (Phần máy búa) - Hà Nội 1973.

MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
Lời nói đầu	3
Mở đầu	5
I. Vài nét về sự phát triển thiết bị gia công áp lực (dập tạo hình)	5
II. Phân loại thiết bị gia công áp lực (phân dập tạo hình)	5
III. Kết cấu của thiết bị dập tạo hình	8
PHẦN THỨ NHẤT : MÁY BÚA	
0.1. Phân loại máy búa	9
0.2. Quá trình va đập và hiệu suất va đập	11
Chương 1 - Máy búa hơi nước không khí nén	
1.1. Tính năng và lĩnh vực sử dụng máy búa hơi nước	16
1.2. Chất công tác (vật mang năng lượng)	17
1.3. Nguyên lý chuyển động của búa rèn tự do hơi - không khí	17
1.4. Chu trình làm việc của máy búa rèn song động	19
1.5. Giảm độ chỉ dẫn lý thuyết của máy búa rèn	20
1.6. Giảm độ thật của máy búa rèn tự do	21
1.7. Quá trình đóng mở các cửa của van trụ	23
1.8. Phân tích công của máy búa rèn hơi - không khí với điều khiển tự động	28
1.9. Cách xây dựng giản đồ thật	32
1.10. Các dạng cơ cấu phân phối hơi của búa rèn hơi không khí	35
1.11. Cơ cấu phân phối hơi của máy búa dập hơi không khí	37
1.12. Xác định đường kính xilanh máy búa	39
1.13. Tính toán chọn kích thước van trụ và áo van trụ	40
1.14. Vật liệu và cấu tạo các chi tiết	41
1.15. Sự khác nhau giữa máy búa rèn và dập	53
1.16. Phí tổn trong quá trình làm việc của máy búa	53
1.17. Xác định phí tổn hơi theo giản đồ chỉ dẫn	55
1.18. Tính phí tổn hơi bằng phương pháp thực nghiệm	57
1.19. Bôi trơn	58
Chương 2 - Máy búa không khí nén	
2.1. Khái niệm chung về máy búa không khí nén	59
2.2. Nguyên lý tác dụng của máy búa không khí nén	59
2.3. Tính toán máy búa không khí nén	61
2.4. Giảm độ chỉ dẫn, công và hiệu suất của máy búa	71
2.5. Chế độ làm việc và cơ cấu phân phối không khí	72
	177

2.6. Cấu tạo các chi tiết cơ bản	75
2.7. Cơ cấu phân phối hơi của máy búa không khí nén tác dụng đơn	78

Chương 3 - Máy búa cơ khí

3.1. Máy búa ván	81
3.2. Tính máy búa ván	82
3.3. Máy búa nhíp	88

Chương 4 - Móng máy búa

4.1. Phân loại và công dụng của móng máy búa	89
4.2. Cấu tạo của móng	89
4.3. Tính toán móng máy	90

Chương 5 - Triển vọng hoàn thiện các máy búa

5.1. Máy búa thủy lực	93
5.2. Máy búa tốc độ cao	94
5.3. Điều khiển theo chương trình và điều khiển từ xa	95

PHẦN THỨ 2 : MÁY ÉP THỦY LỰC

Chương 1 - Các khái niệm chính

1.1. Nguyên lý hoạt động và phân loại	97
1.2. Truyền dẫn và thiết bị của trạm máy ép thủy lực	100
1.3. Chất lỏng công tác và áp suất sử dụng	101
1.4. Chu trình công tác	102

Chương 2 - Các máy ép thủy lực có dẫn động kiểu bơm, không có bình tích áp

2.1. Chức năng và hoạt động của các cụm chi tiết	104
2.2. Các bơm cao áp	105
2.3. Sử dụng công suất của bơm và động cơ của máy ép thủy lực	111
2.4. Các loại thiết bị thủy lực để làm việc với dầu khoáng	115
2.5. Bố trí các thiết bị thủy lực của máy ép có dẫn động bằng bơm dầu	119

Chương 3 - Máy ép thủy lực được dẫn động kiểu bơm có bình tích áp

3.1. Thành phần của máy và công dụng	122
3.2. Phân loại và kết cấu của bình tích áp	123
3.3. Tính toán thể tích công tác của bình tích áp và lưu lượng của bơm	125
3.4. Tính toán động lực học của máy ép được dẫn động bằng bơm có bình tích áp	130
3.5. Kết cấu và tính toán các chi tiết của hệ thống nạp	136

Chương 4 - Máy ép được dẫn động có tăng áp và hiệu suất của máy ép

4.1. Các loại trạm máy ép thủy lực	138
4.2. Các bộ tăng áp thủy lực	139
4.3. Biến dạng đàn hồi trong hệ thống của các máy ép thủy lực	140
4.4. Hiệu suất của các trạm máy ép thủy lực	143
4.5. Các loại dẫn động khác	146

Chương 5 - Các van, các bộ phân phối và đường ống của trạm-máy ép thủy lực

5.1. Các van	147
5.2. Các bộ phân phối	149
5.3. Van đập thủy lực ở các đường ống	150
5.4. Các đường ống và phụ tùng khác	152

Chương 6 - Các chi tiết chính của máy ép thủy lực

6.1. Xilanh và pittông	155
6.2. Đệm kín các xilanh và các phương pháp thử nghiệm chúng	157
6.3. Đệm kín các mối liên kết cố định	159
6.4. Khung máy	160
6.5. Xà ngang	163
6.6. Các cột và đai ốc	165
6.7. Các bàn di động và cơ cấu đẩy	166

Chương 7 - Các kiểu máy ép thủy lực chính. Triển vọng phát triển của ngành chế tạo máy ép

7.1. Máy ép rèn	167
7.2. Máy ép dập nóng	169
7.3. Máy ép ống - thanh và máy ép thanh - profil	169
7.4. Máy ép để ép chảy các hình nổi của khuôn	171
7.5. Máy ép để gia công chất dẻo	172
7.6. Triển vọng phát triển của ngành chế tạo máy ép	174

Tài liệu tham khảo	176
---------------------------	-----

Mục lục	177
----------------	-----

Chịu trách nhiệm xuất bản :

Chủ tịch HĐQT kiêm Tổng Giám đốc NGÔ TRẦN ÁI
Phó Tổng Giám đốc kiêm Tổng biên tập VŨ DƯƠNG THỤY

Biên tập lần đầu và tái bản :

HOÀNG TRỌNG NGHĨA

Biên tập mỹ thuật :

ĐOÀN HỒNG

Sửa bản in :

ANH ĐỨC

Chế bản :

PHÒNG CHẾ BẢN (NXB GIÁO DỤC)

MÁY BÚA VÀ MÁY ÉP THỦY LỰC

Mã số : 7B578T5 - DAI

In 1.000 bản, khổ 19 x 27 cm, tại Nhà in Đại học Quốc gia Hà Nội.

Số xuất bản : 21/300 - 05 CXB.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 2 năm 2005.



CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC - DẠY NGHỀ
HEVOBCO

Địa chỉ : 25 Hàn Thuyên, Hà Nội

TÌM ĐỌC SÁCH THAM KHẢO KỸ THUẬT CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

- | | |
|--|----------------------------|
| 1. Tự động điều khiển các quá trình công nghệ | Trần Doãn Tiến |
| 2. Nguyên lý máy - Tập một | Đinh Gia Tường (chủ biên) |
| 3. Nguyên lý máy - Tập hai | Đinh Gia Tường (chủ biên) |
| 4. Chi tiết máy - Tập một | Nguyễn Trọng Hiệp |
| 5. Chi tiết máy - Tập hai | Nguyễn Trọng Hiệp |
| 6. Máy canh tác nông nghiệp | Nguyễn Văn Muôn (chủ biên) |
| 7. Máy thu hoạch nông nghiệp | Phạm Xuân Vượng |
| 8. Độ tin cậy trong sửa chữa ô tô - máy kéo | Nguyễn Nông |
| | Hoàng Ngọc Vinh |
| 9. Lý thuyết tính toán máy thu hoạch nông nghiệp | Phạm Xuân Vượng |
| 10. Tính toán và thiết kế hệ thống sấy | Trần Văn Phú |
| 11. Nguyên lý động cơ đốt trong | Nguyễn Tất Tiến |
| 12. Lý thuyết động cơ diesel | Lê Viết Lượng |

Bạn đọc có thể tìm mua tại các Công ty Sách – Thiết bị trường học ở các địa phương hoặc các Cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục:

Tại Hà Nội : 25 Hàn Thuyên, 81 Trần Hưng Đạo, 187B Giảng Võ, 23 Tràng Tiền

Tại Đà Nẵng : 15 Nguyễn Chí Thanh

Tại Thành phố Hồ Chí Minh : 104 Mai Thị Lựu, Quận 1



8 934980 523018



Giá: 21.000^d