



Giáo trình cơ khí

**Máy ép thủy
lực**



Chương 1

CÁC KHÁI NIỆM CƠ BẢN

1.1. NGUYÊN LÝ HOẠT ĐỘNG VÀ PHÂN LOẠI

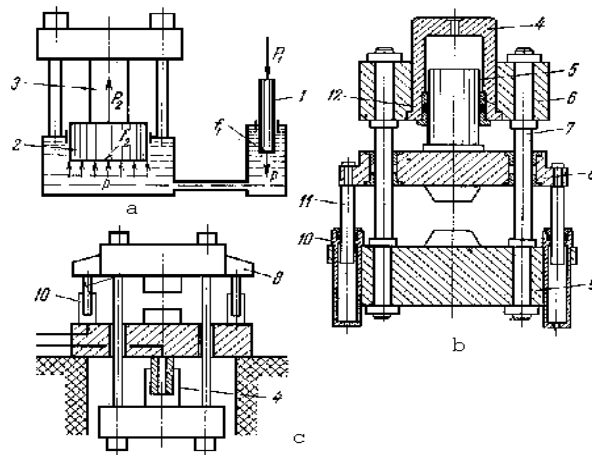
Máy ép thủy lực là một máy công cụ sử dụng nguồn lực là hệ thống thủy lực, dựa trên nguyên lý định luật Pascal. Nếu ta có 2 xilanh-pittông được nối với nhau bằng ống dẫn, như hình 1-1a, bên trong chứa đầy chất lỏng. Dưới tác dụng của ngoại lực lên pittông 1, P_1 , sẽ tạo ra một áp suất trong chất lỏng p , gọi là áp suất thủy tĩnh. Theo định luật Pascal, áp lực p được truyền cho toàn bộ khối chất lỏng nằm trong 2 xilanh và luôn có hướng vuông góc với mọi thành ống. Áp suất chất lỏng được tạo ra có giá trị $p = \frac{P_1}{f_1}$. Như vậy, do áp suất chất lỏng luôn có

chiều vuông góc với pittông lớn 2, nên chúng tạo ra áp lực tác dụng lên pittông 2 có giá trị $P_2 = p.f_2$. Chính lực này sẽ tạo ra công năng để biến dạng vật liệu 3.

Từ đó, ta có:

$$P_2 = P_1 \frac{f_2}{f_1} \tag{1.1}$$

Có nghĩa là, lực P_2 luôn bằng tích của lực P_1 với tỷ số giữa diện tích f_2 của pittông 2 trên diện tích f_1 của pittông 1. Như vậy, tỷ số f_2/f_1 càng lớn, áp lực dùng để gia công vật liệu càng lớn.



Hình 1-1. Máy ép thủy lực
a. nguyên lý hoạt động; b. sơ đồ kết cấu; c. sơ đồ máy ép có dầm di động

Theo hình 1.1.b, kết cấu máy ép thủy lực gồm các cụm chính sau:

Thân khung máy;

Hệ thống thủy lực;

Hệ thống điều khiển.

Nguyên lý hoạt động của máy ép: Xi lanh công tác 4 được cố định trên dầm ngang trên 6 và liên kết với dầm ngang cố định dưới 9 qua các trụ dẫn hướng 7, tạo thành thân khung máy. Pittông 5 chuyển động trong xi lanh 4, được gắn với dầm di động 8, được trượt theo trụ dẫn hướng. Trên dầm di động có bàn máy trên với các rãnh lắp bulông để lắp khuôn trên. DẦM di động được chuyển động đi xuống nhờ pittông công tác và chuyển động đi lên nhờ pittông trở về 11. Trên dầm cố định dưới có lắp bàn máy (dưới) dùng để lắp khuôn dưới. Do sử dụng nguồn chất lỏng áp suất cao, nên giữa xi lanh và pittông thường dùng các loại đệm kín (gioăng) để tránh rò rỉ làm giảm áp lực chất lỏng.

Các thông số cơ bản của máy ép thủy lực:

Lực ép định mức dưới tác động của áp suất tối đa của chất lỏng gọi là lực ép danh nghĩa P_H , được xác định bằng tích số giữa áp suất danh nghĩa của khối chất lỏng p với diện tích tiết diện ngang của pittông công tác f .

Chiều cao kín của máy H - khoảng cách giữa hai bàn máy.

Khoảng làm việc S – quãng đường dầm di động có khả năng trượt tự do.

Tốc độ dầm di động đi xuống là tốc độ không tải, thường sử dụng tốc độ nhanh.

Tốc độ ép là tốc độ khi ép tạo hình biến dạng kim loại, thường chậm.

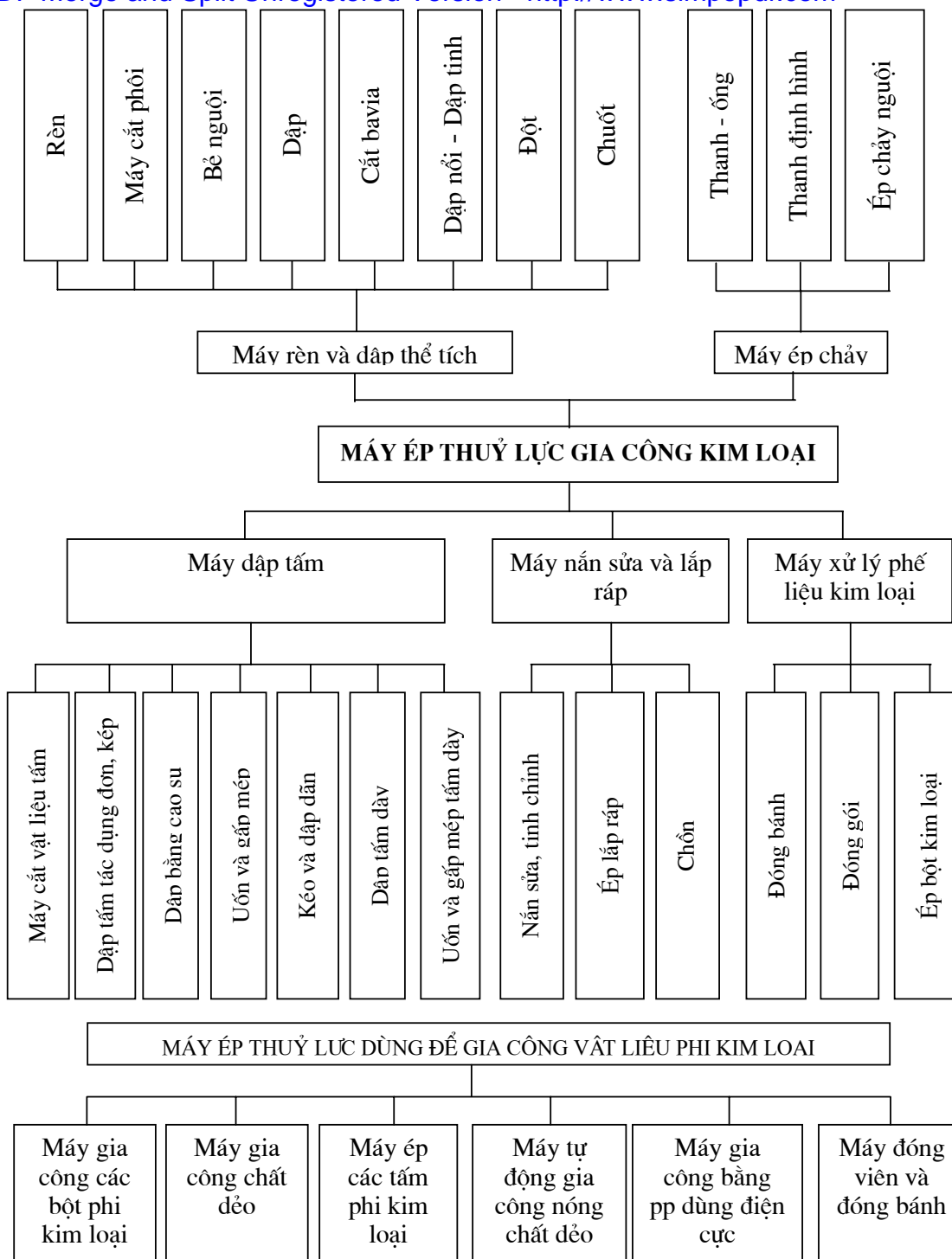
Tốc độ trở về của bàn máy là tốc độ không tải, phụ thuộc xi lanh-pittông đi lên.

Kích thước bàn của dầm ngang dùng lắp bàn máy.

Kích thước bàn máy dưới, dùng để lắp khuôn.

Máy ép thủy lực rất đa dạng. Với một cụm tạo lực bơm - pittông- xi lanh có thể lắp thành nhiều dạng máy khác nhau, phục vụ các dạng công nghệ khác nhau.

Tuỳ theo chức năng công nghệ, máy ép thủy lực được phân thành máy ép gia công vật liệu kim loại (hình 1-2.a), máy ép gia công vật liệu phi kim loại (hình 1-2.b) và các máy công dụng khác. Trong tài liệu này chủ yếu giới thiệu máy ép kim loại. Máy ép kim loại được chia thành 5 nhóm: máy ép rèn tự do – đập thể tích, máy ép chảy kim loại, máy ép đập tấm, máy ép dùng trong lắp ráp và máy ép ép kim loại phế thải. Cùng với sự phát triển của công nghệ gia công áp lực, các dạng máy mới dần xuất hiện nhằm đáp ứng yêu cầu của từng công nghệ riêng biệt.



Hình 1-2. Phân loại máy ép theo chức năng công nghệ
 a. máy gia công kim loại; b. máy gia công phi kim loại

- Máy ép nhóm thứ nhất là máy ép dùng để rèn tự do và dập thể tích. Máy dùng để rèn tự do và rèn trong khuôn đơn giản có lực ép danh nghĩa $P_H = 5 \div 120$ MN ($500 \div 12000$ T). Máy ép dập thể tích dùng để dập nóng các chi tiết làm từ thép hoặc hợp kim nhôm và hợp kim magiê, $P_H = 10 \div 700$ MN ($1000 \div 70000$ T). Máy ép đột lỗ, dùng để đột lỗ sâu phôi thép ở trạng thái nóng trong khuôn kín, $P_H = 1,5 \div 30$ MN ($150 \div 3000$ T). Máy ép để chuốt kéo các phôi rèn bằng thép, $P_H = 0,75 \div 15$ MN ($75 \div 1500$ T).

- Nhóm thứ hai gồm các máy ép dùng để ép chảy hay ép đùn các sản phẩm dạng ống - thanh định hình từ hợp kim màu và thép, có áp lực $P_H = 0,4 \div 120$ MN.

- Nhóm thứ 3 bao gồm: máy ép dập tấm tác động đơn, chỉ có xilanh công tác ép với $P_H = 0,5 \div 10$ MN ($50 - 1000$ T). Máy ép vuốt sâu các chi tiết hình trụ, với tác động kép có xilanh công tác tạo lực ép và xilanh tạo lực ép biên, $P_H = 0,3 \div 40$ MN ($30 - 4000$ T). Máy ép cao su $P_H = 10 \div 200$ MN ($1000 - 20000$ T). Máy ép gấp mép, tạo mặt bích, uốn và dập các vật liệu dạng tấm dày, $P_H = 3 \div 45$ MN ($300 - 4500$ T). Máy ép lóc, để uốn lóc các vật liệu dạng tấm dày ở trạng thái nóng, $P_H = 3 \div 200$ MN ($300 - 20000$ T).

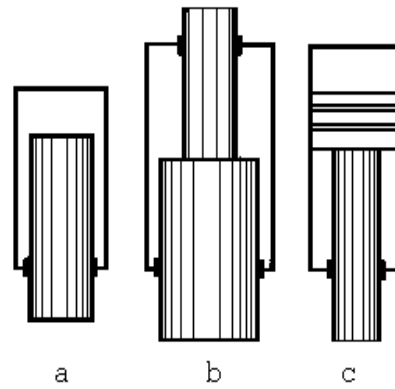
- Nhóm thứ 5 thuộc các loại máy ép đóng gói và đóng bánh, dùng để ép phế liệu dạng như phoi kim loại và các phế liệu kim loại, $P_H = 1 \div 6$ MN ($100 - 600$ T). Máy ép vật liệu phi kim loại bao gồm: máy ép vật liệu bột, máy ép chất dẻo và máy ép để ép các dạng tấm, phiến.

Ngày nay nhiều dạng máy mới xuất hiện: máy ép vật liệu bán lỏng kiểu đứng, có hệ thống kẹp chặt khuôn bằng cơ khí, nhưng xilanh ép vật liệu bán lỏng được thiết kế ép 2 đến 3 cấp áp lực. Các máy ép chảy chi tiết dạng cốc dài có bàn máy di động, máy ép uốn các profin dùng uốn vỏ tàu thủy...

Tính công nghệ của máy ép thủy lực phụ thuộc kết cấu của thân máy (kiểu cột, kiểu hai trụ, kiểu một trụ và kiểu chuyên dùng) và kiểu dạng và số lượng xi lanh (pittông, pittông nhiều bậc...). Máy bốn trụ cố định được sử dụng rộng rãi, các đầm động di chuyển theo phương thẳng đứng (hình 1-b). Đôi khi khung máy được làm theo kiểu chuyển động (hình 1-c). Các máy ép đùn các chi tiết dạng thanh thường có kết cấu dạng nằm ngang để giảm chiều cao nhà xưởng.

Trên hình 1-3 trình bày các dạng xi lanh của máy ép, xi lanh kiểu trụ, kiểu pittông trụ nhiều bậc là loại xi lanh tác dụng đơn. Xi lanh công tác kiểu pittông nhiều bậc được sử dụng trong trường hợp khi phần dưới pittông đi qua xi lanh công tác (ví dụ: máy ép thanh - ống).

Các xi lanh kiểu pittông được sử dụng rộng rãi khi dùng dầu nhờn làm chất lỏng công tác. Trong trường hợp này, chi tiết bịt kín cho pittông thường dùng dạng vòng găng (xéc măng). Xi lanh kiểu pittông là xi lanh tác dụng hai chiều, có thể tạo lực nén gia công khi áp suất chất lỏng tác dụng ở mặt trên, và có thể trở về khi áp suất chất lỏng tác dụng phía dưới pittông. Trong máy ép có xi lanh công tác đặt phía dưới khung máy, có thể không có xi lanh đẩy về, trong trường hợp này, xi lanh chuyển động trở về nhờ trọng lượng của phần chuyển động của máy ép. Xi lanh công tác được nối với thùng chứa chất lỏng qua các ống dẫn.



Hình 1-3. Các dạng xi lanh của máy ép thủy lực
a. kiểu Pluder; b. kiểu nhiều bậc
c. kiểu pittông

1.2. TRUYỀN DẪN THỦY LỰC VÀ THIẾT BỊ THỦY LỰC CỦA MÁY ÉP

Các thành phần của hệ thống máy ép thủy lực bao gồm: máy ép, bộ phận truyền dẫn, phần thu hồi chất lỏng, các thùng chứa, các bộ phận điều khiển - bộ phận phối, các van, các đường ống nối, cút nối để liên kết tất cả các phần tử kể trên thành một hệ thống thống nhất, hệ thống điện và bộ điều khiển.

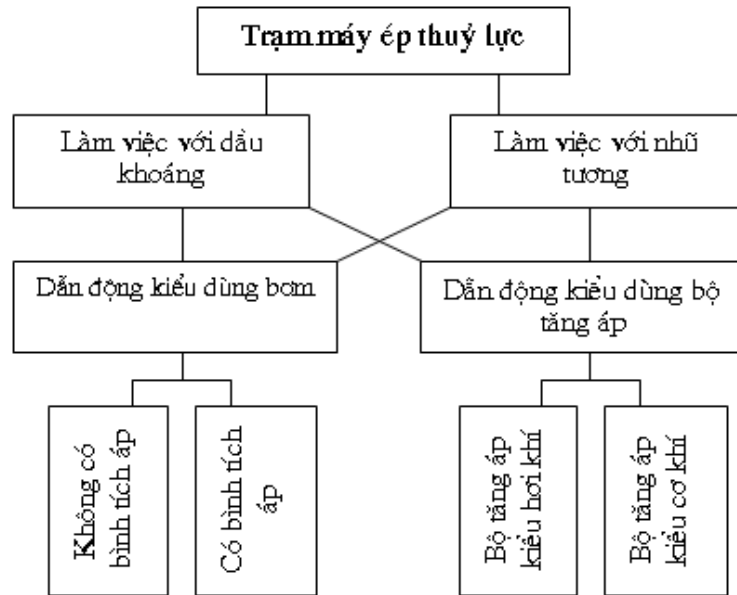
Nguồn cung cấp chất lỏng áp suất cao cho máy ép quyết định dạng dẫn động của máy ép. Hệ thống cung cấp chất lỏng quyết định sơ đồ thủy lực và tác động của máy ép (hình 1-4).

Có 2 dạng chất lỏng sử dụng trong máy ép thủy lực là dầu khoáng và nhũ tương.

Các dạng dẫn động gồm dẫn động kiểu dùng bơm và dẫn động kiểu dùng bộ tăng áp. Trong dạng dẫn động dùng bơm được phân làm 2 loại, có dùng bình tích áp và không dùng bình tích áp. Khi dùng loại dẫn động không có bình tích áp, nguồn cấp chất lỏng áp suất cao cho máy ép chỉ thực hiện từ các bơm.

Hệ thống dẫn động có bình tích áp là hệ thống chất lỏng công tác được cấp đồng thời từ bình tích áp và từ bơm ở hành trình công tác.

Đối với các hệ thống dẫn động kiểu tăng áp, chất lỏng được cấp cho máy ép trong hành trình công tác nhờ bộ tăng áp, chất lỏng công tác được cấp theo từng lượng nhất định. Bộ tăng áp là bơm xilanh áp suất cao.



Hình 1-4. Phân loại trạm ép thủy lực

Chất lỏng công tác cũng là một đặc trưng của máy ép thủy lực, chúng quyết định đặc điểm kết cấu của máy ép. Dầu khoáng là dạng chất lỏng công tác dùng trong máy ép thủy lực có áp lực không lớn. Chúng có nhiều ưu điểm như độ nhớt cao, hệ số biến dạng thể tích nhỏ, không gây ăn mòn chi tiết. Nhưng dầu khoáng đắt. Ngược lại, dùng nhũ tương làm chất lỏng công tác có giá thành hạ thường dùng cho các máy ép thủy lực có lực danh nghĩa lớn, lượng chất lỏng lớn, tính kinh tế tốt.

Khi sử dụng kiểu dẫn động kiểu bơm có bình tích áp, bình tích áp có nhiệm vụ tích trữ năng lượng trong toàn bộ chu trình công tác của máy ép để thực hiện hành trình công tác. Nhờ đó, làm đều tải cho bơm và động cơ điện. Nhược điểm của dẫn động kiểu bơm có bình tích áp là năng lượng tiêu hao phụ thuộc vào trở lực biến dạng của phôi và dung lượng của bình tích áp.

Đối với loại dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp, thì công suất định mức của động cơ và bơm được xác định thông qua công suất lớn nhất do máy ép tạo ra. Bộ dẫn động sẽ tiêu thụ năng lượng tạo ra công có ích của máy ép.

Sự dẫn động từ bộ tăng áp dùng cho hơi hoặc khí nén, năng lượng tiêu thụ cũng không phụ thuộc vào trở lực biến dạng của phôi. Nó có thể đảm bảo thực hiện được một số lớn các hành trình ngắn và lặp lại. Dẫn động từ bộ tăng áp cơ khí sẽ đảm bảo tiêu thụ năng lượng không phụ thuộc vào công thực hiện, nó cũng đảm bảo số lượng lớn các hành trình lặp lại và lượng biến dạng đồng đều của đầu búa vào phôi kim loại.

1.3. CHẤT LỎNG CÔNG TÁC VÀ ÁP SUẤT SỬ DỤNG

Trong các máy ép thủy lực, chất lỏng công tác thường dùng là nhũ tương hoặc dầu khoáng. Để tránh gỉ cho các chi tiết như xilanh, pittông, các chi tiết điều khiển và đường ống, nước được cho thêm 2 ÷ 3 % chất nhũ tương. Thành phần của chất nhũ tương bao gồm: 83 ÷ 87% dầu khoáng, 12 ÷ 14% axit oleic và 2,5% xút nồng độ 40%. Dầu khoáng thường được dùng là dầu máy, dầu công nghiệp, dầu tuabin...

Bảng 1-1

Quan hệ đặc tính các bộ phận của máy ép thủy lực và chất lỏng

Bộ phận máy ép thủy lực	Đặc tính của các bộ phận phụ thuộc vào chất lỏng công tác	
	Nước - Nhũ tương	Dầu khoáng
Đệm kín các pittông đường kính từ 60-70 mm khi áp suất cao	Vòng bít kín hoặc xéc măng	Khe hở đường kính giữa pittông và xilanh là nhỏ
Bộ phận phối chất lỏng áp suất cao	Kiểu van	Kiểu van trượt, có thể sử dụng các van loại khác
Bơm	Tốc độ chậm có kích thước tương đối lớn	Tốc độ nhanh và kích thước nhỏ
Đệm kín của thiết bị thủy lực	Kiểu mềm	Rà kín bề mặt hoặc dùng vòng xéc măng
Xi lanh	Kiểu pittông	Kiểu pittông với xi lanh đường kính lớn
Bình tích áp	Không có các phân tử ngăn cách và có các phân tử này	Chỉ có các phân tử phân cách giữa dầu và hơi

Các tính chất cơ bản của chất lỏng công tác là tính chịu nén và độ nhớt. Hệ số nén thể tích đối với nước (nhũ tương) $\approx 5.10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$, với dầu khoáng là $6.10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$, tương ứng với vùng áp suất làm việc của các máy ép. Áp suất chất lỏng càng lớn, thì hệ số nén thể tích càng giảm.

Độ nhớt của dầu khoáng dùng trong các máy ép thuỷ lực vào khoảng 1,5 – 6⁰E (BY), ở nhiệt độ khoảng 50⁰C và áp suất khí quyển. Trong khi độ nhớt của nhũ tương không chịu ảnh hưởng của áp suất, thì độ nhớt của dầu thay đổi đột ngột khi áp suất dầu tăng. Khi áp suất của dầu tăng đến gần 30MPa, độ nhớt của dầu tăng lên gấp đôi. Như vậy, cần phải tính đến quan hệ giữa áp suất chất lỏng và độ nhớt trong các kết cấu có thể tích chất lỏng lớn và chuyển động với áp suất cao, như trong máy ép rèn. Nhiệt độ bốc cháy của hơi dầu dao động trong khoảng từ 160 ÷ 210⁰ C, vì vậy, cần phải chú ý khi rèn ép các phôi nóng. Các loại dầu có độ nhớt nhỏ, thì nhiệt độ tự bốc cháy cũng thấp.

Như vậy, chất lỏng công tác sử dụng trong hệ thống thuỷ lực đóng vai trò quan trọng có tính quyết định đối với các đặc điểm kết cấu của cơ cấu dẫn động, hệ thống điều khiển và của cả máy ép (bảng 1-1).

Áp suất danh nghĩa của chất lỏng công tác trong máy thuỷ lực được tiêu chuẩn hoá theo ГОСТ 356 - 80. Các áp suất thông thường là 20, 30 và 40 MPa.

1.4. CHU TRÌNH CÔNG TÁC

Chu trình công tác là thời gian các bước trong quá trình gia công biến dạng. Thời gian của chu trình của máy ép ở dạng tổng quát có thể biểu diễn như sau:

$$T_{\text{cht}} = t_T + t_{Kt} + t_{Ta} + t_{\text{gct}} + t_c + t_{ga} + t_{kh} + t_{ch} \quad (1.2)$$

trong đó:

t_T - thời gian dầm ngang treo, là thời gian tiến hành cấp phôi hoặc lắp dụng cụ,

t_{Kt} - thời gian chạy không tải, là thời gian dầm động dịch chuyển xuống đến lúc dụng cụ tiếp xúc với phôi,

t_{Ta} - thời gian tăng áp suất ở các xi lanh công tác,

t_{gct} - thời gian hành trình công tác, là thời gian tiến hành gia công theo công nghệ cần thiết,

t_c - thời gian nén ép chi tiết dưới áp lực,

t_{ga} - thời gian giảm áp suất ở các xi lanh công tác,

t_{kh} - thời gian hành trình trở về của dầm ngang,

t_{ch} - thời gian chuyển vị trí của cơ cấu điều khiển.

Các máy ép có các công dụng khác nhau, thời gian chu trình có thể khác nhau, do đó số lượng thành phần và giá trị của các thành phần đó cũng khác nhau. Thí dụ, như khi là phôi trên máy ép rèn, không có các thành phần t_T và t_{gct} .

Giá trị của từng chu kỳ riêng biệt do dạng dẫn động quyết định. Thí dụ, nếu T_{cht} vượt quá t_c rất nhiều, nên sử dụng kiểu dẫn động bằng bơm có bình tích áp, cho nên ta có:

$$t_{Kt} = \frac{S_{Kt}}{v_{Kt}}; \quad t_{ct} = \frac{S_{ct}}{v_{ct}}; \quad t_{Kh} = \frac{S_{Kh}}{v_{Kh}}$$

trong đó:

S_{Kt}, S_{ct}, S_{Kh} - hành trình không tải, hành trình công tác, và hành trình trở về,
 v_{Kt}, v_{ct}, v_{Kh} - tốc độ trung bình của hành trình không tải, của hành trình công tác và của hành trình trở về.

Tốc độ chuyển động của dầm ngang của các máy ép hiện đại được trình bày ở bảng 1-2.

Bảng 1-2

Đặc tính tốc độ của máy ép thuỷ lực (mm/s)

Dạng hành trình	Lực ép (MN)		
	>5	<5	<20
	Với bộ dẫn động 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 khứ hồi	100 - 300	<500	50 - 500

Thao tác treo dầm ngang như sau: mở van để chất lỏng trong thùng chứa nối thông với các xi lanh công tác, trong khi đó, đóng các van thông với xi lanh đẩy về và các xi lanh đẩy về được nối thông với nguồn chất lỏng áp suất cao nhờ cách chặn đường thoát của chất lỏng từ các xi lanh công tác và đóng đường cấp chất lỏng tới xi lanh công tác khi xi lanh này ở phía dưới.

- Các phương pháp thao tác hành trình không tải:
 - + Xi lanh công tác và xi lanh khứ hồi được nối riêng biệt với thùng chứa,
 - + Xi lanh công tác và xi lanh khứ hồi được nối với nhau và nối với thùng chứa,
 - + Cung cấp chất lỏng có áp suất cao vào xi lanh công tác khi chúng ở vị trí dưới.

- Các biện pháp thao tác hành trình công tác:

+ Các xi lanh công tác được nối với thùng chất lỏng áp suất cao, còn xi lanh đẩy về được nối với thùng chứa,

+ Các xi lanh công tác và xi lanh khử hồi được nối với nhau và với nguồn chất lỏng áp suất cao,

+ Các xi lanh công tác được nối với nguồn chất lỏng áp suất cao, còn các xi lanh đẩy về được nối với bình tích áp.

• Các biện pháp thao tác hành trình đẩy về:

+ Các xi lanh công tác được nối với thùng chứa, còn các xi lanh đẩy về được nối với nguồn chất lỏng áp suất cao,

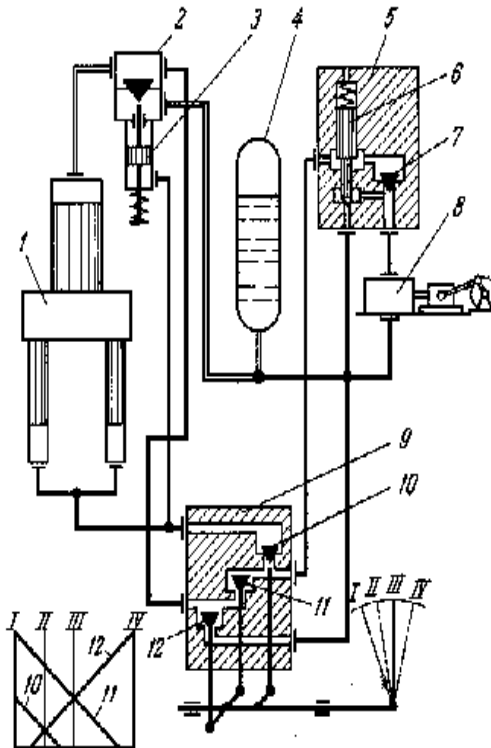
+ Khi xi lanh công tác được nối với thùng chứa, các phần chuyển động đi xuống được thực hiện dưới tác động của chính trọng lượng của nó. Trong trường hợp này nên bố trí các xi lanh trở về trên máy ép và hành trình đi xuống thực hiện dưới tác động của chất lỏng áp suất cao.

Chương 2

MÁY ÉP THỦY LỰC DẪN ĐỘNG KIỂU BƠM KHÔNG CÓ BÌNH TÍCH ÁP

2.1. CHỨC NĂNG VÀ HOẠT ĐỘNG CỦA CÁC CỤM CHI TIẾT

Hình 2-1 biểu diễn sơ đồ máy ép dẫn động bằng nhũ tương nước kiểu bơm không có bình tích áp. Nguyên lý hoạt động như sau:



Hình 2-1. Sơ đồ máy ép dẫn động bằng bơm nước không có bình tích áp

Van tuần hoàn 6, van 1 chiều 7, bơm pittông 8 dùng để cấp chất lỏng công tác áp suất cao trong hành trình công tác. Bộ phân phối 9 có chức năng điều khiển máy ép. Van một chiều 10 của các xilanh đẩy về dùng để cấp và xả chất lỏng công tác ra khỏi xilanh. Van 11 là van cấp, còn van 12 là van xả của xilanh công tác.

Dầm 1 gắn với pittông dùng để tạo lực ép khi gia công kim loại. Van 2 mở để cấp chất lỏng công tác áp suất thấp, lưu lượng lớn, cho máy ép khi hành trình không tải, bảo đảm tốc độ chuyển dịch của dầm ngang nhanh. Khi hành trình công tác, van 2 ngăn cách bình chứa với đường chất lỏng áp suất cao.

Động cơ thủy lực chấp hành 3 tự động nâng van cấp 2 và đảm bảo cho chất lỏng từ xilanh công tác trở về thùng chứa, khi dầm ngang ở hành trình đẩy về. Thùng chứa 4 cung cấp chất lỏng cho máy ép, khi ở hành trình không tải, áp suất không khí trong bình thường bằng $0,4 \div 0,8 \text{ MPa}$ ($4 - 8 \text{ kG/cm}^2$). Bộ van tự động 5, bộ triệt tải, sẽ chuyển bơm sang làm việc ở chế độ không tải sau khi đạt áp suất đã định.

Ở phía dưới bên trái hình 2-1, trình bày biểu đồ pha đóng 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 cần điều khiển của bộ phân phối.

Đòng chất lỏng công tác tương ứng với các vị trí các van trong bộ điều khiển:

- Ở vị trí III ("Dừng") các van 11 và 12 được mở, còn van 10 đóng. Chất lỏng từ bơm qua bộ van tự động triệt tải 5 đến bộ phân phối, qua van 11 và van 12 đến đường dẫn (đường hút) để về bơm. Như vậy, dầu của máy ép, không chịu áp lực của chất lỏng nên giữ nguyên vị trí do van 10 đóng.

- Ở vị trí II (hành trình không tải) các van 10 và 12 mở. Chất lỏng từ thùng chứa qua van cấp 2 tự động nâng lên, chảy tới xilanh công tác, dầu ngang đi xuống. Dưới tác dụng của trọng lượng các phần chuyển động và áp suất chất lỏng từ thùng chứa lên pittông công tác, chất lỏng từ xilanh đẩy về được nén và 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 2 để tới xilanh công tác. Từ xilanh đẩy về, chất lỏng được nén qua các van 10 và 11 đang mở để tới xilanh công tác của máy ép. Van điền đầy được đóng bằng áp suất chất lỏng cấp từ bơm tới và lực của bộ trở dầu 3 không đủ để mở van. Khi áp suất trên đường công tác đạt trị số đã đặt trước ở bộ tự động triệt tải thì van tuôn hoàn sẽ nâng lên và bơm sẽ bắt đầu làm việc không tải. Máy ép thực hiện việc ép phôi rèn.

- Ở vị trí IV (hành trình đẩy về) van 12 mở, chất lỏng dưới áp suất từ bơm sẽ mở van 10 và điền đầy xilanh đẩy về, còn từ xilanh công tác chất lỏng được đẩy 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 nén tự do để trở về thùng chứa, dầu ngang động được nâng lên.

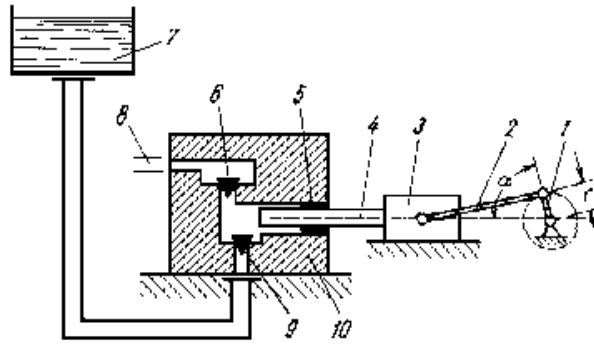
Khi thiết kế bộ phân phối của máy ép có dẫn động kiểu bơm không có bình tích áp, cần chú ý ở bất kỳ vị trí nào của cần điều khiển thì tất cả các van không được đóng đồng thời. Nếu đóng đồng thời, có thể dẫn tới va đập thủy lực ở trên đường ống và làm cho bộ tự động chịu tải làm việc đột ngột và gây hỏng hóc.

2.2. CÁC LOẠI BƠM

Trong hệ thống truyền động của máy ép thủy lực, bơm tác dụng tĩnh được sử dụng rộng rãi nhất. Các bơm này, theo loại chất lỏng sử dụng, được chia ra loại bơm nhũ tương và bơm nước.

Trong các loại bơm nước (bơm nhũ tương nước) để dẫn động máy ép thủy lực, người ta thường sử dụng bơm kiểu pittông có trục khuỷu, bố trí nằm ngang, có công suất tới 1500kW.

Áp suất chất lỏng công tác thường dùng là 20 hoặc 32MPa (200 hoặc 320 kG/cm²). Các bơm có tác động đơn và tác động kép. Sơ đồ của bơm 1 pittông tác dụng đơn được trình bày trên hình 2-2.



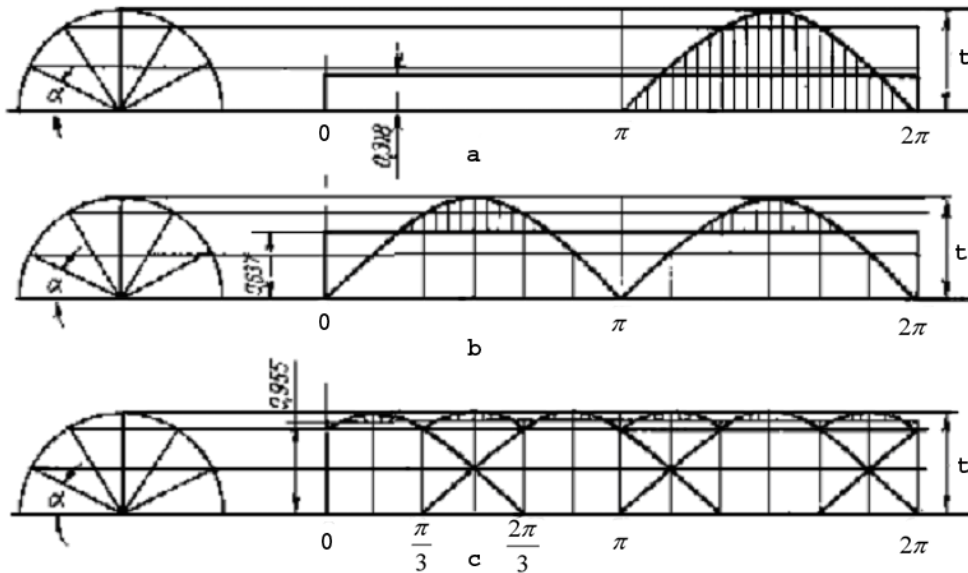
Hình 2-2. Sơ đồ bơm một pittông tác dụng đơn giản

- 1. trục khuỷu; 2. tay biên; 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

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 và ω là vận tốc góc quay của trục khuỷu.

Để đơn giản hóa cho các tính toán, ta coi chiều dài thanh truyền bằng vô cùng. Khi đó:

$$q = f.v \text{ và } v = r\omega \sin \alpha, \text{ vậy ta có } q = fr\omega \sin \alpha$$



Hình 2-3. Biểu đồ lưu lượng của bơm
a. Một pittông; b. Hai pittông; c. Ba pittông

Có nghĩa là, lưu lượng chất lỏng công tác là một hàm Sin của góc quay của trục khuỷu. Như vậy, trong trường hợp bơm 1 xilanh, lưu lượng chất lỏng không đồng đều theo thời gian. Điều đó ảnh hưởng đến quá trình nén ép kim loại biến dạng.

Trên hình 2-3 trình bày biểu đồ lưu lượng của bơm phụ thuộc vào số pittông, lưu lượng cực đại được coi bằng một đơn vị. Bơm ba pittông tác dụng đơn, trên trục có ba khuỷu được bố trí lệch nhau 120° , cho lưu lượng và áp suất chất lỏng tương đối đều theo thời gian.

Bơm 5 pittông không được sử dụng, vì khi đó kết cấu bơm phức tạp, chiều rộng bơm tăng, sự đồng đều của lưu lượng ít được cải thiện.

Các van tự động dùng để phân phối chất lỏng trong hệ thống thủy lực. Khi trục khuỷu đạt một giá trị vòng quay nhất định, được gọi là số vòng quay tới hạn, van làm việc kèm theo tiếng gõ khi van đóng mở, lưu lượng chất lỏng trở nên không đều do 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 $0,5 \div 1,5$ m/s, nhưng không quá 3m/s, vì, nếu không 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, giới hạn do tiếng gõ của van, thường lấy $n = 125 \div 180$ v/ph.

Lưu lượng thực tế, hoặc có ích của bơm, m^3/s

$$Q_e = \frac{1}{6} f s z n \eta_0 \quad (2.2)$$

trong đó:

f - diện tích đỉnh pittông, m^2 ,

z - số pittông,

n - số vòng quay của trục khuỷu, v/ph;

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:

η_M - hệ số tổn hao cơ khí của bơm, khoảng $0,80 \div 0,85$,

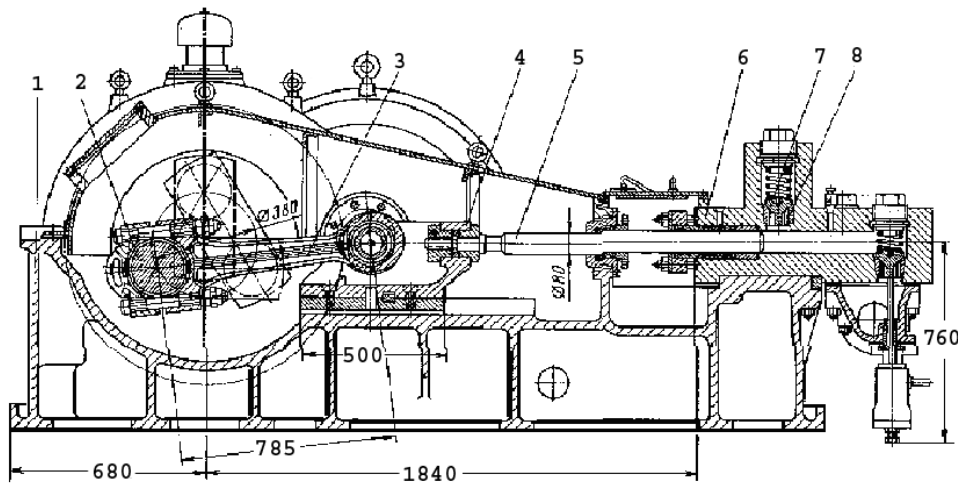
p - áp suất của chất lỏng do bơm tạo ra, MPa.

Tốc độ trung bình của chất lỏng trên đường ống hút không được quá 0,3m/s. Mức nước 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 không quá 3m/s và ở các van đẩy 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 khả năng chịu kéo và chịu uốn dưới tác dụng của hợp lực của tất cả các pittông. Đối với bơm ba pittông, hợp lực của các pittông thường lấy là bằng $2.f.p$ (f- diện tích đỉnh pittông, p - áp suất định mức của bơm).

Ứng suất tổng hợp cho phép do uốn và kéo khi tính toán thường lấy bằng $[\sigma] = 7 \div 8 \text{ MPa}$.



Hình 2-4. Bơm kiểu ngang ba pittông

Trục khuỷu 2 được chế tạo bằng thép 45 và qua công nghệ rèn. Ổ đỡ của trục khuỷu thường làm theo kiểu ổ trượt hoặc ổ lăn. Trục khuỷu thường bố trí hai hoặc bốn ổ đỡ. Độ bền của trục khuỷu và áp suất ở ổ đỡ được tính toán theo hai phương pháp trình bày trong phần máy ép trục khuỷu.

Thanh truyền 3 và con trượt 4 được chế tạo bằng công nghệ rèn hoặc đúc. Chiều dài thanh truyền thường lấy $L \geq 5r$ (r bán kính khuỷu). Bộ đỡ hướng con trượt có dạng hình trụ hoặc phẳng. Ở các bộ đỡ dẫn hướng hình trụ, nếu bị mòn có thể thay các ống lót bằng gang. Đối với các bộ dẫn hướng kiểu phẳng thì vị trí của con trượt được điều chỉnh bằng các đệm. Áp lực đơn vị cho phép trên bộ dẫn

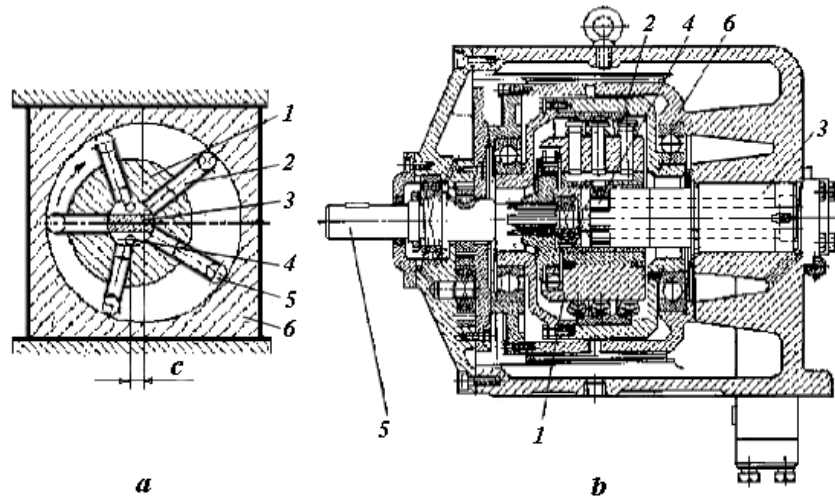
hướng thường lấy là $0,2 \div 0,3$ MPa. Đối với chốt của con trượt, áp lực đơn vị cho phép 9MPa, còn đối với má khuỷu cho phép áp lực đơn vị $6 \div 7$ MPa.

Pittông 5 của bơm được chế tạo bằng thép có độ bền cao và tính chống gỉ tốt 20X13 và 3X13. Bề mặt pittông được tôi và gia công mài bóng. Liên kết của pittông với con trượt thường là theo kiểu tự do.

Để bịt kín pittông người ta dùng vòng đệm trên nền vải cao su. Để đảm bảo thấm ướt bằng nước hoặc nhũ tương cho đệm, chiều cao của đệm phải nhỏ hơn hành trình của pittông.

Thân van 6 được rèn từ thép 25 hoặc 35.

Các van hút và van đẩy được bố trí cạnh nhau hoặc xếp thành dãy theo chiều đứng. Các van, đế van, lò xo và chi tiết liên kết được chế tạo từ thép không gỉ hoặc bronz (đồng thanh) chất lượng cao. Van 7 thường được chế tạo có đế 8 dạng côn hướng theo phần hình trụ của tiết diện lưu thông.



Hình 2-5. Bơm pittông kiểu hướng kính

Khi xác định tiết diện lưu thông của các van, thường xuất phát từ trị số độ nâng của van (4 - 5mm). Các bơm nước có thể sử dụng để bơm dầu, nhưng không hợp lý vì 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 làm 2 loại: bơm pittông kiểu hướng kính và kiểu chiều trục.

Sơ đồ bơm có các pittông bố trí kiểu hướng kính được trình bày ở hình 2-5.a, kết cấu của bơm được trình bày ở hình 2-5.b. Rôto 1 của bơm quay quanh trục phân phối cố định 3. Các pittông 2 được bố trí kiểu hướng kính và chuyển

động tịnh tiến. Các pittông được tỳ trên con lăn 5 và lăn theo vòng nằm 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 2.5.a, hút dầu được thực hiện qua nửa phía trên của trục phân phối, còn việc đẩy dầu - qua nửa phía dưới. Khi dịch chuyển bloc di động, có thể thay đổi lưu lượng và hướng của dầu. Các khe hở giữa pittông và các lỗ tương ứng không được quá $40\mu\text{m}$ (đối với pittông đường kính tới 40mm).

Áp suất của các bơm pittông kiểu hướng kính được chế tạo đạt tới 20MPa . Sự rò rỉ giữa trục phân phối và rôto, sự uốn trục do tải trọng tác động làm hạn chế việc tăng áp suất. Đồng thời cơ cấu phân phối còn hạn chế số vòng quay của rôto bơm pittông kiểu hướng kính, không được vượt quá 1000v/ph . Thông thường để tăng lưu lượng, người ta sử dụng bơm nhiều xilanh.

Thể tích dầu do pittông đẩy ra sau 1 vòng quay của rôto là (m^3/ph):

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h z$$

trong đó:

d - đường kính pittông, (m),

h - hành trình pittông, (m),

z - số pittông, thường là số lẻ.

Từ hình 2-5.a ta thấy, hành trình của pittông bằng $2e$, vậy lưu lượng lý thuyết của bơm trong 1 phút là (m^3/s):

$$Q = q.n = \frac{\pi}{120} d^2 e z n \quad (2.4)$$

trong đó: e - độ lệch tâm của trục khuỷu (m).

Lưu lượng thực tế hay có ích là:

$$Q_e = \eta_0 Q$$

trong đó: η_0 - hệ số tổn hao thể tích của bơm, lấy bằng $0,8 \div 0,95$.

Công suất trên trục rôto của bơm (kW):

$$N = \frac{1000 p Q_e}{\eta_0 \eta} M \quad (2.5)$$

trong đó:

p - áp suất, (MPa),

η_M - hệ số tổn hao cơ khí của bơm, thường lấy bằng $0,94 \div 0,96$.

Các bơm thường được chế tạo theo tiêu chuẩn 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 2-5.b.

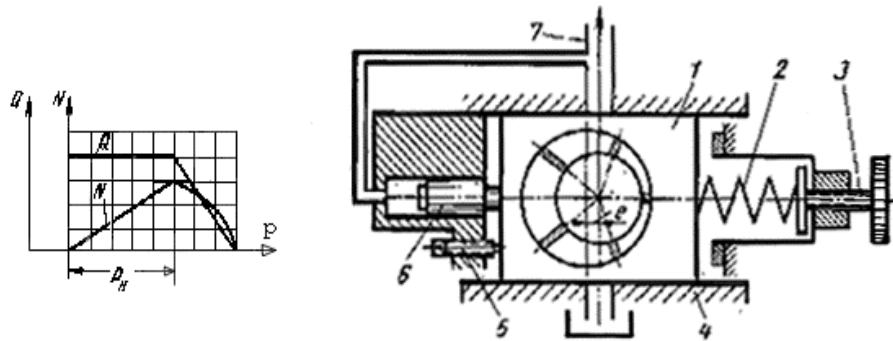
Có thể thay đổi lưu lượng của bơm pittông kiểu hướng kính bằng cách thay đổi vị trí của bloc bơm so với roto nhờ cơ cấu trục vít.

Các bơm có điều chỉnh tự động lưu lượng theo đường cong áp suất công tác cũng 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, vít dùng để điều chỉnh lưu lượng cực đại của bơm.

Khi áp suất trong đường ra 7 tăng, một phần chất lỏng đi về tác động lên pittông 6, làm dịch chuyển bloc bơm sang phải. Lưu lượng của bơm sẽ giữ không đổi, khi áp suất nhỏ hơn p_H , tương ứng với lực giữ của lò xo do vít 3 điều chỉnh. Khi áp suất nhỏ hơn P_H , công suất của bơm sẽ tăng tỷ lệ thuận với áp suất trong đường công tác. Khi áp suất lớn hơn p_H , 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.



Hình 2-6. Bơm có điều chỉnh tự động lưu lượng theo áp suất

Để giữ cho công suất của bơm luôn ổn định, cần phải thay đổi lưu lượng phù hợp với áp suất p theo quy luật:

$$Q = \frac{N}{K} \cdot \frac{1}{p} \quad (2.6)$$

trong đó:

N - công suất của bơm,

K - hằng số phụ thuộc vào thứ nguyên của p và Q .

Quan hệ giữa lưu lượng và áp suất của bơm có thể xác định nhờ điều khiển lực lò xo kết hợp với cơ cấu cam. Các thông số của bơm đảm bảo theo điều kiện của biểu thức (2.6) được 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 2-7.a), bloc xilanh quay 2, các pittông 3, cán pittông 4, đĩa nghiêng 6 liên kết với các cán 4 theo kiểu bản lề.

Ổ 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 trục 5.

Lượng dầu được một pittông cấp sau 1 vòng quay của đĩa nghiêng 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, sau một vòng quay của bloc xilanh, thể tích dầu được cấp là:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} h z$$

Lưu lượng lý thuyết trung bình

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z n \quad (2.7)$$

trong đó:

n- số vòng quay trong một phút,

$h = D \sin \gamma$.

Khi đó

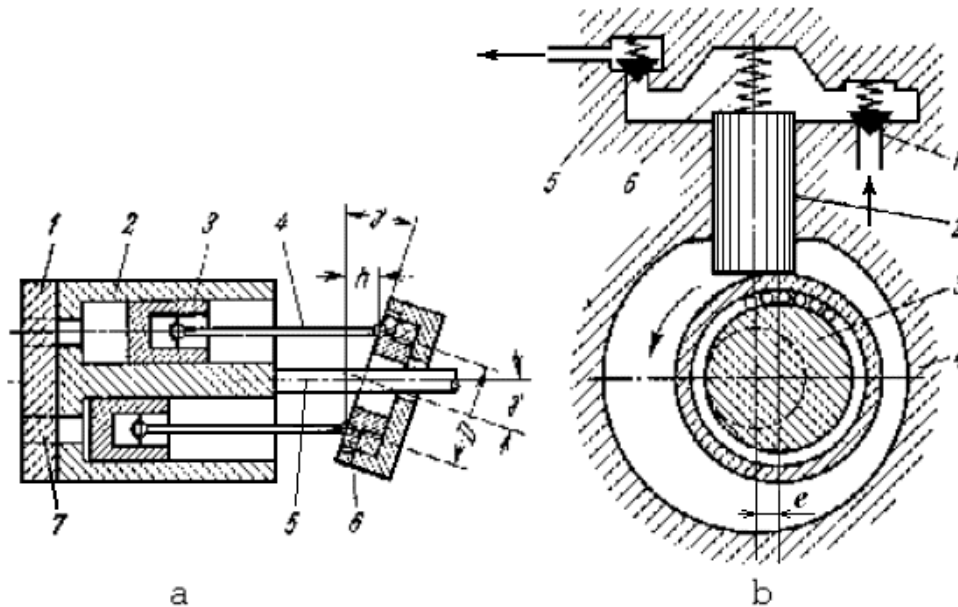
$$Q = \frac{\pi d^2}{4} z n D \sin \gamma \quad (2.8)$$

Các bơm kiểu chiều trục có 2 loại: dạng lưu lượng cố định và dạng lưu lượng thay đổi, hệ số hữu ích của chúng cao hơn so với bơm pittông kiểu hướng kính. Do rò rỉ ít hơn ở các cơ cấu phân phối, vì khi chất lỏng phân bố ở phía đầu mút thì khe hở giữa đĩa phân phối và bloc xilanh sẽ thường xuyên được tự động loại bỏ. Các bơm kiểu chiều trục được chế tạo với áp suất công tác là 20 - 35MPa.

Các bơm pittông kiểu van để bơm dầu, được chế tạo pittông bố trí theo kiểu hướng kính và kiểu một hàng. Nhờ có độ kín khít cao của bộ phận phối kiểu van, các bơm kiểu này được dùng trong trường hợp cần dầu áp suất cao trên 30MPa, 40MPa và cao hơn. Các bơm này được chế tạo dạng có công suất không đổi,

nhưng cũng có kết cấu bơm với công suất có thể điều chỉnh. Tốc độ quay trục lệch tâm thường là 1500v/ph.

Bơm có các kết cấu cơ bản khác nhau về độ lệch tâm của trục khuỷu - thanh truyền, có con trượt ở dạng pittông và bộ dẫn hướng ở dạng xilanh.



Hình 2-7. Sơ đồ bơm

Trên hình 2-7.b 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 đẩy pittông lên, khi đó chất lỏng được nén qua van đẩy 5 và đi ra.

Dưới tác dụng của lò xo 6 Pittông hạ xuống, đồng thời việc hút chất lỏng qua van 1 vào buồng chứa. Trục lệch tâm và các pittông được bố trí trong thân van 4.

Lưu lượng có ích của bơm là: (m³/ph)

$$Q_e = \eta_0 \frac{\pi d^2}{2} ezn \quad (2.8)$$

- trong đó:
- d - đường kính pittông (m),
 - e - độ lệch tâm (m),
 - n - số vòng quay của trục lệch tâm (v/ph),
 - η_0 - hệ số tổn hao thể tích, với áp suất 30MPa $\eta_0 = 0,9$.

Khe hở giữa xilanh và pittông có đường kính 20 - 30 mm thường dùng là 15 ÷ 30μm.

2.3. CÔNG SUẤT CỦA BƠM VÀ ĐỘNG CƠ CỦA MÁY ÉP THỦY LỰC

Công của máy ép được xác định trong thời gian t_c thực hiện hành trình công tác, khi biến dạng tạo hình kim loại. Giả thiết trong hệ thống dẫn động không có tổn hao năng lượng.

Ta đưa vào các kí hiệu sau:

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 bỏ qua các tổn hao trong hệ thống thủy lực, thì quan hệ giữa các công suất của bộ dẫn động bơm không có bình tích áp không có bánh đà trên trục dẫn động bơm, ở thời điểm bất kì của hành trình công tác tuân theo đẳng thức:

$$N_p = N_b = N_{dc} \quad (2.9)$$

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 thời điểm N_b đạt giá trị cực đại. Từ biểu thức (2.9) suy ra, công suất của bơm cũng có giá trị cực đại. Nghĩa là bơm phải được tính theo công suất cực đại của máy ép và được xác định bằng lực lớn nhất và tốc độ cho trước của chuyển động con trượt.

Vì thời gian hành trình công tác là nhỏ nhất khi sử dụng toàn bộ công suất của bơm, nên để nhận được t_c nhỏ nhất, bơm phải làm việc với công suất định mức trong suốt toàn bộ hành trình công tác:

$$KpQ = N_b \quad (2.10)$$

trong đó:

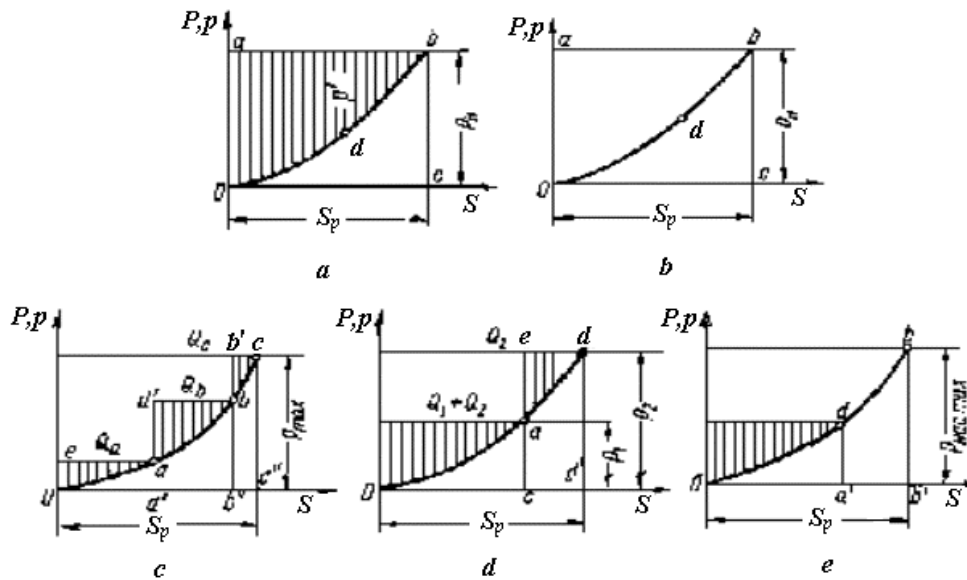
Q - lưu lượng của bơm,

p - áp suất của bơm tạo ra,

K - hệ số phụ thuộc vào thứ nguyên của Q , p và N .

Gọi bơm là lý tưởng, nếu đảm bảo được điều kiện (2.10) 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 biệt thời điểm bắt đầu hành trình công tác và đối với nhiều quá trình công nghệ không cần có áp suất cao mà chỉ cần năng suất cao.

Hình 2-8a biểu diễn đồ thị lực ép 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. Phần diện tích được gạch Oab tỷ lệ với công không được bơm sử dụng và đặc trưng cho việc sử dụng công suất của bơm.



Hình 2-8. Đồ thị lực ép

Trị số của tung độ p' đối với điểm a sẽ tương ứng với áp suất bơm không sử dụng tại thời điểm đó và tỷ lệ với phần công suất không sử dụng của bơm.

$$N' = p'Q, \quad Q = \text{const.}$$

Trường hợp bơm có kết cấu đơn giản nhất, bộ dẫn động của bơm không có bình tích áp thường chỉ sử dụng một phần nhỏ công suất định mức của máy.

Đồ thị lực dẫn động từ bơm lý tưởng được trình bày ở hình 2-8.b. 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 2-8.c 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:

$$p_a Q_a = p_b Q_b = p_c Q_c = N_b \quad (2.11)$$

Các điểm a, b, c của đồ thị lực là các điểm công suất không đổi.

$$p_c > p_b > p_a \quad \text{và} \quad Q_c < Q_b < Q_a$$

Phần công bơm không dùng được giảm đi, nên thời gian hành trình công tác, công suất của bơm và động cơ cũng có thể giảm, trong trường hợp dẫn động từ bơm lưu lượng không đổi.

Trên hình 2-8d trình bày đồ thị lực dẫn động máy ép một xilanh từ hai bơm có đặc tính khác nhau và một động cơ điện làm việc. Các bơm được chọn từ điều kiện:

$$P_1(Q_1 + Q_2) = p_2Q_2 = N_b \quad (2.12)$$

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 2-8.d) tương ứng công suất không đổi của bơm.

Trên hình 2-8.e trình bày đồ thị lực của máy ép một xilanh khi làm việc từ bơm công suất không đổi. Trong trường hợp này, 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 cân bằng nhờ lò xo và điều chỉnh lượng dịch chuyển của bloc di động nhờ cơ cấu cam. Đến điểm a', bơm làm việc với công suất không đổi nhưng không sử dụng toàn bộ công suất của chúng. Sau khi đi qua điểm a', công suất được giữ không đổi cho đến khi kết thúc hành trình công tác.

Việc đưa các thông số làm việc của bộ dẫn động gần hơn với các thông số 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 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 làm việc với các áp suất khác nhau và cả bằng cách sử dụng tổ hợp các phương pháp kể trên.

Để 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 các thông số của bộ dẫn động gần các thông số 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: $\frac{A_{cht}}{T_{cht}}$ (A_{cht} - công có ích của máy ép).

Khi không có bình tích áp, 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. Thông thường, thời gian dành cho các công đoạn phụ lại nhiều hơn thời gian của hành trình công tác của máy ép. Như vậy, bộ dẫn động 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 $10 \div 15\%$ công suất cực đại. Vì vậy, trong trường hợp các yếu tố công nghệ cho phép, thì hợp lý nhất là giảm một phần tốc độ của hành trình công tác hoặc tăng

tỷ số $\frac{t_p}{T_{cht}}$. 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 đẩy về và chuyển chế độ.

Các quá trình công nghệ riêng, thí dụ khi đột lỗ, sẽ yêu cầu tốc độ của hành trình công tác lúc cao, lúc thấp khác nhau, do các tính chất công nghệ của vật liệu phối quyết định. Trong trường hợp này, bằng cách ngắt một số bơm cùng động cơ, có thể đạt được công suất của bơm và động cơ điện tối ưu.

Khi chọn công suất của động cơ điện cho máy ép thủy lực, người ta thường phân biệt hai chế độ: 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 có thể chọn công suất định mức của động cơ điện bằng một nửa công suất của bơm.

Có thể giảm tiếp theo công suất của động cơ điện ở dẫn động không có bình áp bằng cách đặt một bánh đà trên trục nối giữa bơm và động cơ điện.

Ở cơ cấu dẫn động có bánh đà, việc thay đổi số vòng quay và sự nhả năng lượng của bánh đà phụ thuộc vào đặc tính cơ học của động cơ điện. Trong trường hợp này biểu thức (2.9) sẽ có dạng:

$$N_p = N_b \geq N_{dc} \quad (2.13)$$

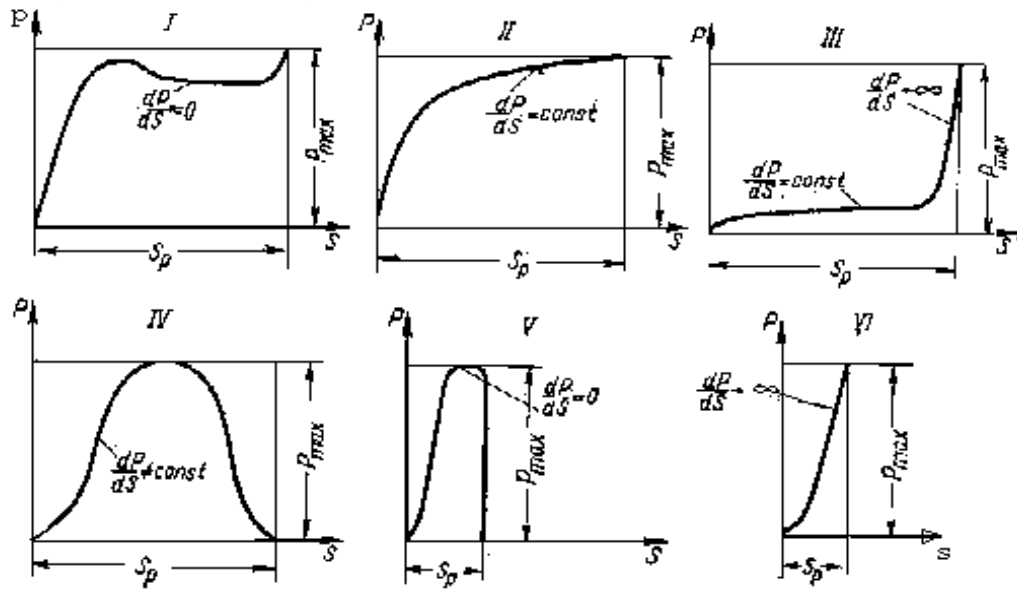
Yếu tố giới hạn ở đây là công suất của bơm - công suất động cơ có thể giảm 2 - 3 lần và phụ thuộc vào đặc tính tải $P = f(S)$ và tỷ số $\frac{t_p}{T_{cht}}$.

Trong một số trường hợp, việc sử dụng triệt để 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 và chuyển làm việc cho máy ép khác. Phương pháp trên sẽ giảm hoặc triệt tiêu toàn bộ sự làm việc không tải của bơm và vì vậy nó là phương pháp kinh tế.

Lựa chọn dẫn động bơm không có bình tích áp, có thể được xác định bằng 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).



Hình 2-9. Đồ thị đặc trưng của các lực công nghệ

Nhóm I (các quá trình ép chảy, vượt...) - 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 thị 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 khối 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 ($\frac{dP}{dS} \approx \text{const}$), ở đoạn sau lực tăng mạnh, nghĩa là $\frac{dP}{dS} \rightarrow \infty$; $\varphi = 10 \div 25\%$.

Nhóm IV (dập vượt sâu 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 chạt, đột...) - lực tăng đột đột 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, 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 theo độ biến dạng đàn hồi của máy ép: $\varphi = 40 \div 45\%$.

Các đồ thị tính toán lực cần biểu thị không những công biến dạng dẻo cho phôi, mà còn cả công biến dạng đàn hồi của 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 cho phép đưa ra các kết luận về việc sử dụng loại dẫn động loại này hoặc loại khác.

Thí dụ với các quá trình của nhóm III, máy ép có áp lực không lớn, nên không cần phải trang bị loại dẫn động kiểu bơm có bình tích áp. Hệ số thuỷ lực không đáng kể do mức độ điền đầy đồ thị lực nhỏ. Ở đây, không nên sử dụng 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 bộ dẫn động thuỷ lực không được sử dụng ở mức cần thiết. Vì vậy, nên sử dụng bộ dẫn động từ các bơm có đặc tính công tác khác nhau.

Xét tính toán các thông số hệ dẫn động thuỷ lực của máy ép một xi lanh dập nóng từ hai bơm có đặc tính khác nhau. Đồ thị tính toán máy ép dập nóng được trình bày trên hình 2-10. Theo đồ thị, nhận thấy quá trình ép được phân thành hai đoạn, vì vậy trong trường hợp này, chỉ cần sử dụng hai bơm có đặc tính khác nhau là hợp lí.

Sự chuyển đổi từ phân nằm ngang của đồ thị đến phân dốc được biểu thị tại 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:

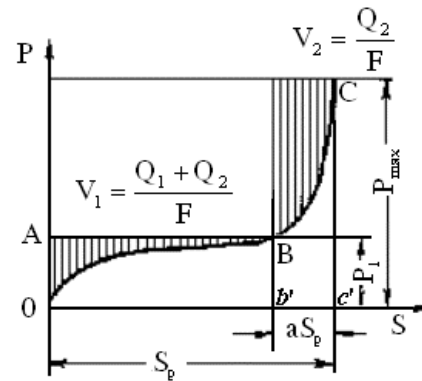
$$KQ_1p_1 + KQ_2p_2 = N_b \quad (2.14)$$

trong đó:

K- hệ số;

N_b - công suất của bơm lý tưởng:

$$N_b = kQ_2P_{max}$$



Hình 2-10. Đồ thị tính toán lực để dập nóng

Ký hiệu $p_1/p_{\max} = b$; ta có:

$$Q_2 = \frac{b}{1-b} Q_1 = \varepsilon Q_1$$

với $\varepsilon = \frac{b}{1-b}$.

Có thể dùng các tốc độ trung bình của hành trình công tác để xác định Q_2 . Gọi F là diện tích pittông công tác của máy ép, xác định tốc độ trung bình theo công thức:

$$v_{tb} = \frac{S_p}{t_p} \quad (2.15)$$

Chú ý : $t_p = t_1 + t_2$, từ hình 2.10 ta có:

$$t_1 = \frac{(1-a)S_p F b}{Q_2} \quad (2.16)$$

$$t_2 = \frac{aS_p F}{Q_2} \quad (2.17)$$

Thay thế các công thức (2.15) và (2.16) vào (2.14) ta nhận được:

$$v_{tb} = \frac{Q_2}{F[(1-a)b + a]} \quad (2.18)$$

Với $a = 1/4$ và $b = 1/4$ thì

$$v_{tb} \approx 2,3 v_2 \quad (2.19)$$

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:

$$N_{Q_2} = P_{dn} v_2 \quad (2.20)$$

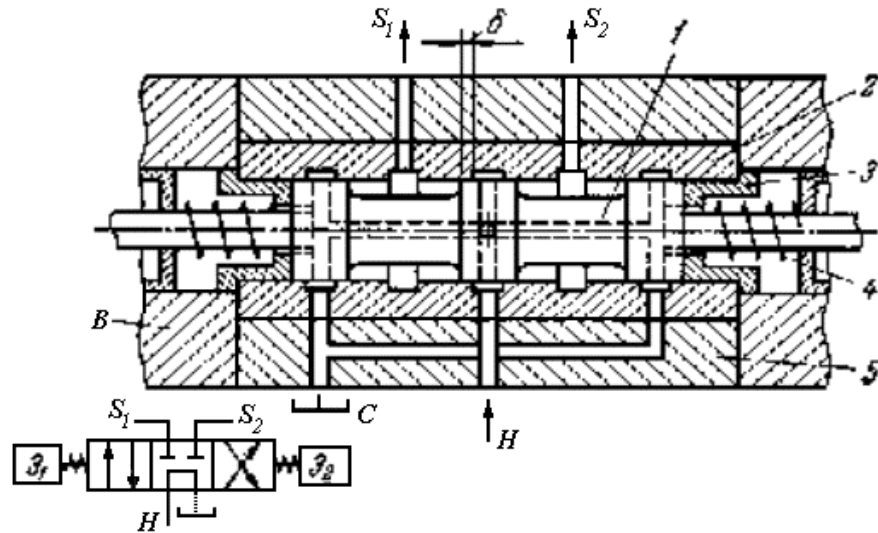
Để dập nóng, nếu xét phương trình (2.18) ta có:

$$N_{Q_2} = \frac{P_{dn} v_{tb}}{2,3} \quad (2.21)$$

2.4. CÁC LOẠI THIẾT BỊ THỦY LỰC 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 phân phối kiểu van trượt (hình 2-11). Khe hở giữa pittông và xilanh của van trượt thường vào khoảng $5 \div 30 \mu m$. Vỏ của bộ phận phân phối có kích thước tương đối lớn, nên bạc và van trượt được ghép căng.

Để tránh hiện tượng van trượt bị ép vào một phía, đường dẫn dầu vào van sử dụng kết cấu rãnh vòng. Trên bề mặt của xi lanh có làm các rãnh có bề rộng $0,5 \div 0,75$ mm và sâu $0,3 \div 0,5$ mm. Vì vậy, lực để làm dịch chuyển pittông sẽ không lớn và không vượt quá $10 \div 20$ N.



Hình 2-11. Bộ phân phối kiểu van trượt

Các lực không cân bằng theo chiều trục, gây ra do tác dụng phản lực của dòng dầu, thường được xét khi thiết kế các bộ phân phối kiểu van trượt.

Độ trùng δ (độ che) của vành giề pittông đối với rãnh trên xi lanh thường lấy khoảng $2 \div 3$ mm.

Kích thước các đường dẫn ở trong bộ phân phối, phụ thuộc vào khả năng thông qua và được tính toán với vận tốc cho phép của dòng dầu là $v = 3 \div 6$ m/s.

Diện tích tiết diện của đường dẫn (dm^2):

$$f = \frac{Q}{600v}$$

với Q - tính bằng lít/ph; v - m/s.

Độ kín tại các vị trí mối ghép giữa các chi tiết của bộ dẫn động thuỷ lực, như độ kín của các van kiểu van trượt, phụ thuộc vào khe hở, vận tốc, áp suất và tính chất vật lý của chất lỏng công tác (phụ thuộc chủ yếu vào độ nhớt).

Các bộ phân phối kiểu van trượt được chế tạo với áp suất làm việc tới 50 MPa (500 kG/cm^2) và lưu lượng từ $8 \div 3000$ lít/ph. Các bộ phân phối này thường không đảm bảo độ kín tuyệt đối, nhưng lượng rò rỉ qua nó thường không đáng kể và giảm nhiều khi giảm khe hở giữa pittông và xi lanh của van.

Pittông 1 được đặt đúng vị trí giữa nhờ 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 xi lanh được đóng kín. Khi pittông dịch chuyển sang trái, bơm cấp dầu vào đường S_2 , đường S_1 thông với đường xả. Còn khi pittông dịch chuyển sang phải, đường S_1 được nối thông với bơm, đường S_2 thông với đường xả.

Tuỳ theo số lượng các lỗ dẫn dầu tới và thoát dầu, các bộ phân 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 phân 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 phân 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 phân phối bốn đường dẫn, ba vị trí và mở ở giữa.

Theo kiểu điều khiển sự dịch chuyển của van trượt, các bộ phân phối có các loại: Điều khiển bằng tay, bằng cam, bằng thuỷ lực, bằng điện và bằng điện thuỷ lực.

Trên hình 2-11 ở phía dưới có trình bày sơ đồ bộ phân 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.

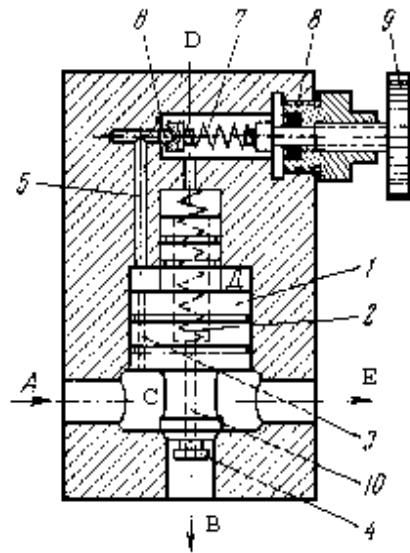
Pittông van trượt được chế tạo từ thép các bon cao (Y8A, Y10) hoặc thép thấm các bon (20X), được tôi và ram thấp đạt độ cứng HRC 58 - 62. Bề mặt ngoài của pittông van trượt được mài bóng, áo van thường được làm từ hợp kim đồng bronz, từ thép chất lượng cao và có thể từ thép thấm các bon. Mặt trong của 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 công nghệ rèn từ thép 45.

Các van trong các hệ thống thuỷ 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 xi lanh công tác và áp suất biến đổi.

Van an toàn có kết cấu đơn giản nhất là kết cấu kiểu van bi, nhưng kết cấu này không đảm bảo được áp suất không đổi, đặc biệt là khi lượng chất lỏng tiêu thụ lớn và ở áp suất cao, vì không có 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. Điều chỉnh hoặc đạt áp suất cho van bằng cách thay đổi lực ép của lò xo 7 qua nút vặn 9. Cán nút vặn 9 được bịt kín bằng đệm 8. Tiết diện lưu thông của van bi và lỗ 5 trong thân vỏ làm tăng tiết diện của lỗ 3 trong van 1. Lò xo 2 ép van 1 vào đế van. Khi đạt áp suất đặt trước, van 1 sẽ bị 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 nhờ đó dầu được đưa về thùng chứa. Sau khi áp suất ở khoang C giảm xuống, lò xo 2 sẽ đẩy van 1 trở về để đóng lại và giảm lượng dầu về thùng chứa. Van sẽ đóng chậm do pittông có lỗ thông nhỏ. Nếu áp suất tăng lên thì quá trình lại được lặp lại.



Hình 2-12. Van an toàn

Ở đầu dưới của van 1 có chi tiết 4 có chức năng làm triệt tiêu năng lượng của tia dầu phun qua khe dạng côn của van khi mở.

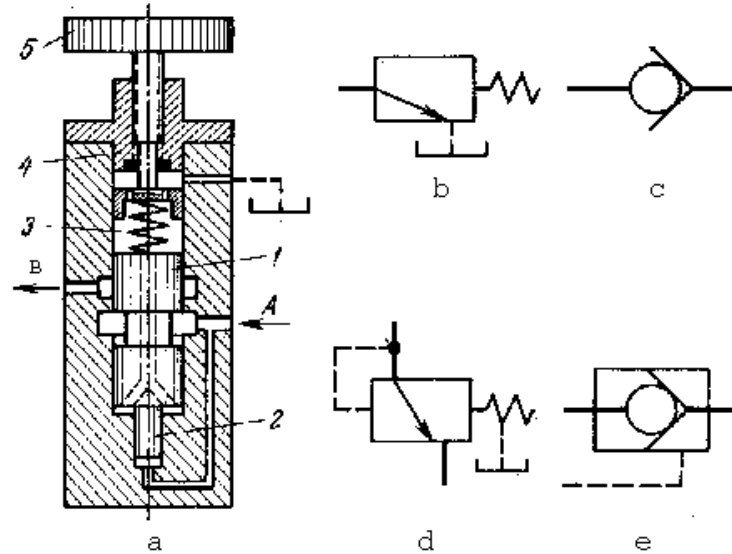
Các van kể trên có các loại khác nhau:

- Van an toàn hoặc van tràn.

- 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 D với đường xả, qua bộ phân phối dạng van trượt được điều khiển bằng cam hoặc nam châm điện.

- Van thứ tự tác dụng: đảm bảo thứ tự hoạt động của hai xi lanh N⁰¹ và N⁰². Trong trường hợp này, khoang A được thông với bơm, khoang B nối thông với xi lanh N⁰¹, còn khoang C thông với xi lanh N⁰². 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 xi lanh N⁰¹ đạt mức đã định, van 1 được nâng lên và dầu được đưa tới xi lanh N⁰².

- Van có tác dụng thay đổi liên tục áp suất của hệ thống: sử dụng trong máy ép nắn. Trong trường hợp này, ở khoang D có đường thoát dầu tới bộ phận tiết lưu để làm thay đổi lượng dầu qua lỗ tiết lưu 3. Khoang ở sau bộ phận tiết lưu được nối thông với thùng chứa.







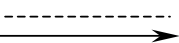


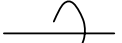



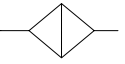


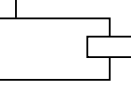
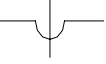
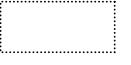

Hình 2-13. Kết cấu và ký hiệu van

Trên hình 2-13.a 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, pittông 2 sẽ nâng lõi van trượt 1 lên và chất lỏng từ hệ thống sẽ quay về thùng chứa. Khi lõi van trượt hạ xuống, 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 xi lanh N⁰2. Sau khi đạt áp suất đã định ở hệ thống thì chất lỏng sẽ đi tới xi lanh N⁰2.

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 rơ le áp suất. Trong rơ le áp suất, chi tiết làm việc (pittông) sẽ ép lò xo và làm đóng mạch điện của công tác.

Các kí hiệu trong 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 cát nhau không có mối nối	
Bố trí thiết bị thủy lực		Xi lanh kiểu pittông	

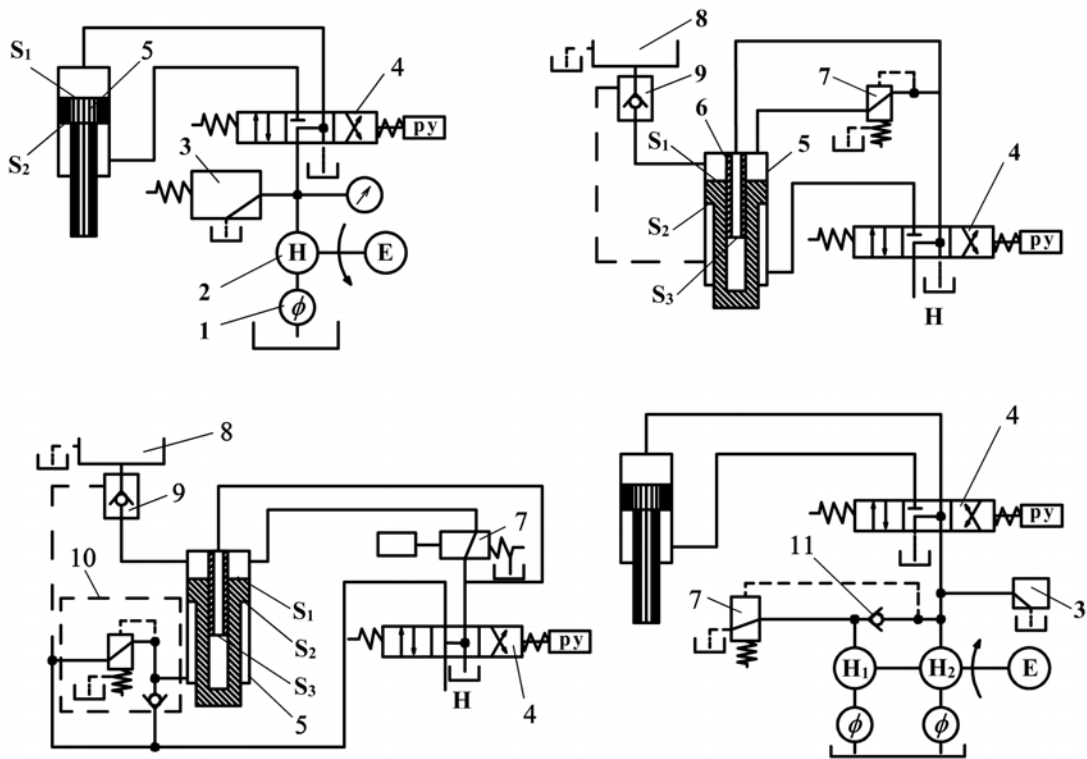
Ký hiệu của các thiết bị khác trên sơ đồ nguyên lí của hệ thống thủy lực, được trình bày ở bảng 2-1.

2.5. BỐ TRÍ CÁC THIẾT BỊ THỦY LỰC CỦA MÁY ÉP DẪN ĐỘNG BẰNG BƠM DẦU

Các thiết bị thủy lực dùng dẫn động kiểu bơm dầu được sản xuất theo đơn đặt hàng. Trong hệ thống thủy lực của máy ép, 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 phù hợp 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 đồng đều trong các xi lanh cho đến khi bắt đầu hành trình đẩy về; triệt tải cho bơm trong thời gian ngừng nghỉ; có khả năng điều chỉnh áp suất v.v...

Tất cả những yêu cầu trên không phải bắt buộc đối với tất cả các máy ép thuỷ lực, mà nó phụ thuộc vào chức năng của máy.

Hình 2-14.a biểu diễn sơ đồ dẫn động máy ép từ bơm lưu lượng không đổi, không có hành trình không tải tốc độ cao. Hệ thống dẫn động bao gồm: bầu lọc 1, bơm 2 ($Q = \text{const}$) và van an toàn 3. Bộ phân phối kiểu van trượt 4 điều khiển bằng tay, cho phép đưa lượng dầu được bơm cấp tới các khoang S_1 và S_2 của xi lanh pittông 5.



Hình 2-14. Sơ đồ dẫn động kiểu bơm của máy ép

Tốc độ của hành trình không tải bằng tốc độ hành trình công tác. Tốc độ hành trình đẩy về của pittông lớn hơn nhiều so với tốc độ của hành trình công tác, vì $S_1 > S_2$. Lượng dầu đưa tới khoang S_1 trong thời gian hành trình đẩy về sẽ lớn hơn lượng dầu do bơm cấp. Cần xét đến yếu tố 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 dẫn động không cho phép thực hiện hành trình không tải tốc độ cao, chúng được dùng ở máy ép có lực ép tới 0,1 - 0,15 MN (10 - 15 tấn) hoặc ở máy ép có hành trình không tải nhỏ.

Tiết diện lưu thông của các ống trên ống tăng áp được lấy theo tốc độ cho phép của dòng dầu là $3 \div 6$ m/s. Đối với đường ống hút và đường ống xả thì tốc độ cho phép của dòng dầu là $0,75 \div 1,5$ m/s.

Sơ đồ dẫn động máy ép từ bơm có công suất không đổi, với hành trình không tải nhanh được trình bày ở hình 2-14.b. Ở đây xi lanh 5 có thêm pittông nhỏ 6 để dùng cho hành trình không tải.

Diện tích khoang S_3 nhỏ hơn một ít so với khoang 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 đẩy về thì dầu từ khoang S_3 trở về khoang chứa qua bộ phận 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 đi lấy, nên phần dầu thừa sẽ được chảy về khoang chứa của bơm. Thường pittông 6 được thay bằng hai xi lanh 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 tương đối lớn và khung máy ép có kiểu đứng, thì người ta sử dụng xi lanh pittông bình thường.

Trong thời gian hành trình không tải, cần đảm bảo cấp dầu đủ cho xi lanh, người ta lắp van cấp ngay trực tiếp đến xi lanh 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 ($p = 0,4$ MPa). Van cấp được tính toán với tốc độ lưu thông của dòng dầu không quá 1,5 m/s.

Tăng khối lượng của các phần chuyển động sẽ tăng tốc độ của hành trình không tải làm cản trở việc điền đầy chất lỏng công tác cho xi lanh. Vì vậy, người ta đưa thêm van hãm 10 vào hệ thống (hình 2-14.b), tạo thành tổ hợp của van một chiều và van an toàn. Van an toàn ở đây được điều chỉnh sao cho dầu không đi qua khi áp suất của dầu do khối lượng của các phần chuyển động và áp suất của dầu trong thùng 8 tạo ra. Như vậy, có thể giữ dậm ngang ở bất kỳ vị trí nào, nếu sử dụng bộ phận phối 4 có mở ở giữa.

Đề 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, cần phải giữ tốc độ công tác đến trước thời điểm ép kim loại.

Trong hệ thống (hình 2-14.c), van 7 dùng để điều chỉnh thứ tự chuyển động, được điều khiển không phải bằng áp suất, mà bằng cơ cấu cam. Cam K được gắn trên dầm ngang di động. Khoảng S_1 được nối với nguồn từ bơm. Khi cam tiếp xúc với van 7 thì tốc độ của dầm di động giảm xuống. Trước thời điểm này thì khoảng S_1 được cấp dầu qua van 9 từ thùng 8.

Để sử dụng một cách tốt hơn công suất của động cơ điện, người ta dùng 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 2-14.d). Khi sức cản chuyển động của xã ngang 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 nhờ bơm H_1 tạo ra, van 7 vẫn mở. Dầu do bơm H_2 cấp sẽ quay lại thùng khi áp suất dư bằng 0. Nếu áp suất trong hệ thống giảm xuống dưới giá trị đã đặt ở van, lưu lượng của bơm H_2 được kết hợp với lưu của bơm H_1 . Bộ phân phối 4 được mở ở giữa. Bố trí van an toàn 3, để tránh quá tải cho hệ thống.

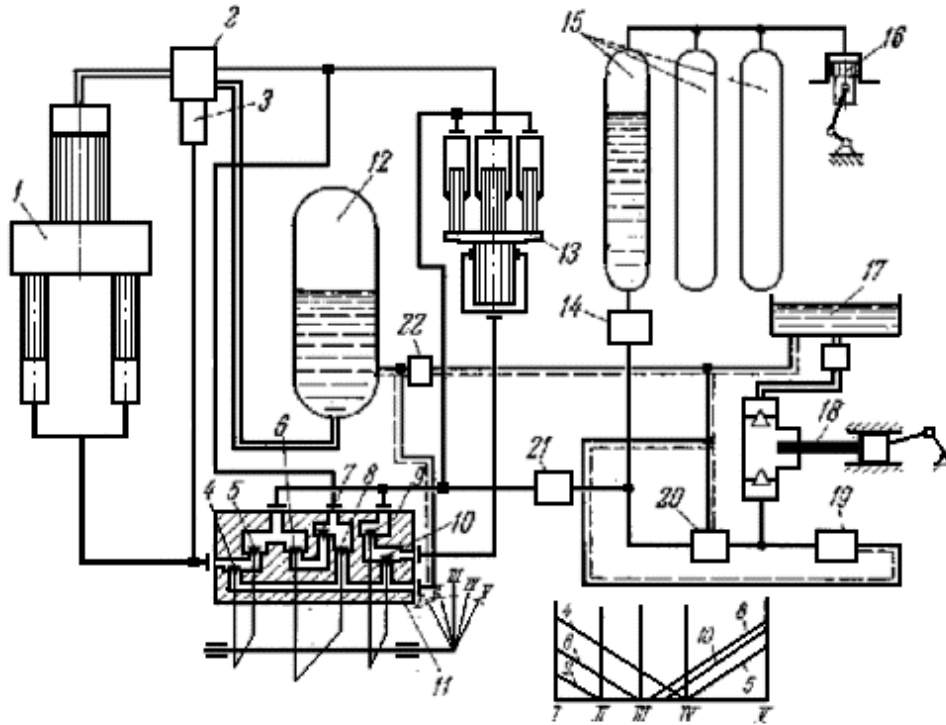
Có thể dùng bơm áp suất cao lưu lượng không đổi và thay đổi. Trong trường hợp bơm có lưu lượng thay đổi, thì trong thời gian dài có thể tạo lực lớn giới hạn mà dầu không bị nóng. Đôi khi khả năng này được thực hiện ở bơm có lưu lượng rất nhỏ không đổi.

Chương 3

MÁY ÉP THỦY LỰC DẪN ĐỘNG KIỂU BƠM CÓ BÌNH TÍCH ÁP

3.1. THÀNH PHẦN CỦA MÁY VÀ CÔNG DỤNG

Máy ép sử dụng dẫn động từ trạm bơm có bình tích áp được trình bày ở hình 3-1.



Hình 3-1. Máy ép thủy lực có dẫn động từ trạm bơm có bình tích áp

Khi đóng bộ tăng áp, van một chiều 7 trong bộ phân phối sẽ ngắt xi lanh công tác với bình tích áp 15. Bộ tăng áp trung gian 13 có nhiệm vụ điều tiết áp suất của chất lỏng công tác cấp cho máy ép. Bình tích áp 15 gồm có bình thủy lực và bình khí. Van mức tối thiểu 14 được bố trí để định mức áp suất chất lỏng trong bình thủy lực của bộ tích áp không được giảm quá mức. Bình tích áp không 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. Máy nén khí áp suất cao 16 dùng để cấp khí nén cho các bình khí

của bình tích áp, được tính toán thiết kế đủ công suất đủ, để trong thời gian làm việc của máy ép, 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 trở về. Bơm 18 áp suất cao dùng để nạp cho bình tích áp, thường người ta sử dụng kiểu bơm trục khuỷu ba pittông. Van giảm tải 20 của bơm có nhiệm vụ chuyển bơm sang làm việc ở chế độ không tải khi bình tích áp đã đầy.

Trên hình 3-1 ở góc dưới bên phải có biểu đồ mở các van. Bảng 3-1 liệt kê vị trí các van phân phối ở các giai đoạn khác nhau phù hợp với biểu đồ trên.

Bảng 3.1

Vị trí các van của bộ phân phối

Giai đoạn	Các van						
	4	5	6	7	8	9	10
I	M	Đ	M	Đ	Đ	M	Đ
II	M	Đ	M	MTĐ	Đ	Đ	Đ
III	M	Đ	Đ	Đ	Đ	Đ	Đ
IV	Đ	Đ	Đ	Đ	M	Đ	M
V	Đ	M	Đ	Đ	M	Đ	M

Chú thích: M - mở; Đ - đóng ; MTĐ - mở tự động

Hệ thống hoạt động theo các giai đoạn sau: 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 dầm ngang; V - hành trình đẩy về.

3.2. PHÂN LOẠI VÀ KẾT CẤU BÌNH TÍCH ÁP

Bình tích áp của các máy ép thủy lực có hai loại chính: loại bình tích áp tải trọng và bình khí thủy lực (dùng hơi).

Theo kiểu của cơ cấu phân phối giữa không khí và chất lỏng thì 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 tải trọng

Bình tích áp tải trọng có kết cấu dạng ống dài, tác dụng như một xi lanh, trong ống có pittông được gắn thêm một khối tải trọng làm bằng gang, để tạo áp lực nén cho chất lỏng.

Trọng lượng khối tải trọng được tính như sau G:

$$G = a.f.p$$

trong đó:

a - hệ số tính toán xét đến ảnh hưởng của ma sát do sự bịt kín của pittông, thường dùng $a = 1,1$;

f - diện tích tiết diện ngang của pittông;

p - áp suất chất lỏng yêu cầu.

Để bảo đảm an toàn của cơ cấu và khả năng làm việc theo đúng yêu cầu của bình tích áp, người ta sử dụng các dạng cơ cấu:

- Cơ cấu chống trào chất lỏng được bơm đến của bình tích áp tải trọng. Cơ cấu gồm tổ hợp các van khử hồi và van giảm tải của bơm, bơm này dẫn động nhờ cơ khí từ khối tải trọng của bình tích áp và kết nối giữa mạch từ của bơm với thùng chứa của bơm.

- Cơ cấu hiệu chỉnh an toàn khi vỡ ống bao gồm khoang chứa van bi, được nén bằng trọng lực của khối tải vào lỗ nối ống dẫn với bình tích áp. Khi ống dẫn đến máy bị vỡ, dưới áp suất của nước van bi đảo chiều sang vị trí khác và đóng kín lỗ dẫn chất lỏng đến máy ép.

- Cơ cấu để nén từ từ khối tải lên bệ đỡ, là một van tiết lưu được lắp trên đường ống dẫn đến máy. Khi khối tải trọng của bình tải hạ xuống cỡ không chế chiều cao, đặt ngay trên khối tải qua hệ thống tay gạt nâng các van tiết lưu, van làm điều tiết lưu lượng nước chảy ra từ bình tích áp và nhờ đó làm giảm phí tổn của chất lỏng.

Sự làm việc của bình tải kéo theo các lực va đập trong hệ thống thủy lực do chuyển động năng của khối tải thành năng lượng của áp suất chất lỏng.

Ưu điểm của bình tải trọng là bảo đảm ổn định áp suất được tạo khi quá trình giảm tải của bình khác nhau. Nhược điểm của bình tải trọng là có chiều cao lớn, cần móng lớn và khối tải nặng, có lực va đập thủy lực trong hệ thống và khó tăng dung tích công tác bình tích áp.

Ngày nay, bình tích áp tải trọng được sử dụng khi cần bảo đảm tiêu hao chất lỏng không lớn và áp suất chất lỏng công tác không đổi, không phụ thuộc vào loại bình tích áp.

3.2.2. Bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông

Bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông (hình 3-2) gồm pittông 1, xi lanh khí 2, xi lanh 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 có áp suất 0,6 - 0,7 MPa, khí nén được lấy từ hệ thống khí nén chung của nhà máy.

Thể tích khí của bộ tích áp V_B , gồm thể tích các bình khí, thể tích các đường ống dẫn khí và thể tích phân khoang nằm trên pittông khi pittông nằm ở vị trí trên cùng, được tính toán khi biết thể tích V_P (V_P - thể tích công tác của bình tích áp, nghĩa là thể tích chất lỏng đẩy ra khỏi xi lanh 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 $m = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\max}}$ 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:

$$SF = V_p \frac{F}{f} = V_p K$$

trong đó: $K = \frac{F}{f}$

Trạng thái của khí được biểu diễn bằng phương trình:

$$p_{\max} V_B^n = p_{\min} (V_B + V_P K)^n \quad (3.1)$$

trong đó: p_{\max}, p_{\min} - áp suất không khí ở trên pittông khi pittông ở vị trí trên cùng và dưới cùng.

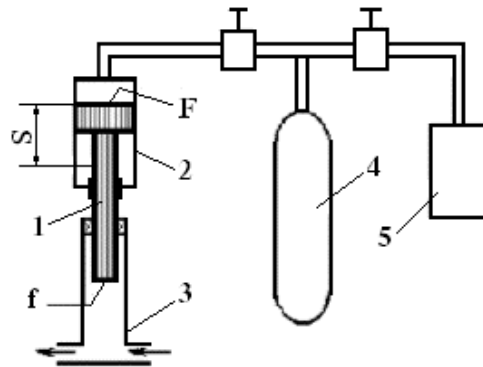
n - chỉ số đa biến với áp suất 20 MPa và bằng 1,29 đến 1,30.

$$p_{\max} = \frac{1}{1 - m} p_{\min} \quad (3.2)$$

Thay p_{\max} từ biểu thức (3.2) vào (3.1) ta nhận được

$$p_{\min} \left(\frac{1}{1 - m} V_B^n \right) = p_{\min} (V_B + V_P K)^n \quad (3.3)$$

Kết quả ta được công thức tính V_B như sau:



Hình 3-2. Bình tích áp khí - Thủy lực kiểu pittông

$$V_B = \frac{V_P K}{\frac{1}{\sqrt[n]{1-m}} - 1} = \frac{V_P K \sqrt[n]{1-m}}{1 - \sqrt[n]{1-m}} \quad (3.4)$$

Nếu $n = 1$, $m = 0,1$ và $K = 10$, ta có $V_B = 100 V_P$.

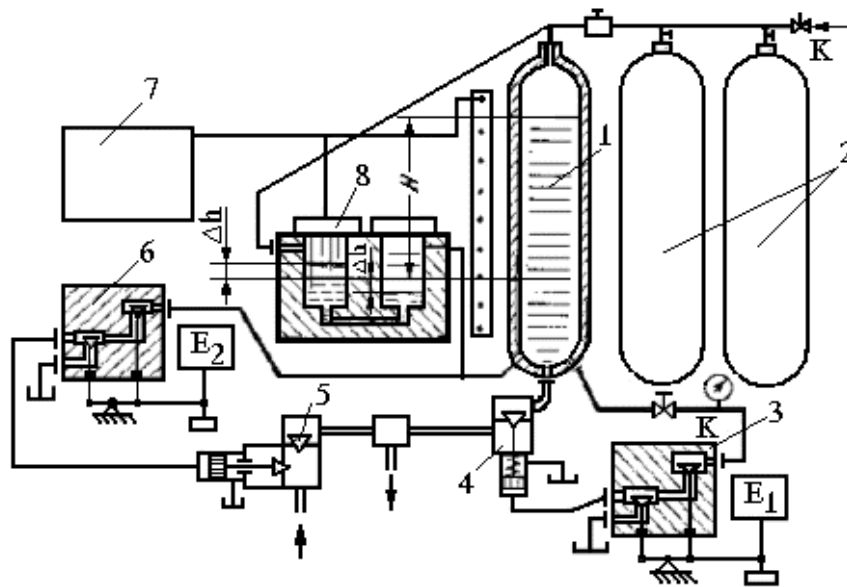
Các bình tích áp kiểu pittông có kết cấu tương đối phức tạp, kích thước lớn và thường được sử dụng chất lỏng là nhũ tương và dầu khoáng. Ưu điểm của kết cấu đó là chất lỏng công tác có khả năng tạo áp suất lớn, tới $60 \div 100$ MPa.

Bình tích áp kiểu pittông không nên sử dụng khi thể tích công tác tương đối nhỏ và áp suất chất lỏng cao.

3.2.3. 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 các bình khí nén được nối với nhau. Hệ số k trong công thức (3.4) với bình tích áp không có pittông có giá trị bằng 1 và thể tích V_B được tính bằng:

$$V_B = 9 \cdot V_P \quad (3.5)$$



Hình 3-3. Sơ đồ thủy lực điều khiển bình tích áp khí thủy lực kiểu không có pittông. 1. bình thủy lực; 2. bình khí; 3. bộ phân phối điều khiển van mức tối thiểu; 4. van mức tối thiểu; 5. van giảm tải; 6. bộ phân phối điều khiển van giảm tải; 7. tủ thiết bị điện; 8. bộ điều chỉnh thủy ngân

Trên hình 3.3 trình bày sơ đồ bộ điều khiển bình tích áp khí thủy lực kiểu không có pittông. Bên trong bộ điều khiển 8, chứa một lượng thủy ngân. Khi mức

chất lỏng trong bình 1 tăng lên, thủy ngân sẽ lần lượt đóng các tiếp điểm platin ở nửa bên trái của bộ điều khiển 8. Các nam châm điện E_1 và E_2 dùng để đóng các tiếp điểm. Khi chất lỏng trong bình thủy lực 1 đạt mức trên thì nam châm điện E_2 đóng và bộ phân 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 phân phối 3 sẽ thực hiện việc đóng van mức thấp 4.

Hoạt động của bộ điều khiển 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:

$$(H + \Delta h)\gamma = 2 \Delta h\gamma_p + (H - \Delta h)\gamma_B \quad (3.6)$$

trong đó:

H- chiều cao mức chất lỏng công tác ở bình thủy lực;

Δh - lượng dịch chuyển của thủy ngân trong bộ điều khiển;

γ - 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 khiển kiểu thủy ngân người ta còn sử dụng các bộ điều khiển có cảm biến kiểu cảm ứng từ kiểu 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 30 MPa.

Các ưu điểm của các bình tích áp kiểu không có pittông là thể tích công tác lớn của chất lỏng rất lớn và giảm nguy cơ xuất hiện va đập thủy lực - do 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 các máy cần có thể tích công tác của nước lớn và áp suất ≤ 32 MPa.

Khi sử dụng dầu khoáng làm chất lỏng công tác, dầu thường bị oxy hoá do oxy của không khí và sẽ bị mất các tính chất của dầu 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, phổ biến dùng khí 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 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.

$$V_p = \frac{\left(S_{p_{\max}} \sum_i F_P + s \sum F_B \right)}{0,7} \quad (3.7)$$

trong đó:

$S_{p_{\max}}$ - hành trình công tác cực đại của máy nén khí;

$\sum F_P$ - diện tích mặt đầu của các pittông công tác;

s - hành trình của dầm ngang;

$\sum F_B$ - diện tích mặt đầu của các pittông trở về;

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 được tính như sau:

$$V_p = \frac{\left(S'_{p_{\max}} \sum_i F_P + S_M F_M + s \sum F_B \right)}{0,7} \quad (3.8)$$

trong đó:

$S'_{p_{\max}}$ - hành trình công tác cực đại lên 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.

Phương pháp tính V_p nêu trên được sử dụng rộng rãi cho các máy ép tốc độ cao, trong 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 t_p gần bằng T_{cht} thì khi tính thể tích công tác cần phải tính đến lưu lượng Q_H của bơm:

$$V_p = \frac{V_H}{0,7} - Q_H(t_p + t_o) \quad (3.9)$$

trong đó:

V_H - là lượng tiêu thụ nước áp suất cao của máy ép trong thời gian một chu trình;

t_o - thời gian hành trình đẩy về.

Lưu lượng của bơm Q_H (l/ph) được xác định theo công thức:

$$Q_H = \frac{V_H \cdot 60}{\eta_0 t_{cht}} \tag{3.10}$$

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);

Bảng 3-2

Tốc độ của pittông máy ép, khi ép chảy các ống bằng đồng thau 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 đẩy về	Hành trình công tác	Hành trình không tải và khử hồi
25	80	200	300	130	350
15	100	250	400	180	400
6	120	350	500	-	-

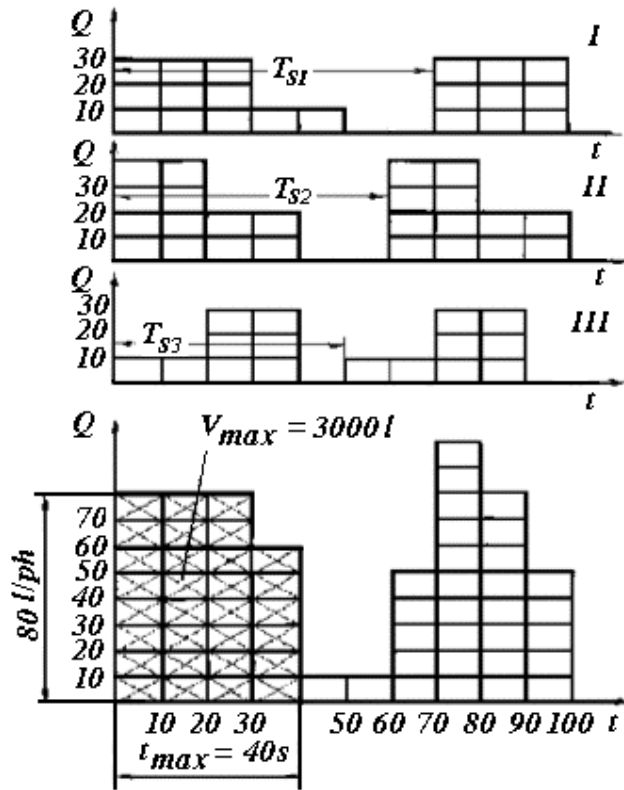
Có thể tính toán thể tích công tác của bình tích áp dùng chung cho một nhóm các máy ép, theo phương pháp của P.S.Istomin, dựa trên cơ sở các số liệu về tốc độ chuyển động của pittông máy ép khi ở các hành trình công tác, không tải và khử hồi, về chiều dài của phôi được gia công và công suất của bơm. Thí dụ, các số liệu về tốc độ chuyển động của pittông máy ép, khi ép chảy các ống bằng bronz và latông được liệt kê trong bảng 3-2. Với mỗi loại máy ép, khi biết tốc độ yêu cầu, kích thước của pittông và phôi, ta xác định thời gian chu trình là 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, trên trục hoành là trục thời gian, còn trục tung là trục lưu lượng Q (hình 3-4).

Thể tích công tác của bình tích áp cần phải có trị số sao cho lượng tiêu thụ nước cực đại của nước trong khoảng thời gian tính toán, thì mức nước trong thể tích này không bị giảm quá mức cho phép. Với giả thiết, lượng nước đạt được lượng tiêu thụ lớn nhất khi 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.



Hình 3-4. Các đồ thị lượng tiêu thụ nước áp suất cao

Lưu lượng cần thiết của các bơm có thể được xác định như sau. Nếu với máy ép 1, lượng tiêu thụ nước áp suất cao cho 1 chu trình T_{cht1} là V_1 và nếu có n_1 máy ép, thì lưu lượng cần thiết của các bơm là.

$$Q_1 = \frac{V_1 n_1 \cdot 60}{t_{cht1}} \quad (\text{lít/phút}) \quad (3.11)$$

Tương tự, ta tính được lưu lượng của các bơm để cho các máy ép khác:

- Tổng lưu lượng của các bơm: $Q = \sum Q_i$.
- Thể tích công tác của bình tích áp:

$$V_p = V_{max} - Q t_{max} \quad (3.12)$$

Nên để sao cho việc nạp thể tích công tác của bình tích áp được thực hiện trong thời gian không hơn 20 - 30 giây và không vượt quá 90 - 120 giây. Điều này cho ta khả năng ngắt các bơm nếu như các aptomat không làm việc.

Sử dụng lý thuyết xác suất trong tính toán thể tích công tác của bình tích áp đối với một nhóm các máy ép. Phương pháp này 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, thể tích V_p nhận được sẽ tăng lên, vì 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 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 thiết tổng quát ta 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:

$$P_1 = \frac{t_1}{T_1}$$

Theo định lý về tích xác suất, ta có xác suất lấy nước đồng thời của tất cả các máy ép:

$$P = P_1 \cdot P_2 \dots P_m \quad (3.13)$$

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 ở bất kỳ thời điểm nào có K máy ép cùng lấy nước:

$$P_M^K = P^K \quad (3.14)$$

Xác suất để ở bất kỳ thời điểm nào có K máy ép trong số M cùng lấy nước, còn $(M - K)$ máy không lấy nước là:

$$\frac{T-t}{T} = 1-P; P^K(1-P)^{M-K}$$

Đối với bài toán ở đây thì 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:

$$P_M^K = P^K(1-P)^{M-K} \quad (3.15)$$

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:

$$V_P = \eta_{\partial} V_{\max} \quad (3.16)$$

trong đó:

η_{∂} - hệ số sử dụng đồng thời hoặc trùng nhau (cho biết khoảng bao nhiêu máy ép ta cần dự kiến khi tính toán);

V_{\max} - thể tích nước áp suất cao được 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 (420 phút):

$$P_M^K = 420P^K (1-P)^{M-K} \quad (3.17)$$

trong đó: P - thời gian hoạt động tương đối trung bình của mỗi máy ép:

$$P = \frac{t_p + t_0}{T}$$

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

$$P = \frac{\sum t_p + \sum t_0}{\sum T} = 0,15$$

Xác định hệ số trùng nhau. Công thức để tính toán và kết quả của nó được đưa trong bảng 3.3.

Trong trường hợp đã cho thì tích bình tích áp được tính cho 4 máy ép.

$$\eta_{\partial} = \frac{4}{6} = 0,67$$

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.

Trong trường hợp đã cho thì thể tích bình tích áp được tính cho 4 máy ép, do thời gian làm việc đồng thời của 5 máy là 0,164 phút, thực tế sẽ không thể gây ra sự gián đoạn hoạt động của xưởng. Vì vậy $\eta = 4/6 = 0,67$.

Thể tích phân hình trụ của bình thủy lực của bình tích áp kiểu không có pittông của thể tích công tác là V_p , thể tích an toàn phía dưới là $V_{H.a.o}$ và thể tích dự trữ ở trên là $V_{B.P.O}$.

Thể tích dự trữ trên (lít) được xác định từ điều kiện làm việc của van giảm tải của bơm:

$$V_{BPO} = v_n F t_{pa3\Gamma} = \frac{Q_H}{60} t_{pa3\Gamma} \quad (3.18)$$

trong đó:

v_n - vận tốc tăng mức chất lỏng trong bình tích áp (dm/s);

F - diện tích tiết diện chất lỏng trong bình (dm²),

T_{pa3r} - thời gian làm việc của van giảm tải của bơm, thường lấy bằng 3-5 giây;

Q_H - lưu lượng của bơm (lít/ph);

Bảng 3-3

Xác định số máy ép cho phép

Số lượng các máy ép làm việc đồng thời	$C_M^K P^K (1-P)^{M-K}$	τ_M^K , Phút
0	$C_6^0 P^0 (1-P)^6 = 0,37715$	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

Cần có thể tích an toàn dưới để không xảy ra hết kiệt chất lỏng ở trong bình tích áp và gây ra sự lọt khí áp suất cao vào hệ thống của máy ép.

Việc xác định thể tích này được tiến hành từ điều kiện làm việc của van mức tối thiểu.

$$V_{H.a.o} = v_0 F t_M \tag{3.19}$$

trong đó:

v₀ - vận tốc giảm mức chất lỏng trong bình tích áp, theo các số liệu thí nghiệm không được vượt quá 2,5 m/s.

t_M - thời gian đóng van mức tối thiểu, lấy bằng 3-5 giây.

Thùng chứa của bơm (hình 3.5) cần có kích thước đủ để tiếp nhận chất lỏng chứa trong các xi lanh công tác và xi lanh đẩy về (V₁ + V₂), chứa trong bình tích áp (V₃) và thùng nạp (V₄).

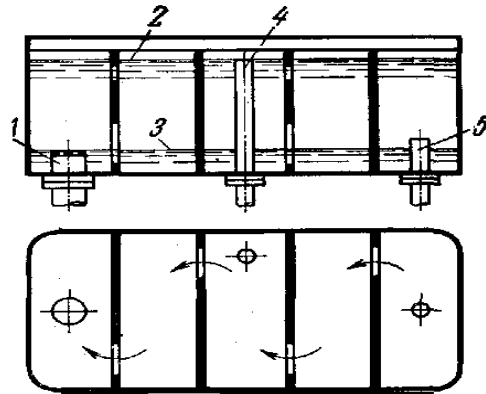
Thể tích thùng chứa của bơm:

$$V_{Hao} = 1,5 (V_1 + V_2 + V_3 + V_4) \tag{3.20}$$

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 theo kết cấu khung nhà chứa trạm bơm - bình tích áp 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 (hình 3-5), 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 zíc zắc và sẽ đảm bảo khả năng loại bỏ lượng không khí hoà tan, cùng các cặn bẩn lẫn trong chất lỏng.



Hình 3-5. Thùng chứa của bơm

3.4. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC MÁY ÉP DẪN ĐỘNG BẰNG BƠM CÓ BÌNH TÍCH ÁP

Hành trình công tác của dầm ngang có ý nghĩa lớn trong việc quyết định tính thích hợp về mặt công nghệ của máy ép.

Hoạt động của máy ép thủy lực trong thời gian hành trình công tác được thấy rõ trên hình 3-6a.

Hệ số cản quy dẫn của đường ống xi lanh công tác được xác định từ công thức:

$$\zeta_p = F_p^2 \left(\sum_{i=1}^n \lambda \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{F_i^2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{1}{F_i^2} \right) \quad (3.21)$$

trong đó:

F_p - diện tích của pittông công tác;

λ - hệ số tổn thất ma sát 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 ngang đoạn đường ống;

I - số thứ tự của đoạn đường ống hoặc là sức cản cục bộ;

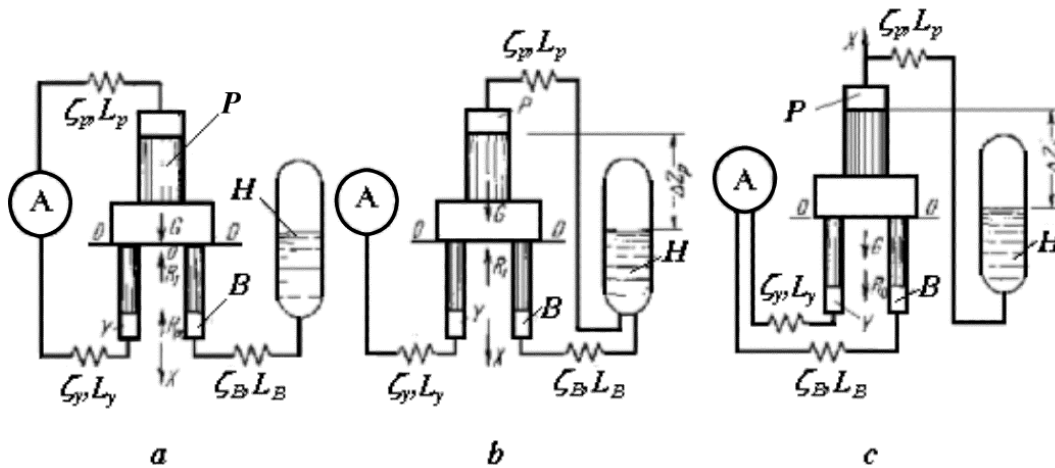
n - là số đoạn đường ống hoặc vị trí cục bộ;

ζ_i - hệ số sức cản cục bộ.

Chiều dài quy dẫn đường ống của xi lanh công tác được xác định từ biểu thức:

$$L_p = \sum_{i=1}^n \frac{F_p}{F_i} l_i$$

Tương tự, ta có thể tìm các hệ số cản quy dẫn ζ_B , ζ_y và chiều dài đường ống L_B , L_y của xi lanh trở về và xi lanh cân bằng.



Hình 3-6. Hoạt động của máy ép theo thời gian

a- hành trình công tác; b- hành trình không tải; c- hành trình đẩy về; P- xi lanh công tác; B- xi lanh khử hồi; H - thùng nạp; A - bình tích áp

Trên các phần chuyển động của máy ép trong hành trình công tác có các lực tác dụng sau đây: khối lượng G, áp lực nước lên pittông công tác $p_p F_p$, lực ma sát R_1 trong các đệm kín của xi lanh và phân dẫn hướng của dầm 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 đẩy về ($p_B F_B$).

Góc tọa độ tương ứng với điểm bắt đầu hành trình công tác (điểm O), chiều dương của trục Ox ta chọn theo chiều chuyển động của dầm ngang máy ép. Chấp nhận các giả thiết: các van điều khiển được mở với tiết diện không đổi, chất lỏng 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, giá trị tốc độ cột áp và vị trí cột áp là vô cùng nhỏ.

Sử dụng các ký hiệu đã có, ta viết phương trình chuyển động dầm ngang máy ép như sau:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = p_p F_p + G - R_1 - R(x) - p_y F_y - p_B F_B \quad (3.22)$$

Để xác định áp suất của chất lỏng trong xi lanh tương ứng, sử dụng phương trình Bernoulli đối với chuyển động không ổn định. Với đường dẫn của xi lanh 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:

$$p_p = p_a - \zeta_p \gamma \frac{v_n^2}{2g} - \frac{\gamma L_p}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.23)$$

trong đó: P_a - áp suất trong bình tích áp.

Tương tự, như phương trình (3.23), ta viết phương trình cho chuyển động của chất lỏng ở các xi lanh khứ hồi và xi lanh cân bằng:

$$p_B = p_H + \zeta_B \gamma \frac{v_n^2}{2g} + \frac{\gamma L_B}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.24)$$

$$p_y = p_a + \zeta_y \gamma \frac{v_n^2}{2g} + \frac{\gamma L_y}{g} \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.25)$$

Thay các phương trình (3.23) ÷ (3.25) vào phương trình (3.22) và sau khi chia cả hai vế cho $F_p \gamma$. Ta nhận được:

$$\begin{aligned} & \frac{p_a}{\gamma} - \zeta_p \frac{v_n^2}{2g} - \frac{L_p}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{G}{F_p \gamma} - \frac{R_1}{F_p \gamma} - \frac{K}{F_p \gamma} x - \frac{R_0}{F_p \gamma} - \\ & - \frac{p_a}{\gamma} \frac{F_y}{F_p} - \zeta_y \frac{F_y}{F_p} \frac{v_n^2}{2g} - \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_p} \frac{d^2x}{dt^2} - \frac{p_H}{\gamma} \frac{F_B}{F_p} - \\ & - \zeta_B \frac{F_B}{F_p} \frac{v_n^2}{2g} - \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_p} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{m}{F_p \gamma} \frac{d^2x}{dt^2} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Để làm đơn giản cho các tính toán tiếp theo ở biểu thức cuối cùng, ta dùng các ký hiệu sau:

$$M = \frac{m}{F_p \gamma} + \frac{L_p}{g} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{g} \frac{F_y}{F_b} + \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_p} \quad (3.27)$$

$$\zeta_n = \zeta_p + \zeta_y \frac{F_y}{F_p} + \zeta_B \frac{F_B}{F_p} \quad (3.27')$$

$$\Delta p = p_a + \frac{G}{F_p} - \frac{P_a F_y}{F_p} - \frac{p_H F_B}{F_p} - \frac{R_1}{F_p} - \frac{R_0}{F_p} \quad (3.28)$$

Hệ số của x trong biểu thức (3.26), ký hiệu là:

$$C = \frac{K}{F_p \gamma}$$

Thay vào biểu thức (3.26) các giá trị M, ζ_n , Δp và C nhận được:

$$M \frac{dv_n}{dt} + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} + Cx - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.29)$$

trong đó:

M - đặc trưng cho quán tính của hệ thống;

ζ_n - hệ số tổn hao ma sát khi chất lỏng chuyển động;

Δp - áp suất để tạo tốc cho dầm ngang.

Khi trở lực biến dạng của phôi là không đổi, thì phương trình chuyển động của dầm (3.29) có thể viết là:

$$M \frac{dv_n}{dt} + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.30)$$

Thực tế là trở lực biến dạng không đổi trên phần lớn độ dài của hành trình công tác của các quá trình kiểu ép, chuốt, đột ...

Nếu như chuyển động pittông máy ép với trở lực biến dạng không đổi của phôi là chuyển động ổn định thì $\frac{dv_n}{dt} = 0$ và vận tốc chuyển động là:

$$U = \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma} \frac{2g}{\zeta_n}} \quad (3.31)$$

Thay giá trị Δp từ biểu thức (3.31) vào công thức (3.30) nhận được:

$$M \frac{dv_n}{dt} + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} - \zeta_n \frac{u^2}{2g} = 0 \quad (3.32)$$

Sau khi biến đổi và lấy tích phân biểu thức (58) ta có:

$$t = \frac{M2g}{\zeta} \cdot \frac{1}{2u} \cdot \ln \frac{u + v_n}{u - v_n} + C \quad (3.33)$$

trong đó: $C = 0$; vì khi $t = 0$ thì $V_n = 0$.

Ký hiệu:

$$\tau = \frac{Mg}{\zeta_n u} \quad (3.34)$$

Và thay τ vào biểu thức (3.33) nhận được :

$$v_n = u \frac{e^{\frac{t}{\tau}} - 1}{e^{\frac{t}{\tau}} + 1} \quad (3.36)$$

Thực tế, người ta chấp nhận tốc độ v_n đạt được trị số ổn định khi $t = 4\tau$. Thời gian t_1 tương ứng với $v_n = 0,96 u$, thường trị số t_1 của các máy ép thủy lực rất nhỏ (nhỏ hơn 0,1 thậm chí cả khi lực tăng đột ngột từ 0 tới 0,5 P_H).

Công thức (3.31) của chuyển động ổn định có thể sử dụng để tính toán tốc độ của máy ép trong hành trình công tác.

Xét sự thay đổi của u phụ thuộc vào các trở lực biến dạng khác nhau của phôi.

Ký hiệu:

$$\Delta p_0 = p_a + \frac{G}{F_p} - \frac{p_a F_y}{F_p} - \frac{p_n F_B}{F_p} - \frac{R_1}{F_p} \quad (3.37)$$

$$\text{Nếu } \frac{R_0}{F_p} = 0 \text{ thì } u_0 = \sqrt{\frac{\Delta P_0}{\gamma} \cdot \frac{2g}{\zeta_n}} = u_{\max}$$

$$\text{Nếu } \frac{R_0}{F_p} = 0,5 \cdot \Delta p_0 \text{ thì } u_{0,5} = \sqrt{\frac{\Delta P_0}{\gamma} \cdot \frac{2g}{\zeta_n}} = 0,7 u_{\max}$$

$$\text{Nếu } \frac{R_0}{F_p} = 0,75 \cdot \Delta p_0 \text{ thì } u_{0,75} = \sqrt{\frac{\Delta P_0}{4\gamma} \cdot \frac{2g}{\zeta_n}} = 0,5 u_{\max}$$

Trong trường hợp, khi $\frac{R_0}{F_p} = \Delta p_0$, có nghĩa là với các điều kiện gần điều

kiện định mức, thì tốc độ dầm ngang máy ép bằng 0.

Ta xác định tỷ lệ giữa u và p_p (p_p - áp suất trong xi lanh công tác, tương ứng 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:

$$N = u p_p F_p = u (p_a - Ku^2) F_p$$

$$\frac{dN}{du} = (p_a - 3Ku^2) F_p = 0$$

Như vậy: $Ku^2 = Pa/3$

$$p_p = p_a - Ku^2 = \frac{2}{3} p_a \quad (3.38)$$

Máy ép có thể đạt công suất cực đại, khi lực máy phải thắng gần bằng trở lực biến dạng của phôi, bằng 2/3 lực ép danh nghĩa 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 3-6.b. Chiều dương của trục x là chiều hướng xuống dưới. Điểm 0 là điểm đầu tính toán, là vị trí bắt đầu của dầm ngang khi hành trình không tải. Trên phần chuyển động của máy ép có các lực sau đây tác dụng: trọng lượng G của phần chuyển động, áp suất nước trong xi lanh công tác ($p_p F_p$), áp suất trong xi lanh khử hồi ($p_B F_B$), trong xi lanh cân bằng ($p_y F_y$) và các lực ma sát.

$$R_1 = R_H + R_{ms}$$

trong đó:

R_H - lực cản ma sát ở phần dẫn hướng của dầm ngang chuyển động khi hành trình không tải;

R_{ms} : lực cản ma sát ở phần đệm kín của xi lanh

$$R_{ms} = \frac{K P_i}{D_i}$$

trong đó:

K - 0,1 đối với đệm vòng tự làm kín, $K \approx 0,6 \div 0,7$ đối với đệm tự bung;

P_i - lực của pittông tạo ra (dN);

D_i - đường kính pittông (cm).

Phương trình chuyển động của dầm ngang có dạng:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p F_p + G - p_B F_B - p_y F_y - R_1 \quad (3.39)$$

Để có thể sử dụng được phương trình Becnuli với chuyển động không ổn định ở đường ống dẫn từ thùng nạp đến xi lanh công tác, lấy một mặt cắt trên bề mặt chất lỏng ở thùng nạp, còn mặt cắt kia ở trên pittông công tác:

$$p_p = p_H - \zeta_p \gamma \frac{v_n^2}{2g} - \frac{L_p}{g} \gamma \frac{d^2 x}{dt^2} - \Delta z_p \gamma \quad (3.40)$$

trong đó: p_H - áp suất ở thùng nạp.

Bỏ qua cột áp do tốc độ tạo ra, tương tự như trên nhận được:

$$p_B = p_H + \zeta_B \gamma \frac{v_n^2}{2g} + \frac{L_B}{g} \gamma \frac{d^2x}{dt^2} + \Delta z_B \gamma \quad (3.41)$$

$$p_y = p_a + \zeta_y \gamma \frac{v_n^2}{2g} + \frac{L_y}{g} \gamma \frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.42)$$

Thay các biểu thức (3.39) - (3.41) vào (3.38) chia cả hai vế cho γF_p và ký hiệu:

$$M = \frac{m}{F_p \gamma} + \frac{L_p}{g} + \frac{L_B}{g} \frac{F_B}{F_p} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_p}$$

$$\zeta_n = \zeta_p + \zeta_B \frac{F_B}{F_p} + \zeta_y \frac{F_y}{F_p}$$

$$\Delta p = p_H + \frac{G}{F_p} - p_H \frac{F_B}{F_p} - p_a \frac{F_y}{F_p} - \Delta z_B \gamma \frac{F_B}{F_p} - \frac{R_1}{F_p}$$

$$\Delta p = \text{const}$$

ta được:

$$M \frac{dv_n}{dt} + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.43)$$

Phương trình (3.42) cho hành trình không tải, về mặt cấu trúc trùng với phương trình cho hành trình công tác khi sức cản của phôi 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 tốc tốc t_1 không vượt quá 0,01s. Vì thời gian tăng tốc nhỏ, nên khi tính toán tốc độ của hành trình không tải có thể sử dụng công thức (3.31).

Tốc độ u có thể tăng bằng cách tăng áp suất ở thùng nạp, tăng khối lượng các phần chuyển động của máy ép, giảm lực cản trên đường dẫn thùng nạp - xi lanh công tác.

Có thể giảm tốc độ u bằng cách tăng lực cản ở đường dẫn xi lanh đẩy về và bằng cách sử dụng các xi lanh cân bằng.

Để máy ép hoạt động bình thường, khi tính toán hành trình không tải cần chú ý tới đặc tính thay đổi áp suất ở xi lanh công tác. Áp suất chất lỏng giảm đến 0 dẫn đến sự gián đoạn dòng chất lỏng và gây sự hút khí ở ngoài môi trường vào xi lanh.

Điều kiện để không bị gián đoạn dòng chất lỏng:

$$p_p \geq 0 \quad (3.44)$$

trong đó: p_p - áp suất dư trong xi lanh 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 (3.31). Có thể ngăn sự gián đoạn của dòng chảy bằng cách đặt thùng nạp trung gian ở gần máy ép hoặc thùng nạp chính gần máy ép, bằng cách tăng đường kính các xi lanh cân bằng, tăng áp suất ở thùng nạp, tăng tiết diện của đường ống nạp nhờ đặt bộ van tiết lưu một chiều trên tuyến của các xi lanh đẩy về.

3.4.2. Hành trình đẩy về của máy ép

Khi dầm ngang đẩy về, nước từ trong xi lanh công tác trở lại thùng nạp qua van xả của bộ phận phối và qua van nạp của xi lanh công tác. Lượng nước đi qua van xả của bộ phận phối nước, thường chiếm khoảng ít hơn 7% tổng hợp nước được đẩy ra khỏi xi lanh công tác. Vì vậy, điều kiện tính toán là nước được đẩy ra chỉ qua van nạp. Sơ đồ tính toán máy ép thuỷ lực đối với hành trình đẩy về được trình bày trên hình 3-6.c. Chiều dương của trục x ta lấy là chiều hướng trên.

Trên các phần chuyển động của máy ép khi hành trình đẩy về có các lực tác dụng sau đây: lực cản có ích R_0 , trọng lượng G , áp suất nước lên xi lanh 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 xi lanh 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:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_B F_B + p_y F_y - p_p F_p - G - R_0 - R_{ms} \quad (3.46)$$

Khi hành trình đẩy về, 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 xi lanh khử hồi và cân bằng. Sử dụng phương trình Becnuli đối với chuyển 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:

$$M = \frac{m}{F_p \gamma} + \frac{L_p}{g} + \frac{L_B}{g} \cdot \frac{F_B}{F_p} + \frac{L_y}{g} \frac{F_y}{F_p}$$

$$\zeta_\pi = \zeta_P + \zeta_B \frac{F_B}{F_p} + \zeta_y \frac{F_y}{F_B}$$

$$\Delta p = p_a \frac{F_B}{F_p} + p_a \frac{F_y}{F_p} - p_H + \Delta z_p \gamma - \frac{G + R_0 + R_{ms}}{F_p}$$

$\Delta p = \text{const}$ và qua một vài phép biến đổi ta nhận được phương trình

$$M \frac{dv_n}{dt} + \zeta_n \frac{v_n^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} = 0 \quad (3.47)$$

Nếu khi chuyển động là ổn định ($\frac{dv_n}{dt} = 0$) khi đó tốc độ chuyển động của dầm ngang được biểu thị bằng phương trình (3.31).

Bởi vì, các quá trình của dầm ngang xảy ra rất nhanh, cho nên để xác định tốc độ của dầm ngang ở hành trình đầy về có thể sử dụng công thức (3.31). Tốc độ u có thể tăng bằng cách tăng áp suất trong bình tích áp, tăng diện tích của các xilanh đẩy về 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. Để tạo áp suất lên chất lỏng, thường người ta sử dụng hệ thống khí nén của nhà máy, áp suất $0,6 \div 0,8$ MPa. Van nạp nối xilanh công tác với thùng nạp.

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 $V_\sigma = (2-2,25)V_p$.

Giả sử, áp suất không khí trong thùng nạp khi tiêu thụ chất lỏng được thay đổi theo quy luật đẳng nhiệt:

$$pV_B = \text{const}$$

trong đó:

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 lấy $p_{\min} = 0,75 p_{\max}$.

Sự thay đổi trạng thái không khí được biểu diễn bằng công thức:

$$p_{\min}(V_B + V_p) = p_{\max} V_B \quad (3.48)$$

Từ đó, thu được: $V_B = 3V_p$.

Thể tích toàn bộ V_H của thùng nạp

$$V_H = (2 \div 2,5)V_p + 3V_p = (5 \div 5,5)V_p \quad (3.49)$$

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.

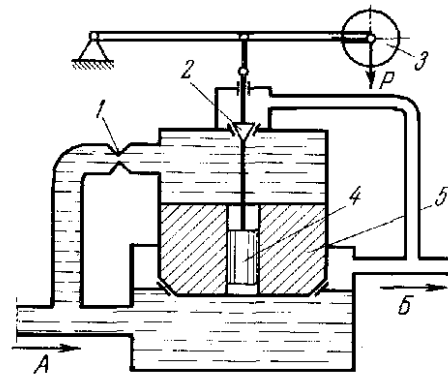
Độ dày của thành được tính theo các thông số như tính chiều dày nổi hơi.

Để khử va đập khi đầu búa chạm phôi, trên đường nạp trước máy ép, người ta lắp bộ bù va đập thủy lực, có thùng nạp được lắp van bảo hiểm lò xo, ống 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 vị trí nối với máy ép, người ta đặt van chặn một chiều trên đường ống nạp, dùng để ngắt thùng nạp ra khỏi máy ép và nếu cần thiết sẽ chuyển nước từ xilanh công tác về thùng nạp.

Để đưa lượng nước thừa về thùng bơm, ở thùng nạp có van thoát dầu được điều chỉnh ở áp suất nhỏ hơn 0,2MPa so với áp suất mà van an toàn của thùng nạp sẽ làm việc.

Sơ đồ của van thoát dầu được trình bày ở hình 3-7. Chất lỏng từ thùng nạp theo đường ống A đến khoang ở dưới van 5 và lỗ tiết lưu 1 - vào khoang trên van 5. Vật nặng 3 sẽ giữ áp suất đã định thông qua van 2 có kích thước nhỏ,



Hình 3-7. Van thoát dầu

được nối với pittông 4. Khi áp suất vượt qua mức chênh áp 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, 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.

Sơ đồ nguyên lý của van được trình bày trên hình 2-1. Van gồm có van nạp 2 và dẫn động thủy lực 3 để nâng van. Dẫn động được nối với đường của xilanh đẩy về. Để hỗ trợ 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_{xx} 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

$$f = \frac{F \cdot v_{x.x}}{v_{H.K}} \quad (3.50)$$

trong đó:

F - diện tích của pittông công tác,

$v_{x.x}$ - thường khoảng 300 ÷ 400mm/s,

$v_{H.K}$ - không quá 6-7 m/s.

Vì vậy, ở giai đoạn thiết kế ban đầu thường người ta lấy:

$$f = 0,05F \quad (3.51)$$

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.

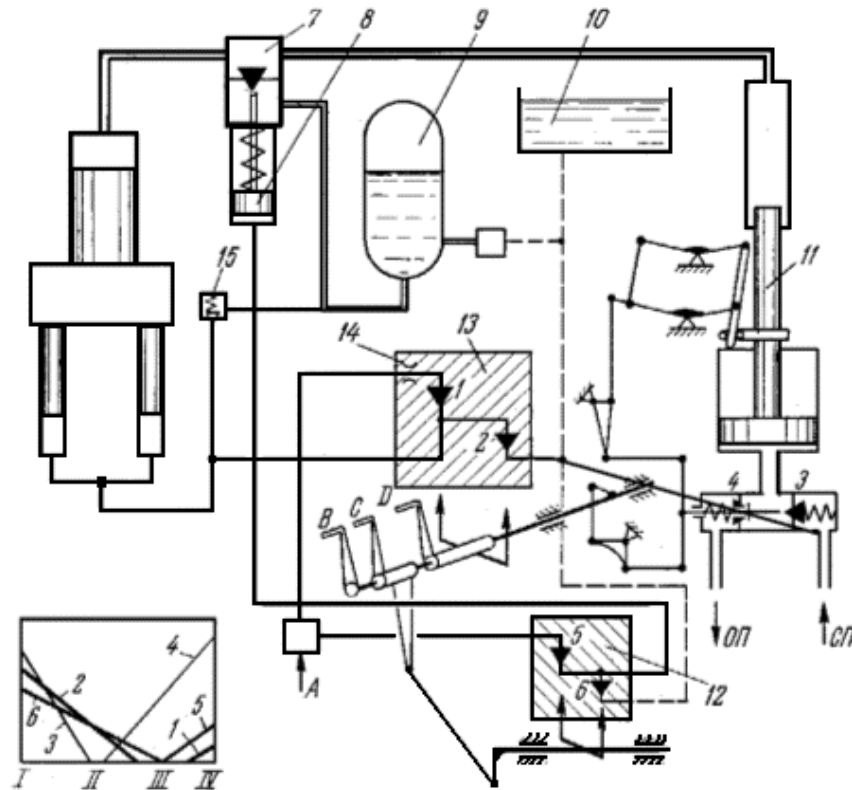
Chương 4

MÁY ÉP THỦY LỰC DẪN ĐỘNG TĂNG ÁP VÀ HIỆU SUẤT CỦA HỆ THỐNG THỦY LỰC MÁY ÉP

4.1. CÁC LOẠI THIẾT BỊ MÁY ÉP THỦY LỰC

Trong các máy ép thủy lực dẫn động có tăng áp, bộ phận tạo chất lỏng áp suất cao gọi là bộ tăng áp.

Các bộ tăng áp có thể chia làm hai loại chính: loại khí - thủy lực và loại cơ khí. Sơ đồ máy ép thủy lực có bộ tăng áp thủy lực được trình bày ở hình 4-1. Kiểu máy này có hiệu suất rất thấp ($\approx 2\%$), nên ít được sử dụng, hiện nay đã ngừng sản xuất loại máy này.



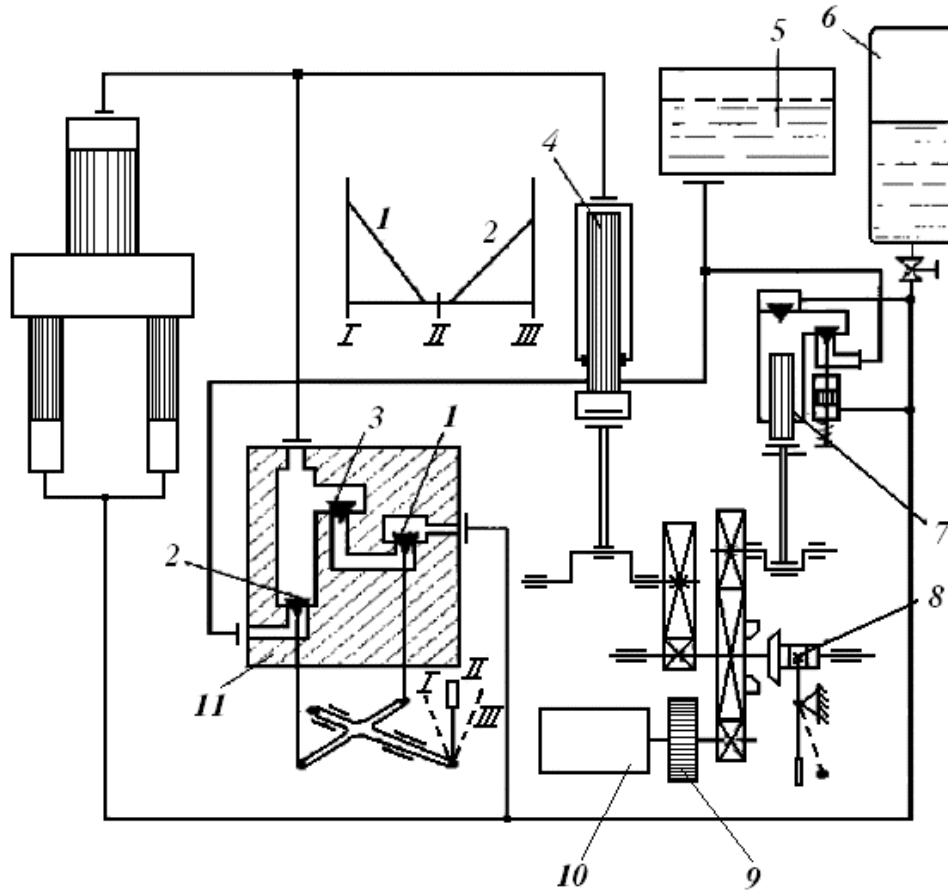
Hình 4-1. Máy ép hơi - thủy lực

1-6. van; 7. van tràn; 8. van con trượt; 9. thùng chứa; 10. thùng bơm; 11. bộ tăng áp hơi thủy lực; 12. bộ điều khiển chứa van phân phối; 13. hộp phân phối

Trong các cụm tăng áp khí, dẫn động máy ép rèn thuỷ lực tăng áp có trực khuỷu được sử dụng rộng rãi nhất - đó là tăng áp một xi lanh tác động trực tiếp không có van. Thể tích chất lỏng được pittông của nó đẩy ra sau một hành trình đúng bằng thể tích chất lỏng áp suất cao máy ép yêu cầu ở một hành trình.

Số lượng hành trình công tác của máy ép bằng số vòng quay của trực khuỷu bộ tăng áp và bằng $30 + 120v/ph$ (phụ thuộc vào lực ép danh nghĩa của máy ép). Người ta chế tạo máy ép có bộ tăng áp trực khuỷu với lực ép tới 15 MN.

Trên hình 4.2 trình bày sơ đồ điều khiển máy ép có dẫn động từ bộ tăng áp trực khuỷu.



Hình 4-2. Sơ đồ điều khiển máy ép có bộ tăng áp kiểu trực khuỷu
1 ÷ 3. các van của bộ phân phối; 4. bộ tăng áp kiểu trực khuỷu; 5. thùng bơm; 6. bình tích áp không có pittông (thường tính cho áp suất $6 \div 7MPa$); 7. bơm kiểu pittông - trực 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

Áp suất chất lỏng do bộ tăng áp có thể tạo ra thường vào khoảng $40 \div 50 \text{ MN/m}^2$ ($400 - 500 \text{ kG/cm}^2$).

Khi xà di động dịch chuyển xuống dưới, nước được dẫn từ bình tích áp qua van 1 đến xi lanh công tác (tay quay ở vị trí I). Các xi lanh đẩy về được nối thường xuyên với bình tích áp. Lực không đổi của các xi lanh hồi sẽ được triệt tiêu bằng lực ép của xi lanh công tác khi hành trình xuống dưới, lực ép này sẽ được đặt sao cho lớn hơn một ít so với lực ép danh nghĩa. Sự dịch chuyển đầu trượt lên trên được thực hiện bằng việc xả nước từ xi lanh công tác về thùng bơm (vị trí II của tay quay), khi đó van 2 mở. Nước từ bình tích áp để dịch chuyển xà di động thường không được dẫn đến khi bộ tăng áp làm việc trong thời gian đầu trượt ép vào kim loại. Khi ở vị trí II của tay quay thì van một chiều 3 của bộ phận phối 11 không cho phép chuyển nước áp suất cao từ xi lanh công tác về bình tích áp.

Bơm 7 sẽ nạp cho bình tích áp, việc đóng bơm sẽ 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):

$$N = \frac{P_{en}}{60\eta}$$

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 lác (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 cho phép động cơ điện quá tải. Các vật liệu sử dụng để chế tạo các chi tiết của bộ tăng áp kiểu trục khuỷu và phương pháp tính toán cũng 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 dùng để thực hiện các nguyên công vuốt và 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 cung cấp cho xi lanh máy ép chất lỏng áp suất cao hơn so với chất lỏng từ bình tích áp hoặc từ bơm. Các bộ tăng áp này có hai loại chính: hoạt động không liên tục và hoạt động liên tục. Sơ đồ bộ tăng áp hoạt động không liên tục được chỉ ra trên hình 4-3.a.

Nếu các xi lanh đẩy về là loại được điều khiển, thì hệ số tăng áp là:

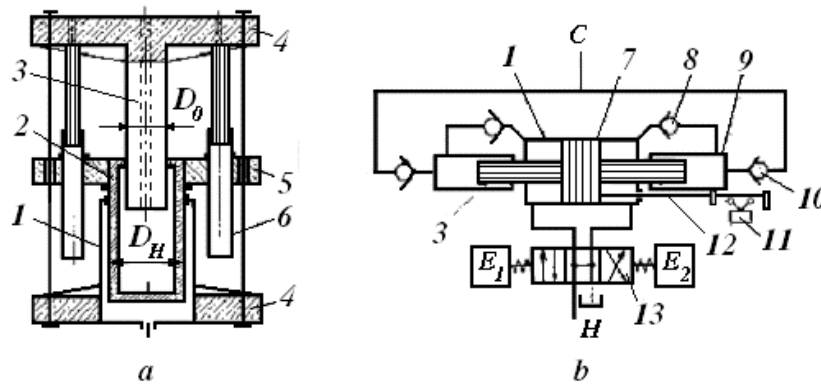
$$K = \eta_M D_H^2 / D_B^2$$

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.



Hình 4-3. Các bộ tăng áp thủy lực

1. xi lanh áp suất thấp; 2. pittông áp suất thấp kết hợp làm xi lanh áp suất cao; 3. pittông áp suất cao; 4. xà ngang cố định; 5. xà ngang di động; 6. các xi lanh đẩy về; 7. pittông có pittông áp suất cao; 8. van hút; 9. xi lanh 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.

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 và tính đến biến dạng đàn hồi của hệ thống máy ép:

$$V = \eta_0 \frac{\pi D_B^2}{4} H_M$$

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.

Do nhược điểm của bộ tăng 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 ở 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 4-3b. 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 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 MN/m² (400-600 kG/cm²).

Các bộ phận tăng áp hoạt động liên tục cho phép sử dụng các bơm áp suất cao đơn giản và rẻ, tăng hiệu quả sử dụng động cơ điện, giảm thời gian hành trình không tải và hành trình công tác.

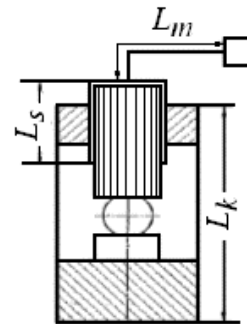
4.3. BIẾN DẠNG ĐÀN HỒI TRONG HỆ THỐNG MÁY ÉP THỦY LỰC

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 lớn hơn so với công có ích của máy ép. Cần xác định thể tích chất lỏng, trị số của hành trình của pittông và năng lượng tích tụ (làm biến dạng các chi tiết kim loại và chất lỏng).

Trên hình 4-4 trình bày sơ đồ tính toán của máy ép. Độ cứng của xà ngang trên và dưới được lấy bằng độ 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 có:

- Lượng thay đổi thể tích xi lanh do có sự tăng đường kính trong của nó dưới tác dụng của áp suất chất lỏng:



Hình 4-4. Sơ đồ tính toán máy ép thủy lực

$$\Delta V_1 = \frac{\pi \sigma_t^{x1}}{2E} D^2 L$$

vì: $\varepsilon_t = \frac{\sigma_t}{E} = \frac{\Delta D}{D}; \Delta D = \frac{\sigma_t}{E} D$

nên: $\Delta V_1 = \pi D \frac{\Delta D}{2} L$

- Sự tăng thể tích xi lanh do bị kéo dài theo chiều trục của nó:

$$\Delta V_2 = \frac{\rho F^2}{E} \frac{L}{F_c}$$

Do: $\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\rho F}{E F_c}$

Suy ra: $\Delta L = \frac{\rho F}{E F_c} L$

trong đó:

ΔD - lượng thay đổi (gia số) đường kính xi lanh.

ΔL - gia số chiều dài xi lanh.

σ_t^{x1} - ứng suất tiếp tuyến trên thành bên trong của xi lanh.

E - môđun đàn hồi của thép.

D - đường kính trong của xi lanh.

L - chiều dài xi lanh công tác.

p - áp suất cao của chất lỏng công tác.

F - diện tích bên trong của xi lanh 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 xi lanh công tác.

Lượng biến đổi tổng cộng của thể tích các đường ống và xi lanh, do có sự tăng đường kính trong của chúng, được xác định theo biểu thức:

$$\Delta V_3 = \frac{2}{E} (\sigma_t^{x1} V_{X1} + \sigma_t^T V_T)$$

trong đó:

σ_t^T - ứng suất tiếp tuyến trong đường ống dẫn; V_{x1} và V_T thể tích bên trong của các xi lanh và đường ống (với chiều dài L_m).

- Thể tích phụ thêm của chất lỏng trong xi lanh bù cho lượng ép của cán hoặc pittông:

$$\Delta V_4 = \frac{\rho F^2}{E} \frac{L_\pi}{F_{c\pi}}$$

- Thể tích bù cho sự nén của chất lỏng trong đường ống và trong xi lanh:

$$\Delta V_5 = \frac{\rho}{E_1} (V_T + V_0 + V_x + V_p)$$

trong đó:

E_1 - môđun đàn hồi của chất lỏng

V_0 - thể tích có hại của xi lanh có nghĩa là thể tích chất lỏng công tác trong xi lanh khi xà ngang di động ở vị trí tận cùng;

V_x và V_p - 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:

$$V_b = \frac{2}{E} (\sigma_t^T V_T + \sigma_t^x V_n) + \frac{\rho F^2}{E} \left(\frac{L}{F_c} + \frac{L_K}{F_K} + \frac{L_\pi}{F_{c\pi}} \right) + \frac{\rho}{E_1} (V_T + V_0 + V_x + V_p) \quad (4.1)$$

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:

$$L_b = \frac{V_b}{F} \quad (4.2)$$

Thế năng tích tụ trong hệ thống thuỷ lực:

$$U = \frac{P_H L_b}{2} \quad (4.3)$$

trong đó: P_H - lực ép định mức của máy ép.

Ta thấy rằng, công thức (4.1) 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 trụ theo các công thức đã cho thấy rằng phần năng lượng lớn nhất tích tụ trong máy ép được dùng để ép chất lỏng ở trong các xi lanh ($\approx 66\%$), thể tích của nó được xác định bằng chiều dài của hành trình tiếp cận và thể tích có hại. Một phần năng lượng tiêu hao làm kéo dài các trụ ($\sim 15\%$) và làm tăng thể tích của xi lanh công tác ($\sim 10\%$). Các số liệu nhận được ở trên cũng đặc trưng cho cả các loại máy ép khác.

Xác định các trường hợp độ đàn hồi của máy ép là yếu tố quyết định khi thiết kế máy.

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. Cũng có thể lấy lực công tác của máy ép chia cho chiều dài hành trình pittông, 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 điền đầy 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 bằng sự điền đầy 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 được dùng để ép nóng 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 bằng tỷ số của công A_{Π} do máy sản ra để biến dạng dẻo chi tiết, chia cho công A_b dùng để biến dạng toàn bộ hệ thống:

$$G_T = \frac{A_{\Pi}}{A_b} = \frac{\rho_{\Pi} \varphi L_p}{C P_{\Pi} L_b} = \frac{\varphi L_p}{C L_b} \quad (4.4)$$

trong đó:

φ - độ điền đầy 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_b 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 máy ép, vì vậy tính G_T được quy 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 100 MN (10000T), chiều dài của hành trình công tác là khoảng 80 mm ($L_b = 2,4$ cm; $C = 1$). Độ điền đầy đồ thị lực khi dập các chi tiết có profil phức tạp là 0,15, khi đó $G_T = 0,5$ có nghĩa là tổn thất cho biến dạng đàn hồi của máy ép lớn hơn hai lần công có ích.

Nếu máy ép được dùng để rèn tự do, cụ thể là để vuốt ($\varphi = 0,6$ và $L_p = 8$ cm), thì đối với trường hợp này $G_T = 2$, có nghĩa là còn để biến dạng đàn hồi sẽ nhỏ hơn 2 lần so với công có ích. Như vậy, cần phải làm máy ép dập có độ cứng lớn hơn so với máy ép rèn .

Từ biểu thức (4.4) suy ra, máy ép thực hiện các thao tác với hành trình công tác ngắn và độ điền đầy 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, xét biểu thức xác định hành trình của pittông, cần để bù lại độ nén của chất lỏng công tác:

$$L = \{L_x + L_p + (V_0 + V_T)/F\} \beta_p \quad (4.5)$$

trong đó:

L_x - độ dài của hành trình không tải

β – độ nén của chất lỏng công tác.

Các tổn thất do các biến dạng của hệ thống máy ép, như là thể tích chất lỏng thuộc pittông công tác và bằng $(V_x + V_p + V_0 + V_T)$, 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) nhờ dẫn động phụ kiểu cơ khí.

4.4. HIỆU SUẤT CỦA CÁC TRẠM MÁY ÉP THUỶ LỰC

Các bộ phận của trạm máy ép thủy lực, gây hao tổn 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 xi lanh công tác hay xi lanh đẩy về và tiêu thụ năng lượng này để thực hiện biến dạng dẻo ở phôi.

Năng lượng truyền từ chất lỏng công tác tới đầu vào của xi lanh công tác hay xi lanh đẩy về được gọi là năng lượng có thể dùng được. Ký hiệu A_{pp} - là năng lượng có thể dùng được của hành trình công tác; A_{po} - năng lượng có thể dùng được của hành trình đẩy về (công có ích mà đầu búa của máy ép thực hiện ở hành trình đẩy về). 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_t ; 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 xét đến hành trình không tải. Các tổn thất liên quan đến hành trình không tải sẽ được xét ở hành trình đẩy về.

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):

$$\eta_{ct} = A_{cht} / A_p = A_{cht} / (A_p + A_{p0}) \frac{A_{cht}}{A_p} = \frac{A_{cht}}{A_p} \quad (4.6)$$

Công của trọng lượng các phần chuyển động không được tính đến khi tính toán hiệu suất sau một chu trình, vì công này sẽ tích tụ lại ở thời gian hành trình đẩy về, do năng lượng có thể sử dụng được dành cho hành trình đẩy về.

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 xi lanh công tác:

$$\eta_{ht} = A_{cht} / (A_G + A_{pp}) \quad (4.7)$$

Trong nhiều trường hợp thì trọng lượng của các phần chuyển động là không đáng kể so với lực của máy ép, do đó:

$$\eta_{ht} = A_{cht} / A_{pp} \quad (4.8)$$

Biểu thức (4.8) đúng đối với máy ép có pittông nằm ngang.

Năng lượng của chất lỏng công tác nằm bên trong xi lanh công tác hoặc là xi lanh đẩy về được gọi là năng lượng xi lanh A_{xl} , còn công suất tương ứng N_{xl} được gọi là công suất xi lanh. Năng lượng của xi lanh hành trình công tác được ký hiệu là A_{xlp} . Khi đó:

$$A_{pp} = A_{xlp} + A_{th} \quad (4.9)$$

trong đó: A_{th} - là tổn hao thủy lực trên đường vào xi lanh công tác.

Hiệu suất thủy lực η_{tl} là tỷ số năng lượng xi lanh chia cho năng lượng có thể dùng được ở hành trình công tác.

$$\eta_{tl} = A_{xlp} / A_{pp} \quad (4.10)$$

Năng lượng của chất lỏng công tác trong xi lanh bị giảm vì có các tổn thất do biến dạng đàn hồi chất lỏng và các phần thủy lực của máy ép và do sự rò rỉ từ xi lanh, được gọi là năng lượng chỉ thị A_u . Năng lượng chỉ thị của hành trình công tác và hành trình đẩy về của máy ép được ký hiệu là $A_{u,p}$ và $A_{u,0}$. Khi đó, đối với hành trình công tác ta có:

$$A_{xlp} = A_{u,p} + A_{bE\phi} + A_y \quad (4.11)$$

trong đó:

$A_{bE\phi}$ - công sản ra để biến dạng đàn hồi chất lỏng trong xi lanh công tác và các phần kim loại của máy ép;

A_y - năng lượng xác định bởi sự rò rỉ chất lỏng từ xi lanh.

Hiệu suất thể tích η_o là tỷ số giữa năng lượng chỉ thị A_u chia cho năng lượng xi lanh A_{xl} . Đối hành trình công tác:

$$\eta_o = A_{u,p} / A_{xlp} \quad (4.12)$$

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_o 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:

$$A_{u,p} = A_{cht} + A_{MII} \quad (4.13)$$

trong đó: A_{MII} - công để thắng sức cản ma sát và sức cản từ phía các xi lanh đẩy về.

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:

$$\eta_M = A_{cht} / A_u \quad (4.14)$$

Hiệu suất có ích của máy ép ở hành trình công tác, nếu bỏ qua công của các phần chuyển động:

$$\eta_{ht} = A_{cht} / A_{pp} = \eta_{tl} \cdot \eta_o \cdot \eta_M \quad (4.15)$$

Hiệu suất có ích của máy ép trong một chu trình:

$$\eta_{ct} = A_{cht} / (A_{pp} + A_{p,o}) = \eta'_{tl} \cdot \eta'_o \cdot \eta'_M \quad (4.16)$$

trong đó: $\eta'_{tl} \cdot \eta'_o \cdot \eta'_M$ - 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. Bình tích áp

Trong các bình tích áp khí - thủy lực kiểu pittông có các 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 và được đánh giá bằng hiệu suất khí nén η_{II} 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 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_{Π} ở một chu trình, được gọi là hiệu suất nhiệt động.

$$\eta_T = A_g / A_{\Pi} \quad (4.17)$$

Hiệu suất toàn bộ của bình tích áp kiểu pittông:

$$\eta_A = \eta_{tl} \eta_M \eta_o \eta_{\pi} \eta_T \quad (4.18)$$

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. Tổn hao trong đường ống

Trong các đường ống có các tổn hao thuỷ lực và tổn hao thể tích khi nạp chất lỏng công tác vào bình tích áp, xi lanh công tác, xi lanh đẩy về...

Hiệu suất toàn bộ của đường ống:

$$\eta_{TP} = \eta_o \eta_{tl} \quad (4.19)$$

4.4.4. Bộ phận 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:

$$\eta_{My} = \eta_{tl} \eta_M \eta_o \quad (4.20)$$

4.4.5. Máy bơm

Trong bơm, có các tổn hao thuỷ 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:

$$\eta_e = \eta_{ct} \eta_A \eta_{ct} \eta_H \eta_{dc} \quad (4.21)$$

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 - thuỷ lực, bằng tích của các hiệu suất thành phần, 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 rên, vì chúng đảm bảo được số lượng tương đối lớn các hành trình lặp lại và độ sâu nhất

định của đầu búa ngập vào kim loại. Nhược điểm chính là kích thước của bộ dẫn động lớn nên có tốc độ chậm.

Có nhiều triển vọng trong việc sử dụng dẫn động máy ép rèn 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 xi lanh công tác, cho phép nhận được một loại 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 nâng cao 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 hợp lý đối với các quá trình có mức độ điền đầy của đồ thị lực nhỏ (đóng bánh, đóng gói, vượt không sâu tấm mỏng, uốn các profin từ tấm mỏng). Các quá trình cần hành trình công tác ngắn và các quá trình không cần tốc độ lớn của hành trình công tác (ép hợp kim nhôm, vượt 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 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 pháp dẫn động kinh tế lớn nhất.

4.6. THIẾT KẾ HỆ THỐNG THUỶ LỰC CHO MÁY ÉP 500TẤN

4.6.1. Phân tích chọn sơ đồ thủy lực

Ngày nay, trong máy ép thủy lực người ta thường sử dụng các dạng sơ đồ truyền dẫn thủy động thủy lực mạch hở. Trong hệ mạch hở, chất lỏng từ xi lanh công tác, sau khi làm việc xong, được chuyển về thùng dầu không trở về ngay bơm. Ưu điểm của hệ mạch hở là, trong quá trình làm việc, chất lỏng luôn được làm nguội ở thùng dầu trước khi vào bơm, ít khả năng rò rỉ dầu trong hệ thống so

với hệ thống thủy động thủy lực kiểu kín. Việc bổ sung dầu vào thùng chứa cũng dễ dàng hơn.

Công của máy ép được xác định bằng thời gian hành trình công tác t_p , trong đó, xảy ra quá trình biến dạng tạo hình vật liệu. Việc xác định công suất thiết lập của bơm phụ thuộc vào sự thay đổi của tải trọng công tác trong hệ thống máy ép sao cho trong hệ thống dẫn động hạn chế sự tổn thất năng lượng. Trong dẫn động bơm không tích áp tại bất kỳ một thời điểm nào của hành trình công tác, ta có:

$$N_H = N_{HH}$$

trong đó:

N_H - công suất danh nghĩa của máy

N_{HH} - công suất danh nghĩa của bơm.

Từ đó suy ra giản đồ công tác của bơm và máy ép là như nhau khi biến dạng phối. Muốn sử dụng hoàn toàn công suất danh nghĩa của máy trong thời gian hành trình công tác t_p thì bơm cần phải làm việc với công suất N_{HH} trong khoảng hành trình S_p . Ta có công thức:

$$N_{HH} = k.Q.p$$

trong đó:

k - hệ số thứ nguyên của Q, p, N_{HH} ,

Q - lưu lượng bơm.

Như vậy, với máy ép thủy lực một xi lanh công tác với lưu lượng bơm không đổi thì công của máy ép tiêu hao cho biến dạng phối bằng công của bơm (công suất thiết lập); p' là phân áp suất mà bơm không sử dụng hết ở thời điểm bất kỳ. Phương pháp sử dụng bơm không trữ áp làm tăng hiệu quả sử dụng công tác thiết lập của bơm trong thời gian làm việc do giữ được áp suất ở một mức độ nhất định, dễ chọn và hiệu quả làm việc của động cơ điện cao, công suất yêu cầu của động cơ có thể giảm.

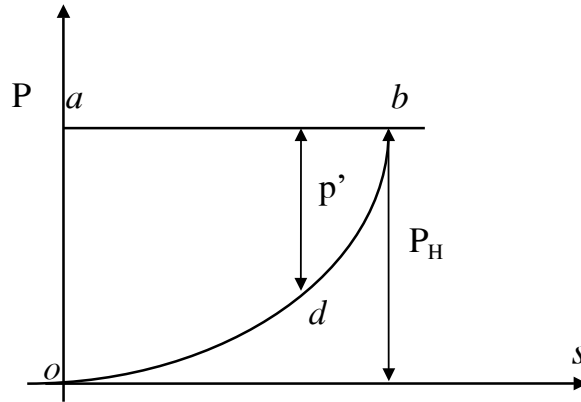
Tuy nhiên, sử dụng bơm có lưu lượng không đổi với một bậc hiệu suất có một số nhược điểm sau:

- Phần lớn công suất bơm không được sử dụng hết.

- Công suất bơm chỉ sử dụng chủ yếu trong hành trình có tải S_p , tính kinh tế thấp.

Vì vậy, việc sử dụng tốt nhất công suất thiết lập của bơm trong thời gian công tác t_p có thể thực hiện được khi ta sử dụng một số bơm được đóng mở tuần tự và cho một áp suất chất lỏng công tác ổn định.

Sơ đồ nguyên lý của dẫn động này khác với sơ đồ dẫn động bơm không tích áp bình thường ở chỗ sử dụng hai hay nhiều bơm có lưu lượng và áp suất khác nhau được dẫn động từ cùng một động cơ.



Hình 4-5. *Giản đồ áp lực của bơm lưu lượng không đổi*

Lúc đầu cả hai bơm cùng làm việc, sau một khoảng thời gian bơm (1) đạt đến trị số áp suất tối đa của nó thì nhờ có cơ cấu giảm áp sẽ ngắt tải và bơm chạy không tải, lúc này chỉ còn bơm (2) hoạt động thực hiện làm biến dạng vật đập nhưng với tốc độ chậm hơn và được xác định bằng năng suất của bơm này.

Trên biểu đồ ta thấy:

- Trên đoạn S_1 cả hai bơm cùng làm việc, lưu lượng của hệ thống sẽ là Q_1+Q_2 và cho áp suất P_{H1} .

- Bắt đầu từ điểm d, bơm (1) bị tách ra khỏi hệ thống, khi đó chỉ còn bơm (2) làm việc cho lưu lượng Q_2 và áp suất của hệ thống do bơm (2) quyết định. Tốc độ dịch chuyển của pittông công tác trong hai giai đoạn sẽ là:

$$v_1 = \frac{Q_1 + Q_2}{S_1} \quad \text{và} \quad v_2 = \frac{Q_2}{S_2} .$$

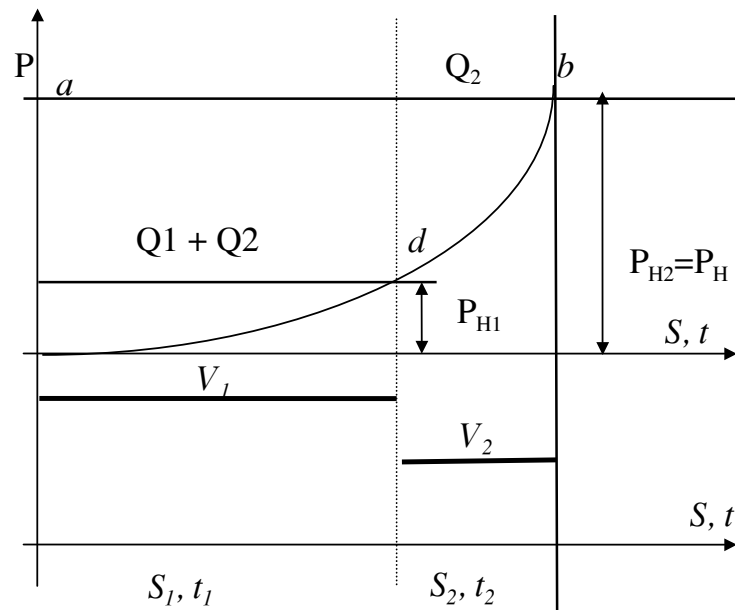
Kết quả tính toán và thực nghiệm cho thấy $v_1 > v_2$.

- Hiệu suất của hệ thống trong sử dụng bơm có hai bậc hiệu suất cao hơn so với sử dụng một bơm có lưu lượng không đổi. Nếu tăng số lượng bơm (dẫn động nhiều bậc hiệu suất) thì hiệu suất của hệ thống sẽ tăng lên. Tuy nhiên việc tăng số lượng bơm còn phụ thuộc vào tính kinh tế và giá thành chế tạo của máy ép thủy lực.

Hệ thống truyền động thủy lực thủy tĩnh trên máy ép thủy lực có kết cấu theo mức độ phức tạp khác nhau tùy theo yêu cầu, đặc điểm và tính năng sử dụng theo từng loại máy.

Máy ép thủy lực đập nóng thường dùng gia công các chi tiết có kích thước lớn, nên máy ép thủy lực không cần cơ cấu ép biên. Để cụm đầu trượt (xà động và khuôn trên) chuyển động lên xuống được nhanh mà không phải sử dụng các bơm lưu lượng lớn, trên máy ép sử dụng hai xi lanh đẩy về, dùng để nâng cụm đầu

trượt và bảo đảm tốc độ đi lên của xà động theo yêu cầu kỹ thuật. Đồng thời, để dễ dàng tháo sản phẩm khỏi khuôn dưới, sử dụng thêm một cụm xi lanh - pittông đẩy phôi lấp phía dưới bàn máy.



Hình 4.6. Biểu đồ lưu lượng, áp lực và tốc độ của hai bơm trong dẫn động hai bậc hiệu suất

Máy ép thủy lực theo thiết kế sẽ có 2 chế độ làm việc chính, hoạt động như sau:

- Chế độ làm việc không tải

- Hành trình không tải đi xuống

Động cơ khởi động, bơm cấp dầu cho hệ thống thủy lực, dầu qua hệ thống thủy lực đi vào buồng trên của 2 xi lanh phụ. Pittông của 2 xi lanh phụ đi xuống mang theo cụm đầu trượt với tốc độ 50 mm/s, hành trình lớn nhất của cụm đầu trượt là 600 mm. Khi đầu trượt đi xuống điểm giới hạn dưới cùng, cảm biến vị trí hoạt động truyền tín hiệu điều khiển về van đảo chiều, điều khiển cụm van phân phối đảo chiều chuyển động của dầu, dầu sẽ đi vào buồng dưới của 2 xi lanh phụ.

- Hành trình không tải đi lên

Dầu qua hệ thống thủy lực đi vào buồng dưới của 2 xi lanh phụ, đẩy pittông đi lên mang theo cụm đầu trượt với tốc độ 40 mm/s. Nếu pittông đi lên hết hành trình, cảm biến vị trí hoạt động sẽ truyền tín hiệu cho van điều khiển, điều khiển

hệ thống thủy lực làm đảo chuyển động của dầu vào 2 xi lanh phụ, khi đó cụm đầu trượt lại chuyển động đi xuống.

• *Chế độ làm việc có tải*

a. Quá trình ép phôi

Cụm xà ngang - đầu trượt chuyển động đi xuống, khi chạm vật dập, áp lực trong xi lanh chính tăng dần lên do bơm cao áp tăng áp, đầu trượt tiếp tục chuyển động đi xuống với tốc độ chậm 1 mm/s. Nếu trở lực biến dạng của vật rèn lớn vượt quá áp lực làm việc cho phép, hệ thống van an toàn sẽ tự động ngắt tải của các bơm bảo đảm an toàn cho hệ thống. Lực ép lớn nhất của máy là 500 T.

b. Quá trình tháo sản phẩm

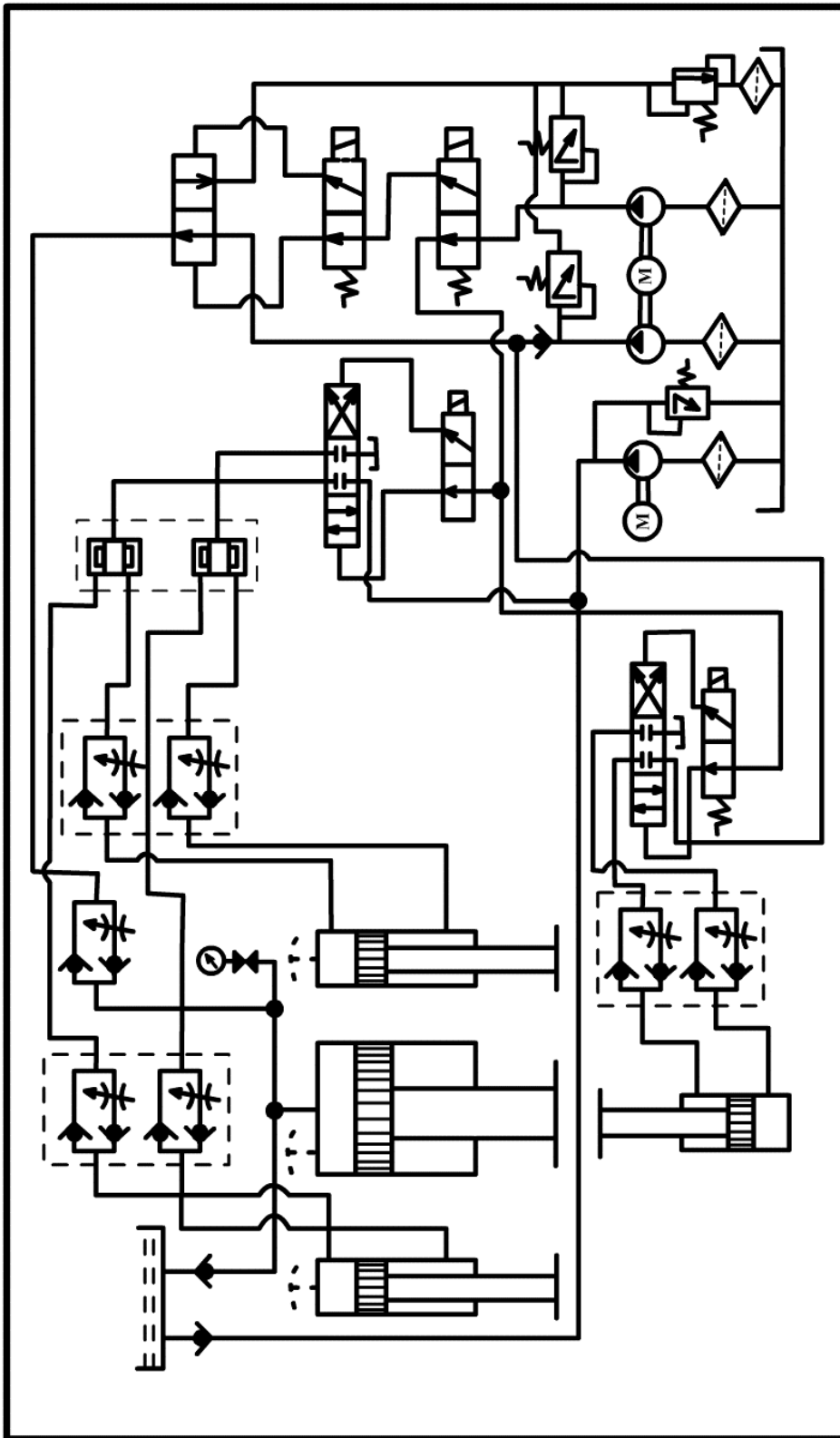
Khi cụm xà ngang - đầu trượt chuyển động đi lên đến độ cao cho phép, hệ thống điều khiển nổi dầu cho cụm pittông - xi lanh tháo phôi. Pittông đi lên đẩy sản phẩm ra khỏi khuôn, hết hành trình của pittông đẩy phôi (320 mm), cảm biến vị trí hoạt động truyền tín hiệu điều khiển, hệ thống thủy lực đảo chiều chuyển động của dầu vào buồng trên của xi lanh tháo phôi đẩy pittông đi xuống. Lực tháo phôi là 60 T.

Như vậy, để máy ép thủy lực hoạt động theo yêu cầu làm việc như đã thiết lập ở trên, hệ thống thủy lực của máy phải có một số các phần tử thủy lực sau:

- Cụm pittông - xi lanh chính.
- Hai cụm pittông - xi lanh phụ.
- Cụm pittông - xi lanh tháo phôi.
- Cụm bơm thủy lực.
- Động cơ dẫn của bơm thủy lực.
- Cụm van an toàn.
- Cụm van điều khiển.
- Cụm van phân phối.
- Cụm van chia dòng.
- Thùng dầu.
- Bộ lọc dầu.
- Hệ thống ống dẫn dầu.

Ngoài ra còn có một số các thiết bị khác như các van một chiều, van chặn, đồng hồ đo áp suất, đồng hồ báo dầu, nhiệt kế, các van xả khí...

Căn cứ vào chế độ làm việc của máy, sơ đồ nguyên lý truyền động thủy lực của máy được thiết kế như hình 4-7.



Hình 4-7. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thủy lực máy ép 500 T

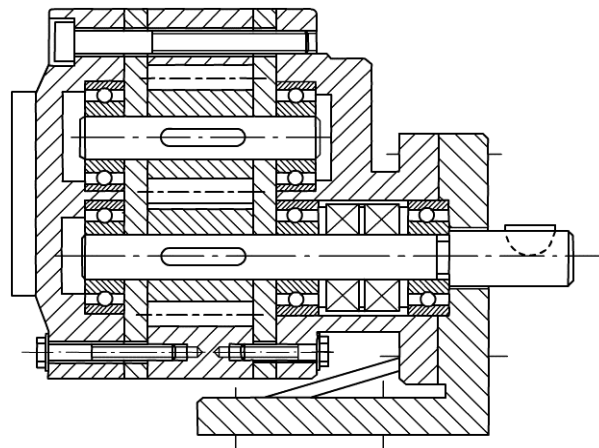
Trên hình 4-7 gồm 41 chi tiết và cụm chi tiết: 1,6 - động cơ điện 3 pha; 2,7- các bơm bánh răng; 3,5,8,10- các bộ lọc dầu; 4- bơm pittông cao áp; 9- van điều áp; 11- thùng dầu chính; 12,13,14- các van an toàn; 15,16,28,32- các van một chiều; 17,18,20,36- các van điều khiển; 19,35- van phân phối; 21- van đảo chiều; 22,23- cụm van chia dòng; 24,26,29,34 - bộ điều tốc; 25,30: cụm xi lanh, pittông phụ; 27-cụm xi lanh, pittông chính; 31- thùng dầu phụ; 33- cụm pittông, xi lanh của cơ cấu tháo phôi; 37- đồng hồ áp suất; 38,39,40- van xả khí và 41- van chặn.

4.6.2. Tính toán và chọn các bơm thủy lực

Bơm là phần tử tạo ra năng lượng, bơm là một trong những phần tử quan trọng nhất của hệ thống thủy lực. Các thông số cơ bản của bơm là lưu lượng và áp suất.

a- Bơm bánh răng lưu lượng

Bơm lưu lượng (5) có nhiệm vụ cấp dầu cho 2 xi lanh phụ (33), (35) và bổ sung dầu cho thùng dầu (46).



Hình 4-8. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo bơm bánh răng

Để đạt được tốc độ dịch chuyển của cụm xà ngang-đầu trượt chuyển động đi xuống với $v = 50 \text{ mm/s}$ và đi lên với $v = 40 \text{ mm/s}$ thì bơm lưu lượng phải bảo đảm cung cấp đủ lượng dầu điền đầy vào 2 xi lanh phụ và bổ sung dầu liên tục cho thùng dầu phụ (31).

Theo thông số thiết kế ban đầu: lực đẩy trở về của cụm đầu trượt là 10 T, vậy lực tác dụng trên mỗi xi lanh phụ là 5 T.

Diện tích làm việc của mỗi xi lanh phụ là:

$$S = \frac{P}{p} = \frac{5000}{25} = 200 \quad \text{cm}^2$$

$$S = 2.10^4 \text{ mm}^2$$

Vận tốc chuyển động đi xuống lớn nhất là 50 mm/s, nên lưu lượng dầu cần thiết đưa vào xi lanh phụ khi đi xuống là:

$$Q_x = v_x \cdot S = 50 \cdot 2.10^4 = 10^6 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$Q_x = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Hai xi lanh phụ sẽ có lưu lượng lớn nhất cần thiết khi đi xuống là:

$$Q_p = 2 \cdot Q_x = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_p = 120 \text{ l/ph}$$

Vì bơm phải đảm nhiệm cung cấp dầu cho thùng dầu phụ (31) nên ta chọn bơm lưu lượng có các thông số kỹ thuật như bảng 8-1.

Bảng 4-1

Các thông số của bơm bánh răng lưu lượng

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Lưu lượng	l/ph	200
2	Áp suất lớn nhất cho phép	MPa	2,5
3	Tốc độ quay của trục bơm	v/ph	1450

b- Bơm bánh răng điều khiển

Bơm có nhiệm vụ cung cấp dầu điều khiển cho các van điều khiển trong hệ thống, cấp dầu cho xi lanh tháo phôi, bổ sung dầu cho thùng dầu phụ.

Diện tích xi lanh tháo phôi là:

$$S_{tp} = \frac{P_{tp}}{p} = \frac{60000}{400} = 150 \text{ cm}^2 = 15.10^3 \text{ mm}^2$$

Bảng 4-2

Các thông số của bơm bánh răng điều khiển

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Lưu lượng	l/ph	100
2	Áp suất lớn nhất cho phép	MPa	25
3	Tốc độ quay của trục bơm	v/ph	1450

Lưu lượng dầu cần thiết cho xi lanh tháo phôi là:

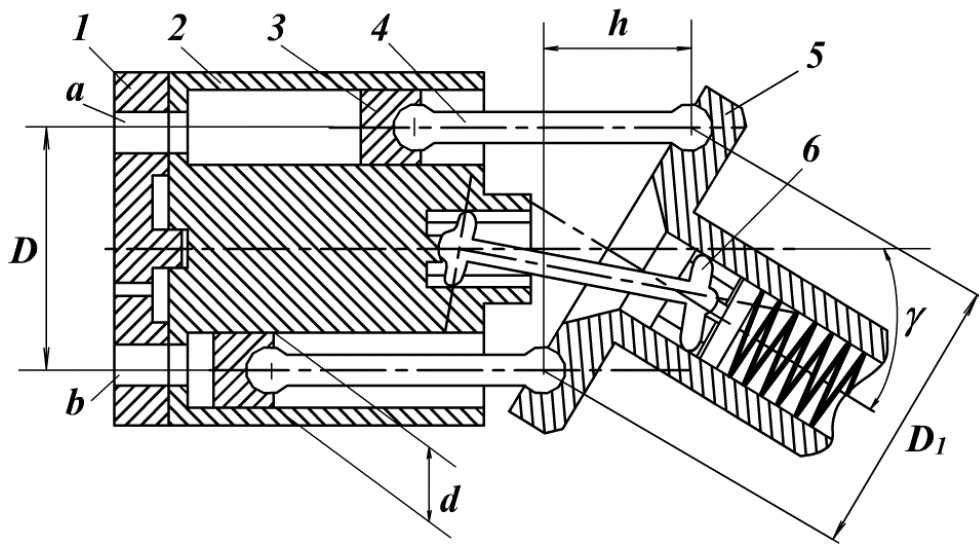
$$Q_t = v_{tp} \cdot S_{tp} = 65.15.10^3 = 975\ 000\ \text{mm}^3/$$

$$Q_t = 58,5\ \text{l/ph}$$

Bơm bánh răng điều khiển có các thông số kỹ thuật được chọn theo bảng 4-2.

c- Bơm pittông cao áp

Bơm pittông có khả năng làm kín tốt hơn so với bơm bánh răng, vì vậy bơm pittông được sử dụng trong hệ thống thủy lực có áp suất cao. Bơm pittông cao áp có nhiệm vụ cung cấp dầu cao áp cho xi lanh chính và xi lanh tháo phôi khi chúng làm việc.



Hình 4-9. Sơ đồ nguyên lý bơm pittông rôto hướng trục

1. rô to; 2. pittông; 3. đĩa nghiêng; 4. nắp; 5. rãnh bơm

Bảng 4-3

Các thông số của van phân phối dùng cho bơm pittông cao áp

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Lưu lượng	l/ph	30
2	Áp suất lớn nhất cho phép	Mpa	40
3	Tốc độ quay của trục bơm	v/ph	1450

Diện tích tiết diện ngang xi lanh chính là:

$$S = \frac{P}{p} = \frac{500000}{400} = 1250(\text{cm}^2) = 125.10^3\ \text{mm}^2$$

Lưu lượng cần thiết cho xi lanh chính khi làm việc có tải là:

$$Q_{clv} = v_{lv} \cdot S = 1.125.10^3 = 125\ 000 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$Q_{clv} = 7,5 \text{ l/ph}$$

- Pittông tháo phôi khi tháo phôi có tốc độ 22 mm/s, vậy lưu lượng dầu cần thiết cho xi lanh tháo phôi khi có tải là:

$$Q_{tlv} = v_{tlv} \cdot S_t = 22 \cdot 15.10^3 = 330\ 000 \text{ (mm}^3/\text{s)}$$

$$Q_{tlv} = 19,8 \text{ l/ph}$$

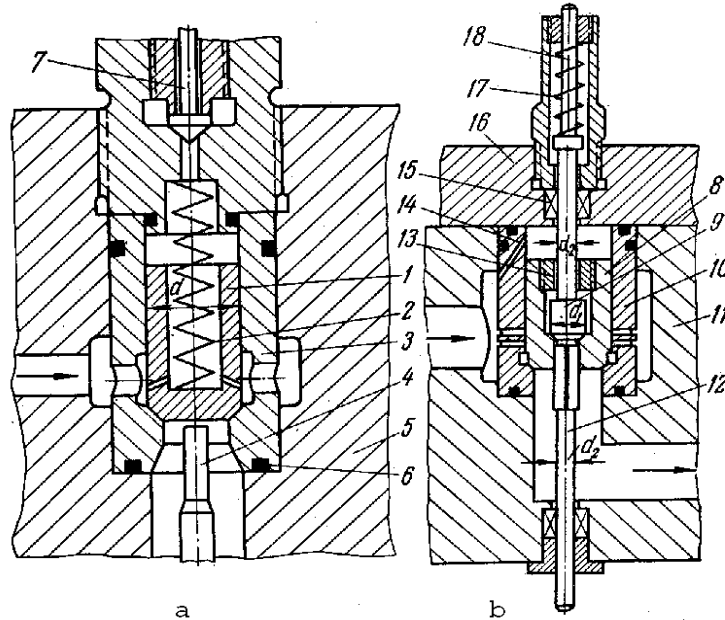
Căn cứ vào các giá trị tính được, chọn bơm pittông cao áp có các thông số kỹ thuật như bảng 4-3.

Chương 5

CÁC VAN, BỘ PHẬN PHỐI VÀ ĐƯỜNG ỐNG TRẠM MÁY ÉP THỦY LỰC

5.1. CÁC VAN

Theo chức năng, trong máy ép thủy lực sử dụng các loại van sau đây: van nạp và van xả, van tiết lưu, van một chiều, van an toàn, van chặn, van kết hợp.



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

Theo phương thức hoạt động, các van được chia ra làm ba loại: van 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 có dạng côn, với góc là 45° , áp suất trên vành côn được lấy bằng 80 - 100 MPa. Các van phải được dẫn hướng để đảm bảo sự đồng ổn định trên đế van. Chiều cao h của van được lấy bằng $(1,5 - 2,0)d$.

Khe hở giữa van là lỗ dẫn hướng thường lấy bằng 0,1mm. Sơ đồ van nạp có điều khiển, không giảm tải, được trình bày trên hình 5-1.a.

Thân 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) và 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 trong bộ phân phối nước có giảm tải được trình bày trên hình 5-1.b. Van chính 8 được mở do tác dụng của cần van 12. Cần van 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.

Nếu nước áp suất cao đưa vào khoang ở trên van qua tiết diện tổng f_1 tương đối nhỏ, thì van sẽ tự mở. Nếu tiết diện f_1 lớn hơn nhiều so với tiết diện tổng f_2 , qua tiết diện đó 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.

Lực nâng của van có giảm tải 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:

$$f_K = \frac{F_{pt} V_{vt}}{v_K} \quad (5.3)$$

trong đó:

F_{pt} - diện tích của pittông của van;

v_{pt} - tốc độ pittông;

v_K - tốc độ chuyển động của chất lỏng qua van.

Khi áp suất của chất lỏng $p = 20-30\text{MPa}$, v_K của van nạp lấy đến $20 \div 30\text{m/s}$, v_K của 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, tốc độ chất lỏng giữa van và đế van rất lớn. Vì vậy, cần đóng van bằng bề mặt côn và khe hở giữa phần hình trụ và vỏ áo của van. Nhờ đó sẽ giảm sự mài mòn bề mặt côn của van.

Độ nâng bình thường của van giảm tải là $2 \div 4\text{mm}$. Thân vỏ của van được rèn từ thép 45, còn van và con đội van được làm từ thép không rỉ, vỏ áo của van được làm bằng đồng.

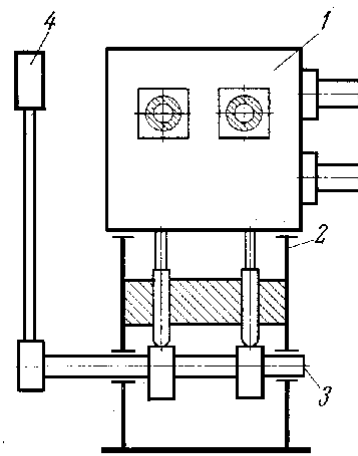
Các van tiết lưu: được sử dụng để điều chỉnh tốc độ chuyển động của pittông. Vỏ áo của van có một mạng lưới lỗ, cho phép điều chỉnh đều sức cản khi chất lỏng chuyển động qua van. Van có kết cấu như vậy gọi là van tiết lưu có điều khiển.

Các van một chiều: van một chiều hoạt động tự động, van chỉ cho chất lỏng chuyển động theo một chiều.

Nếu van một chiều có thêm lỗ nhỏ, nó trở thành van tiết lưu tự động. Nếu van một chiều có thêm cơ cấu mở van bằng động cơ thừa hành, nó trở thành van một chiều có điều khiển. Các van như vậy có thể sử dụng như van nạp, để ngăn ngừa sự tự hạ xuống của xà ngang.

Các van an toàn: van an toàn dùng để hạ áp suất của chất lỏng khi áp suất 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.



Hình 5.2. Bộ phân phối của máy ép thủy lực

5.2. CÁC BỘ PHẬN PHỐI

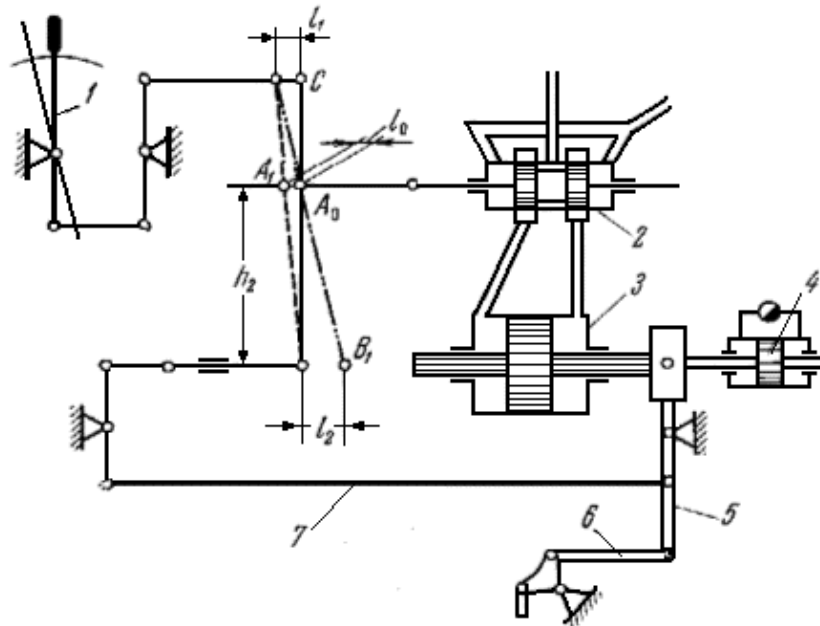
Bộ phận phối thường gồm có hộp van, van 1, các trụ đứng 2, bộ phận dẫn động con đội của van 3, cần điều khiển 4 (hình 5-2).

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 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 là làm người điều khiển chóng bị mệt mỏi và phải đặt các bộ phận phối ở gần vị trí điều khiển 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 làm dịch chuyển van trượt điều khiển 2, khí nén sẽ đi vào khoang trái của xi lanh 3, còn khoang phải của xi lanh 3 được nối thông với áp suất môi trường qua van điều khiển. Bộ giảm chấn dầu 4 sẽ ngăn ngừa sự chuyển động giật cục của pittông xi lanh 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 đó trục của bộ phận phối sẽ quay một góc tỷ lệ thuận với góc quay của cần điều khiển.



Hình 5-3. Sơ đồ hoạt động động cơ thừa hành dẫn động điều khiển máy ép rên có lực là 120 MN

Xác định các thông số của thanh kéo và đòn bẩy của mỗi 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):

$$l_1 = l_0(h_1+h_2)/h_2 \quad (5.4)$$

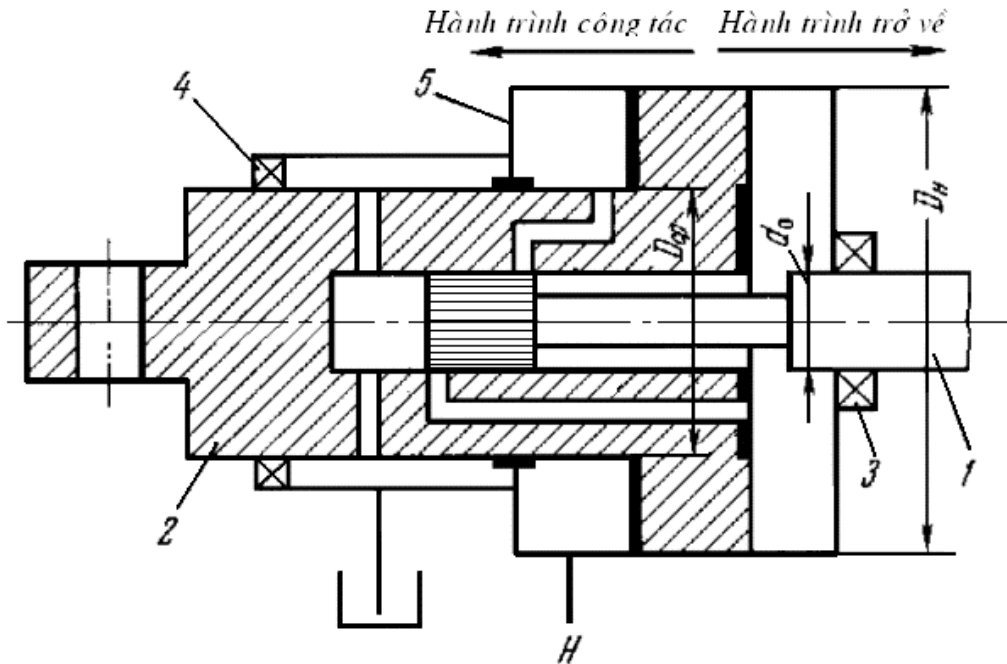
$$l_2 = l_0(h_1+h_2)/h_1 \quad (5.5)$$

trong đó:

l_0 - độ dịch chuyển của van trượt điều khiển.

Động cơ chấp 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. Rotor 2 sẽ dịch chuyển theo van trượt. Dầu từ bơm hoặc từ bình tích áp sẽ đi vào khoang 4.

Khi van trượt dịch chuyển sang trái thì rotor 2 cũng dịch chuyển sang trái một khoảng đúng bằng như vậy. Khi van trượt dịch chuyển sang phải thì rotor cũng dịch chuyển sang phải. Để cải thiện sự tuân theo của rotor người ta làm van trượt có độ trùng điệp bằng 0.



Hình 5-4. Động cơ chấp hành làm việc bằng dầu

1. van trượt; 2. rôto; 3. diện tích hoạt động; 4. đệm kín; 5. thân vỏ động cơ chấp hành

Lực do động cơ thừa hành tạo ra được tính như sau:

- Khi hành trình sang phải:

$$\rho_{\Pi} = \frac{\pi}{4}(D_H^2 - D_{CP}^2)\rho \quad (5.6)$$

- Khi hành trình sang trái:

$$\rho_1 = \frac{\pi}{4}(D_{CP}^2 - d_0^2)\rho \quad (5.7)$$

trong đó: ρ - là áp suất dầu.

Trong các kết cấu mới nhất của các máy ép thủy lực, thường làm có điều khiển từ xa. Hệ thống điều khiển từ xa cho phép bố trí bộ phân phối ở gần các xi lanh thủy lực, điều này làm giảm đáng kể chiều dài đường ống áp suất và đường ống xả. Với bộ 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 mất cân bằng của cầu đo và xuất hiện dòng điện ở đường chéo, dòng điện này được khuếch đại bằng 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. Khi trục phân phối quay, 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 khi phanh cột chất lỏng, 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} , xét trường hợp kéo ống mỏng, nó thường hay gặp ở các đường nạp và đường xả chất lỏng. Việc thay ống mỏng bằng ống dày khi tính toán không làm thay đổi nguyên tắc tính:

$$A_{CT} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} dl \frac{p_y^2}{2\delta E} \quad (5.10)$$

trong đó:

p - áp suất va đập ;

δ - chiều dày thành ống ;

E - môđun đàn hồi vật liệu làm ống.

Công để ép cột chất lỏng trong ống:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l \frac{p_y^2}{2E_1} \quad (5.11)$$

trong đó: E_1 - môđun đàn hồi của chất lỏng.

Sau khi thay biểu thức (5.9) ÷ (5.11) vào (5.8) và biến đổi, ta nhận được:

$$p_y = a \cdot \rho \cdot v \quad (5.12)$$

trong đó: a - tốc độ lan truyền sóng va đập trong đường ống

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_1}{\rho}}}{\sqrt{1 + \left[\frac{E_1 d}{E \delta} \right]}} \quad (5.13)$$

Công thức (5.13) của H. E. Zucovxki để xác định đúng áp suất lớn nhất và đập thủy lực khi va đập trực tiếp, thời gian kéo dài của va đập $T = 2l/a$, sẽ lớn hơn thời gian đóng đường ống T_3 , có nghĩa là $T > T_3$ (l - chiều dài đường ống).

Ở dạng tổng quát, biểu thức (5.11) có dạng:

$$\Delta p_y = a \rho \Delta v \quad (5.14)$$

trong đó:

Δp_y - sự tăng áp suất va đập ;

Δv - lượng tốc độ bị thất thoát 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.

Nguyên tắc hoạt động của bộ bù trừ thủy lực là khi có sự tăng áp suất chất lỏng sẽ làm dịch chuyển pittông và ép đàn hồi chi tiết (không khí hoặc lò xo), vì vậy quá trình va đập sẽ chuyển thành quá trình dao động.

Trên hình 5-5 trình bày các bộ bù trừ va đập thủy lực được sử dụng rộng rãi. Các bộ bù trừ ở hình 5.5a,b được sử dụng ở đường cao áp suất. Bộ bù trừ hình 5-5.c được sử dụng ở đường nạp và cấp khí nén áp suất $0,8 \div 1,0 \text{ MN/m}^2$ (8 -10 kG/cm^2).

Việc tính toán bộ bù trừ thường làm gần đúng, bắt đầu từ điều kiện là coi cột chất lỏng chuyển động sẽ tiếp nhận toàn bộ năng lượng từ bình tích áp hoặc từ thùng nạp.

Ta có thể xác định động năng của chất lỏng chuyển động trong ống ở thời điểm đóng đường ống từ phương trình (5.9). Quá trình nén không khí ở bộ trừ được coi là nén đoạn nhiệt (hệ số đoạn nhiệt $n = 1,4$). Khi đó, năng lượng do bộ trừ hấp phụ có thể biểu thị bằng phương trình:

$$K = \frac{q_0 p_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.15)$$

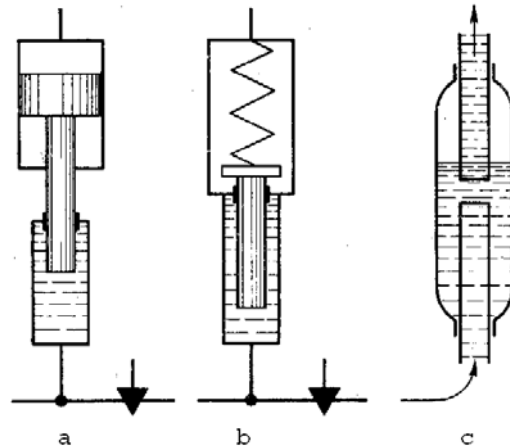
trong đó:

p_0 - áp suất ban đầu của không khí ở bộ trừ ;

q_0 - thể tích ban đầu của không khí ở bộ trừ.

Cho trước q_0 và lấy $p_0 = p_a$ hoặc $p_0 = p_H$ 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, động năng của chất lỏng được chuyển động được dùng để nén lò xo:



Hình 5-5. Các bộ bù trừ va đập thủy lực

$$K = \frac{4D^3n}{Gd^4} (P_k^2 - P_0^2) \quad (5.16)$$

trong đó:

P_k và P_0 - lực cuối và lực ban đầu tác dụng lên lò xo ;

D - đường kính trung bình của lò xo;

G - môđun đàn hồi xoắn của lò xo ;

d - đường kính tiết diện dây của lò xo

Biết K và cho trước các trị số D , n , G , d , P_0 thì theo công thức (5.16) ta 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. ĐƯỜNG ỐNG VÀ PHỤ TÙNG

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 là loại có thể cho chất lỏng áp suất cao đi qua và chất lỏng áp suất thấp đi qua.

Tiết diện của đường ống được tính trên cơ sở tốc độ cho phép của chuyển động chất lỏng. Với ống áp suất cao 20-30 MN/m² (200 - 300 kG/cm²) cho phép chuyển động của nước hoặc nhũ tương tới 8 - 10 m/s và dầu khoáng tới 5-6 m/s. Với đường ống áp suất thấp cho phép tốc độ chuyển động của nước là 3 - 4 m/s và dầu khoáng 2,5 - 3 m/s.

Khi thiết kế và lắp đặt đường ống nên giảm đến mức nhỏ nhất số lượng các chỗ nối và thay thế chúng bằng các mối hàn. Các mối hàn không đòi hỏi phải theo dõi và bảo dưỡng thường xuyên. Vật liệu làm ống là thép cacbon có $\sigma_b = 400 - 500 \text{ MN/m}^2$ (40- 50 kG/mm²) và có độ dẫn dài $\delta = 10 - 30\%$, có tính chịu hàn cao hoặc rất cao.

Lực ép của các bu lông:

$$P_b > F_y p_p + F_{np} p_y \quad (5.18)$$

trong đó:

F_y - diện tích tiết diện ngang của ống ;

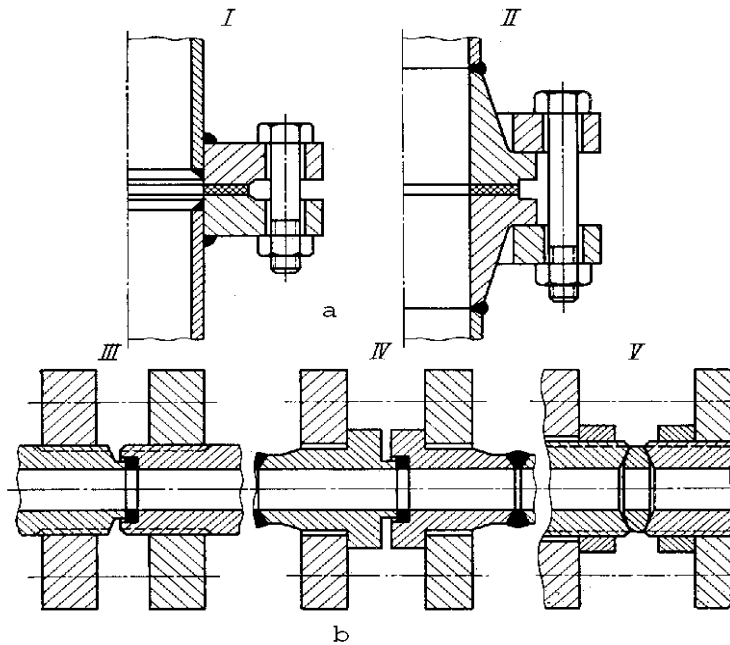
p_p - áp suất công tác ;

F_{np} - diện tích đệm chịu lực ép ;

p_y - áp suất tác dụng trên đệm (đối với đệm mềm $\sim 2p_p$, với đệm kim loại thì áp suất này bằng giới hạn chảy của vật liệu).

Các mối nối đường ống kiểu có vành côn (hình 5-6) đã chứng tỏ chất lượng chất lỏng 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 gây tác dụng làm kín. Các vành côn được chế tạo bằng vật liệu như là vật liệu đường ống.

Khi thiết kế đường ống cần phải xem xét đến sự cần thiết xả khí (đặt các nút xả khí), sự giãn nở của khí vì nhiệt của đường ống (phân bù trừ), sự rung động 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 và sự cần thiết phải thay thế các chi tiết đệm kín.



Hình 5-6. Các mối ghép nối đường ống
a. áp suất thấp; b. áp suất cao

5.5 TÍNH CHỌN VAN CHO MÁY ÉP 500T

5.5.1. Van phân phối

Van phân phối sử dụng trong hệ thống thủy lực của máy ép được chọn là các van trượt 4 cửa, 2 chiều được điều khiển bằng dầu thủy lực. Van phân phối có nhiệm vụ phân chia và định hướng dòng dầu thủy lực vào các đường ống khác nhau theo các tín hiệu điều khiển và trả dầu về thùng chứa. Khi lựa chọn van phân phối, cần phải căn cứ vào những tính năng kỹ thuật như kiểu đóng mở van, áp lực và lưu lượng dầu qua van.

Các thông số của van phân phối dùng cho bơm bánh răng

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Áp lực dầu vào van lớn nhất	MPa	17
2	Lượng tụt áp cho phép lớn nhất	MPa	0,8
3	Lượng dầu qua van:	l/ph	
	- Định mức		160
	- Cao nhất		200

Trong hệ thống thủy lực của máy, sử dụng hai loại van phân phối:

+ Loại van phân phối dầu có lưu lượng lớn, áp suất không cao từ bơm bánh răng.

+ Loại van phân phối dầu có lưu lượng nhỏ nhưng áp suất cao dẫn từ bơm pittông cao áp.

Căn cứ vào tốc độ dòng dầu, lưu lượng của các bơm trong hệ thống, chọn 2 loại van phân phối có các thông số kỹ thuật sau.

+ Loại van phân phối dùng cho bơm bánh răng

+ Loại van phân phối dùng cho bơm pittông

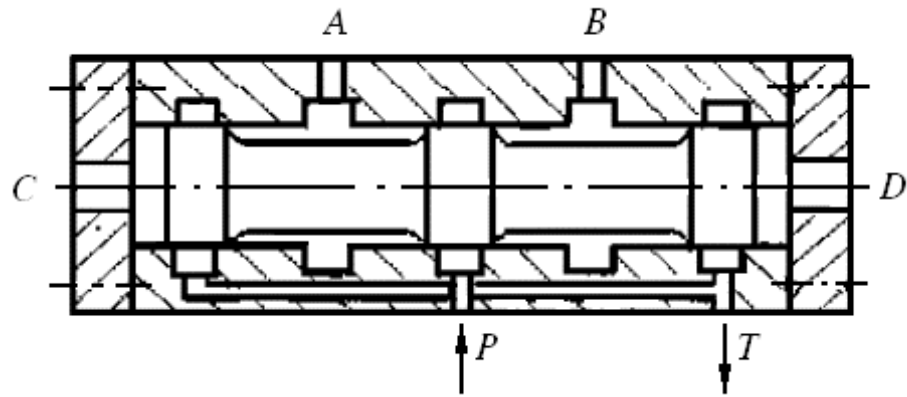
Các thông số của van phân phối dùng cho bơm pittông

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Áp lực dầu vào van lớn nhất	MPa	40
2	Lượng tụt áp cho phép lớn nhất	MPa	3
3	Lượng dầu qua van:	l/ph	
	- Định mức		90
	- Cao nhất		125

Nguyên lý làm việc của van phân phối 4 cửa điều khiển bằng thủy lực như hình 5-7.

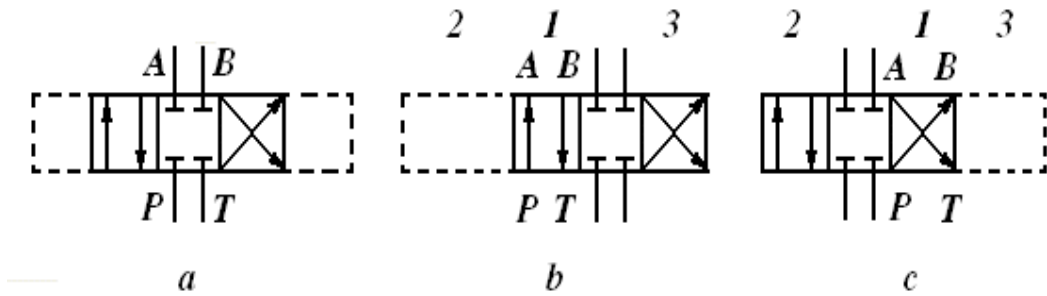
Trong trường hợp không có lực tác dụng từ hai cửa C và D, con trượt ở vị trí giữa van 1, van phân phối đóng hoàn toàn.

Muốn đưa dầu cao áp từ cửa P ra cửa A và dầu về từ cửa B qua cửa T, cho dầu điều khiển vào cửa C, con trượt dịch chuyển sang phải (vị trí 2).



Hình 5-7. Sơ đồ nguyên lý của van phân phối
 A, B. đường dầu nối với thiết bị thủy lực; P. đường dầu vào cao áp;
 T. đường dầu về thấp áp; C, D. đường dầu điều khiển

Muốn đưa dầu cao áp từ cửa P ra cửa B và dầu về từ cửa A ra cửa T, cho dầu điều khiển đi vào cửa D, con trượt dịch chuyển sang trái (vị trí 3).



Hình 5-8. Các vị trí hoạt động của van phân phối

5.5.2. Tính chọn van an toàn

Van an toàn dùng để hạn chế việc tăng áp suất chất lỏng trong hệ thống thủy lực vượt quá trị số qui định. Với công dụng chung như trên, tùy theo yêu cầu công việc và đặc điểm cấu tạo, van an toàn có nhiều chức năng khác nhau, tuy vậy trong hệ thống thủy lực của máy ép thủy lực, van an toàn có hai chức năng quan trọng nhất là:

- Đảm bảo tuổi thọ các chi tiết và máy.
- Duy trì tính năng hoạt động của hệ thống theo qui định kỹ thuật.

Để bảo đảm tuổi thọ cho hệ thống truyền dẫn thủy lực, van an toàn phải khống chế cho áp lực dầu của hệ thống không vượt quá áp lực định mức cho

phép. Nếu vượt quá áp lực này, các đường ống có thể bị nứt, vỡ, gioăng, phốt bị hỏng, chi tiết máy sẽ bị mòn, chóng hỏng thậm chí có thể gây mất an toàn khi vận hành máy. Van an toàn có rất nhiều kiểu, chủng loại khác nhau, thông thường trong hệ thống thủy lực có các loại van an toàn như:

- Van đóng mở bằng lò xo hay áp lực dầu.
- Van tác động trực tiếp hay vi sai, van có tác dụng trợ động (hai cấp)

Trên cơ sở mục đích sử dụng, van an toàn được tính chọn chủ yếu theo hai thông số chính là áp lực dầu định mức và lưu lượng dầu qua van. Nguyên lý làm việc của van dựa trên sự cân bằng tác dụng của những lực ngược chiều nhau trên nút van: lực tạo thành bởi kết cấu van (lò xo, đối trọng...) và áp suất của chất lỏng.

Khi áp suất chất lỏng từ nguồn cung cấp cho hệ thống vượt quá trị số qui định, áp suất chất lỏng tác dụng trên nút van thắng được lực cản của lò xo và hình thành khe hở giữa nút van và lỗ, một phần chất lỏng qua khe hở này trở về thùng chứa và áp suất chất lỏng sẽ trở về giá trị qui định, quá trình này diễn ra không thường xuyên. Do đặc điểm của các phần tử năng lượng trong hệ thống, hệ thống thủy lực của máy cần sử dụng hai loại van an toàn, loại 2,5 MPa cho bơm bánh răng và loại 40 MPa cho bơm pittông. Để chọn được van an toàn ta căn cứ vào đường kính làm việc cần thiết của van.

Đường kính lỗ van được tính theo công thức:

$$D_v = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

trong đó:

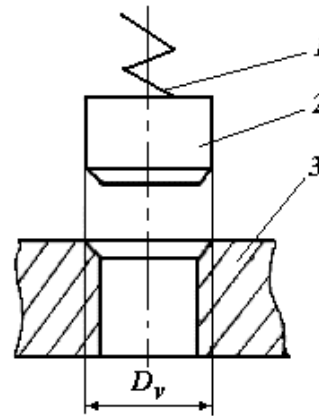
- D_v - đường kính lỗ van;
- Q - lưu lượng bơm;
- v - vận tốc dầu.

Vận tốc dầu qua van được chọn theo bảng 5-3

Như vậy, với van chịu áp 2,5 MPa ta chọn $v_1 = 13$ m/s

Với van chịu áp 40 MPa ta chọn $v_2 = 25$ m/s

Thay số vào công thức tính ta được:



Hình 5-9. Sơ đồ tính van an toàn
1. lò xo nén: 2. nút chặn van: 3. thân van

$$D_{v1} = \sqrt{\frac{4Q}{\Pi v_1}} = \sqrt{\frac{4.2.10^{-1}}{3,14.13.60}} = 0,0174 \text{ m}$$

Hay $D_{v1} = 17,4\text{mm}$

Bảng 5-3

Vận tốc dầu qua van an toàn phụ thuộc áp suất mở van

Áp suất mở van, MPa	0,5 - 1,2	1,2 - 20	> 20
V, m/s	5 - 12	12 - 15	25 - 30

Tương tự ta có:

$$D_{v2} = \sqrt{\frac{4Q}{\Pi v_2}} = \sqrt{\frac{4.8.10^{-2}}{3,14.25.60}} = 0,008 \text{ m}$$

Hay $D_{v2} = 8 \text{ mm}$

Căn cứ vào đường kính lỗ van, chọn kiểu van cho từng loại như sau:

- Van chịu áp 2,5 MPa: chọn kiểu van tác dụng trực tiếp có các thông số như bảng 5-4.

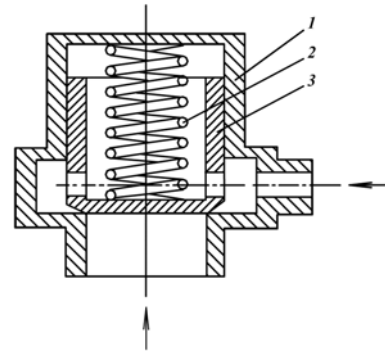
Nguyên lý hoạt động của van an toàn tác dụng trực tiếp được trình bày trên hình 5-10.

Bảng 5-4

Bảng thông số van an toàn tác dụng trực tiếp kiểu nút côn

STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Hành trình đóng, mở van	mm	5
2	Áp lực dầu định mức	MPa	2,5
3	Tổn thất áp lực qua van	l/ph	
	- Định mức		18
	- Nhỏ nhất		1,5
4	Trọng lượng van	kG	2

Dưới tác dụng của lò xo nén 2, nút van 3 luôn giữ ở vị trí đóng. Khi áp suất dầu vượt quá mức cho phép, áp lực dầu thắng lực cản lò xo 2 nâng nút van 3 lên, mạch chính và mạch ra của van được nối với nhau, dầu qua cửa van T về thùng dầu, bơm làm việc ở chế độ không tải.



Hình 5-10. Sơ đồ nguyên lý của van an toàn tác dụng trực tiếp
1. thân van; 2. lò xo; 3. nút van

- Van chịu áp 40 MPa: Van an toàn tác dụng trực tiếp (van an toàn một cấp) không sử dụng được trong hệ thống thủy lực có áp suất cao, vì kích thước của van, nút van sẽ rất lớn, lực lò xo phải tăng quá mức cho phép. Để giảm lực lò xo ở điều kiện áp suất và lưu lượng lớn, đảm bảo độ nhạy của van và độ ổn định về áp suất trong van có thể sử dụng kiểu van an toàn hai cấp (còn gọi là van an toàn có tác dụng trợ động) có các thông số như bảng 5-5.

Bảng 5.5

Bảng thông số kỹ thuật van an toàn tác dụng hai cấp

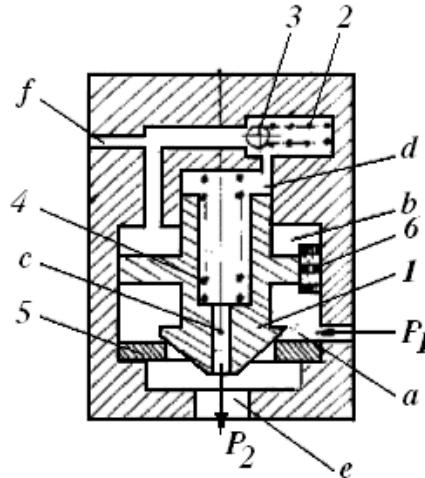
STT	Đại lượng	đơn vị tính	Giá trị
1	Hành trình đóng, mở van	mm	40
2	Áp lực dầu định mức	MPa	40
3	Tổn thất áp lực qua van	l/ph	200
	- Định mức - Nhỏ nhất		20
4	Trọng lượng van	kG	15

Sơ đồ nguyên lý hoạt động của van an toàn hai cấp như hình 5-11. Chất lỏng có áp suất p_1 từ ngăn a qua lỗ tiết lưu 6 đi vào ngăn b sau đó đi vào van an toàn phụ 3. Dưới tác dụng của lò xo 4 và áp suất chất lỏng trong ngăn b, nút van 1 được giữ ở vị trí đóng. Khi lực do áp suất chất lỏng trong ngăn b đủ để thắng được lực của lò xo 2 van phụ 3 sẽ mở. Khi đó áp suất trong ngăn b do sức cản của lỗ tiết lưu giảm và nút van 1 sẽ tách khỏi đế 5. Áp suất p_1 trong ngăn a cũng giảm tới trị số mà lưu lượng chất lỏng qua van 3 sẽ bằng lưu lượng qua tiết lưu vào ngăn b. Bằng cách điều chỉnh lực căng sơ bộ lò xo 2 của van phụ 3 có thể điều chỉnh được van chính. Lỗ thông c giữa ngăn d và e để cân bằng nút van 1. Kênh f nối với mạch chất lỏng về thùng dầu, áp suất chất lỏng trong ngăn b giảm xuống

bằng áp suất p_2 ở mạch ra. Nút van 1 chuyển động lên, mạch chính và mạch ra được nối với nhau, bơm làm việc ở chế độ không tải.

5.5.3. Tính chọn đồng hồ đo áp suất

Đồng hồ đo áp suất của hệ thống cho biết được áp lực tác dụng lên xi lanh công tác và xi lanh đẩy phôi. Để dễ tháo lắp đồng hồ vào hệ thống thủy lực phải dùng van chặn. Van chặn hoạt động theo nguyên lý dùng khe tiết lưu để dập tắt dao động của dầu thủy lực trong hệ thống trước khi đưa vào đồng hồ đo áp suất, như vậy bảo đảm cho đồng hồ đo được áp suất chính xác. Việc chọn đồng hồ đo áp suất lắp vào hệ thống thủy lực phụ thuộc vào áp suất cực đại của bơm. Đồng hồ đo áp suất được chọn theo GOST 8625-9 có các thông số sau:



Hình 5-11. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của van an toàn hai cấp

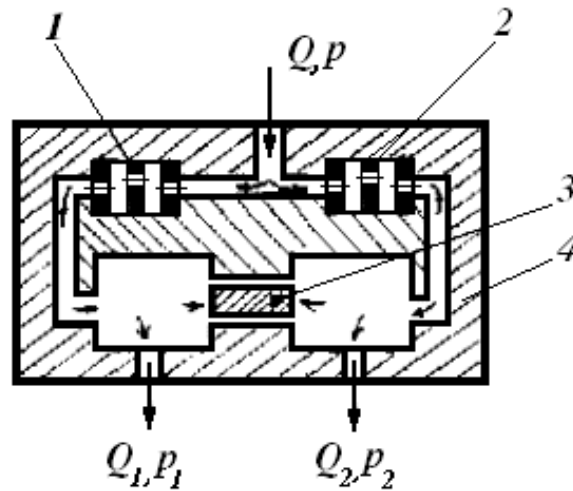
Bảng 5-6

Các thông số đồng hồ đo áp suất

STT	Đại lượng	Đơn vị đo	Giá trị
1	Đường kính lỗ dầu vào	μm	45
2	Độ chính xác đo	MPa	2,5 - 4
3	Giới hạn đo áp suất dư	MPa	1 - 60

5.5.4. Tính chọn van chia dòng

Van chia dòng dùng để chia chất lỏng công tác ra làm những dòng theo các tỷ lệ cần thiết với mục đích đồng bộ sự chuyển động của các cơ cấu chấp hành mà không phụ thuộc vào giá trị tải trọng tác dụng lên chúng. Việc ổn định qua hệ lưu lượng chất lỏng công tác trong van chia dòng dựa theo nguyên lý tự động khống chế lưu lượng bằng tiết lưu trên đường dẫn.



Hình 5-12. Sơ đồ nguyên lý của van chia dòng
1,2. tiết lưu; 3. con trượt; 4. thân van

Căn cứ vào lưu lượng và áp lực của hệ thống ta chọn van chia dòng dạng KD-32-20 (Liên xô), các thông số của van được thể hiện trong bảng sau:

Bảng 5-7

Thông số chọn van chia dòng

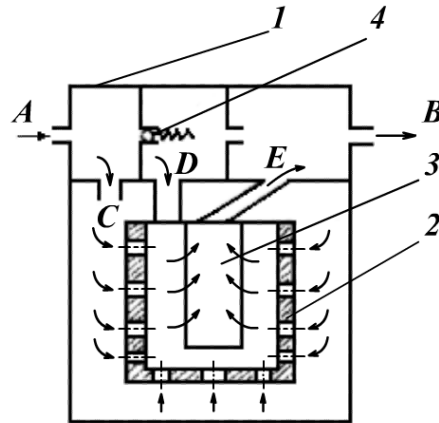
STT	Đại lượng	Đơn vị tính	Giá trị
1	Lưu lượng đầu vào	l/ph	130 - 160
2	Áp suất định mức	MPa	40
3	Tổn hao áp suất tối đa	MPa	1
4	Độ sai số chia dòng tối đa	%	1
5	Khối lượng	kG	13,5

5.5.5. Tính chọn bộ lọc dầu

Bộ lọc dầu có nhiệm vụ làm sạch chất lỏng công tác khỏi các chất cặn, bẩn từ bên ngoài vào hoặc do sự mài mòn các chi tiết khi làm việc, bảo đảm cho hệ thống làm việc ổn định, tăng tuổi thọ cho các chi tiết. Để làm sạch các chất bẩn dạng cứng người ta thường dùng phương pháp cơ khí (bộ lọc có các phần tử lọc dạng lỗ hoặc khe, vật liệu làm lõi lọc thường dùng lưới kim loại, vải, giấy hoặc gốm). Trong máy ép thủy lực này, chọn phần tử lọc là lưới kim loại, bộ lọc bằng lưới kim loại có ưu điểm là lưu lượng lọc lớn, độ bền tương đối cao, khả năng chịu áp lực tốt.

Nguyên lý hoạt động của bộ lọc: Dầu vào cửa A đi vào bộ lọc qua cửa C, qua các mắt lưới của lưới lọc 2, đi vào ống 3, qua cửa E và thoát ra ở cửa B. Nếu mắt lưới bị tắc, áp suất dầu trong bộ lọc tăng lên đẩy van 4 mở ra, dầu sẽ thoát thẳng ra lỗ B, không qua lưới lọc, không phá huỷ bộ lọc.

Để bảo đảm lưu lượng cho bộ lọc, chọn kích thước lưới lọc là 0,08 - 1 mm.



Hình 5-13. Sơ đồ nguyên lý bộ lọc dầu thủy lực
1. thân bộ lọc; 2. lưới lọc; 3. ống dẫn;
4. van an toàn

5.5.6. Tính chọn thùng dầu

Thùng dầu trong hệ thống thủy lực có các chức năng sau:

- Chứa toàn bộ lượng dầu cần thiết phục vụ cho hệ thống thủy lực của máy.
- Góp phần làm mát dầu.
- Đảm bảo lọc sạch dầu trước khi đưa vào hệ thống.
- Tạo điều kiện làm lắng các cặn bẩn, mạt kim loại.
- Đổi mới, bổ sung dầu trong quá trình làm việc.

Dung tích thùng chứa dầu được xác định theo [2]:

$$V = (2-3) Q$$

trong đó:

Q - lưu lượng bơm thủy lực, l/ph

V - thể tích thùng dầu, l.

Mặt khác, để thùng dầu có mặt thoáng và tăng khả năng làm mát của dầu ta chọn thể tích của mặt thoáng trong thùng dầu bằng 10-15% thể tích dầu của hệ thống.

Trong hệ thống thủy lực này ta cần hai thùng dầu:

- Thùng dầu chính đặt trên sàn cung cấp dầu cho toàn hệ thống.

- Thùng dầu phụ cung cấp dầu cho xi lanh chính. Như vậy, để cung cấp dầu đủ cho xi lanh ở hành trình công tác lớn nhất, thể tích của thùng dầu phụ sẽ là:

$$V_p = 1,15.V_{x_{max}} = 1,15.F.H$$

$$V_{x_{max}} = H.F = 600.125600 = 75360000 \text{ mm}^3 \text{ hay } 0,07536 \text{ m}^3$$

trong đó:

- F: diện tích tiết diện ngang của xi lanh chính.
- H: hành trình lớn nhất của pittông chính.
- $V_{x_{max}}$: thể tích dầu lớn nhất trong xi lanh công tác.

Thay số ta có: $V_p = 1,15.75360000 = 86664000 \text{ (mm}^3\text{)}$, hay $V_p = 86,664 \text{ l}$.

Chọn kích thước thùng dầu phụ là (Dài x Rộng x Cao):

$$D \times R \times C = 0,6 \text{ m} \times 0,4 \text{ m} \times 0,37 \text{ m}$$

- Thể tích của thùng dầu chính là:

$$V_c = 3(Q_5 + Q_6 + Q_8) \times 1,15 + V_p = 638,664 \text{ (l)}$$

Chọn kích thước thùng dầu chính là (Dài x Rộng x Cao):

$$D \times R \times C = 1,2 \text{ m} \times 0,67 \text{ m} \times 0,8 \text{ m}$$

5.5.7. Tính chọn ống dẫn dầu

Ống dẫn dầu có nhiệm vụ truyền năng lượng từ bơm dầu đến các cơ cấu chấp hành. Yêu cầu cơ bản của ống dẫn dầu là phải có độ bền cao và tính đàn hồi tốt. Các mối nối phải bảo đảm kín khít tránh dò dầu và không khí từ ngoài lọt vào hệ thống. Trong hệ thống thủy lực của máy ép thủy lực 500 T này chọn các ống của đường dầu điều khiển là các ống làm bằng đồng, các ống của đường dầu áp lực chính làm bằng thép. Kích thước cơ bản của ống dẫn dầu là đường kính trong. Chọn đường kính trong của ống theo công thức:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\Pi v_{gh}}}$$

trong đó:

- d: đường kính ống, m;
- Q: lưu lượng, m^3 ;
- v_{gh} : vận tốc dầu trong ống, $v_{gh} = 5-10 \text{ m/s}$;
với ống dẫn dầu điều khiển lấy $v_{gh} = 5 \text{ m/s}$;
với ống dẫn dầu chính lấy $v_{gh} = 10 \text{ m/s}$.

Thay số ta có:

- với ống dẫn dầu điều khiển

$$d_{dk} = \sqrt{\frac{4.0,08}{3,14.8.60}} \approx 0,0146(\text{m})$$

- Với ống dầu áp lực

$$d_{al} = \sqrt{\frac{4.0,2}{3,14.10.60}} \approx 0,03(\text{m})$$

Chọn ống dẫn dầu tiêu chuẩn, ta có:

- Ống dẫn của đường dầu điều khiển
 - + Đường kính trong: 15 mm.
 - + Chiều dày ống: 2 mm.
- Ống dẫn của đường dầu áp lực
 - + Đường kính trong: 30 mm.
 - + Chiều dày ống: 2,5 mm.

5.5.8. Tính chọn động cơ điện

Theo sơ đồ thủy lực hệ thống cần phải có 2 động cơ 3 pha để dẫn động các bơm. Ta tính chọn động cơ điện theo công suất của các bơm dầu.

Công suất của các bơm là:

Bơm lưu lượng:

$$N_5 = p_5 \cdot Q_5 = 2,5 \cdot \frac{200}{60} = 8,333 \text{ (kW)}$$

Bơm điều khiển:

$$N_6 = p_6 \cdot Q_6 = 2,5 \cdot \frac{100}{60} = 4,167 \text{ (kW)}$$

Bơm pittông cao áp:

$$N_8 = p_8 \cdot Q_8 = 50 \cdot \frac{30}{100} = 15 \text{ (kW)}$$

Công suất động cơ dẫn cho bơm lưu lượng và bơm pittông cao áp là:

$$N_A = N_6 \cdot \eta_6 + N_8 \cdot \eta_8 = 0,92 \cdot (15 + 8,333) = 23,333 \text{ kW}$$

Công suất động cơ dẫn cho bơm điều khiển là:

$$N_B = N_5 \cdot \eta_5 = 0,92 \cdot 4,167 = 3,834 \text{ kW}$$

trong đó:

p - áp suất làm việc của bơm, MPa;

Q - lưu lượng bơm, l/s;

η - hiệu suất bơm dầu.

Loại động cơ dùng cho bơm lưu lượng và bơm pittông có các thông số như bảng 5-8. Động cơ dùng cho bơm điều khiển bảng 5-9.

Bảng 5-8

Thông số của động cơ dùng cho bơm lưu lượng và bơm pittông

Loại động cơ điện	Công suất trên trục, kW	Tốc độ quay của trục, v/ph
A2 - 72	30	1450

Bảng 5-9

Thông số của động cơ dùng cho bơm điều khiển

Loại động cơ điện	Công suất trên trục, kW	Tốc độ quay của trục, v/ph
AO2	4	1450

Chương 6

CÁC CHI TIẾT CƠ KHÍ CHÍNH CỦA MÁY ÉP THỦY LỰC

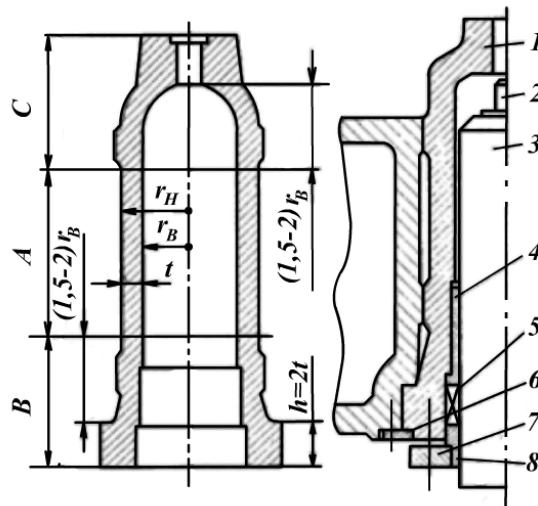
6.1. XI LANH VÀ PITTÔNG

Thường dùng các kiểu xi lanh sau: kiểu pittông trụ, kiểu pittông bậc, kiểu pittông đứng và kiểu nằm ngang, kiểu cố định và kiểu di động, kiểu có bộ đỡ trên mặt bích và trên đáy. Số lượng các xi lanh công tác (một, hai, ba bốn và nhiều hơn) phụ thuộc vào công dụng, chức năng công nghệ, lực của máy ép và số lượng các mức lực ép khác nhau theo yêu cầu. Trong máy ép thủy lực hay sử dụng nhiều nhất là các xi lanh cố định (hình 6-1.b). Gần đây, người ta đã chế tạo máy ép có nhiều xi lanh công tác kiểu di động như máy ép rên có các xi lanh bố trí ở phía dưới và bộ di động.

Trong lĩnh vực chế tạo máy ép hay sử dụng các xi lanh có bộ đỡ trên đáy và trên mặt bích. Bộ đỡ của xi lanh trên đáy là hợp lí nếu xét từ phía độ bền, vì trong trường hợp này loại trừ được các ứng suất do sự uốn thành xi lanh bởi phản lực của bộ đỡ trên mặt bích. Ngoài ra, thành của xi lanh sẽ không chịu ứng suất kéo theo chiều trục.

Khi có bộ đỡ xi lanh trên đáy, làm phức tạp thêm kết cấu, tăng khối lượng và kích thước của thân của máy ép, , Vì vậy, trong ngành chế tạo máy ép, người ta sử dụng rộng rãi nhất là các xi lanh có bộ đỡ trên mặt bích (hình 6-1a)...

Theo các đặc trưng của trạng thái ứng suất xi lanh được chia ra làm ba vùng chính: vùng trụ A, vùng mặt bích đỡ B, vùng đáy C.



Hình 6-1. Kết cấu của xi lanh

a. xi lanh có bộ đỡ trên mặt bích; b. cụm xi lanh được cố định với dầm ngang trên; 1. xi lanh; 2. van tiết lưu của phanh; 3. pittông; 4. ống dẫn hướng; 5. đệm; 6. vòng; 7. vòng kẹp; 8. ống kẹp

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 Lamê.

Nếu như chỉ có áp suất trong p tác dụng lên xi lanh thì trên thành của xi lanh xuất hiện:

- Ứng suất hướng kính:

$$\sigma_r = \frac{p \cdot r_B}{r_H^2 - r_B^2} \left(1 - \frac{r_H^2}{r^2} \right) \quad (6.1)$$

- Ứng suất hướng tiếp:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot r_B}{r_H^2 - r_B^2} \left(1 + \frac{r_H^2}{r^2} \right) \quad (6.2)$$

- Ứng suất theo chiều trục do ảnh hưởng của đáy:

$$\sigma_z = \frac{p \cdot r_B}{r_H^2 - r_B^2} \quad (6.3)$$

trong đó: $\sigma_t > \sigma_z > \sigma_r$ ứng suất lớn nhất xuất hiện bên bề mặt trong của xi lanh ($r = r_B$).

Theo thuyết độ bền năng lượng, ứng suất tương đương được xác định theo công thức:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} \quad (6.4)$$

Ứng suất lớn nhất $\sigma_{c \max}$ trên thành bên trong sẽ là:

$$\sigma_{c \max} = \frac{\sqrt{3} \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2} \cdot p \quad (6.5)$$

Ứng suất cho phép được xác định bằng biểu thức:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{\sqrt{3} \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2} \cdot p \quad (6.6)$$

trong đó:

σ_T - giới hạn chảy khi thử kéo;

n - hệ số dự trữ bền theo giới hạn chảy.

Từ đó nhận được:

$$r_H = r_B \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p}} \quad (6.7)$$

Giá trị ứng suất cho phép $[\sigma]$ với xi lanh đúc là 80 - 100 MN/m² (800 - 1000 kG/cm²), xi lanh bằng thép (0,3 - 0,35% C) rèn là 110 - 150 MN/m² (1100 ÷ 1500 kG/cm²); còn xi lanh bằng thép hợp kim (1,5 ÷ 2% Ni) rèn là 150 - 180 MN/m² (1500 ÷ 1800 kG/cm²).

Quan hệ giữa $[\sigma]$ và p khi đường kính ngoài của xi lanh sẽ là nhỏ nhất:

$$P_H = \pi \cdot r_B^2 p \quad (6.8)$$

trong đó:

P_H - lực chính do xi lanh tạo ra;

Từ đó suy ra:

$$r_B = \sqrt{\frac{P_H}{\pi p}} \quad (6.9)$$

Thay biểu thức (6.9) vào (6.7), nhận được:

$$r_H = \sqrt{\frac{P_H \cdot [\sigma]}{\pi p ([\sigma] - \sqrt{3}p)}} \quad (6.10)$$

Từ biểu thức này, suy ra r_H nhỏ nhất khi biểu thức (6.10) đạt giá trị lớn nhất:

$$U = \pi \cdot p ([\sigma] - \sqrt{3}p)$$

Ở đây, $[\sigma]$ là hằng số, còn p thay đổi. Khi đó:

$$\frac{dU}{dp} = \pi \cdot [\sigma] - \pi \sqrt{3} \cdot 2p$$

từ đó:

$$p_{OT} = \frac{[\sigma]}{2\sqrt{3}} \quad (6.11)$$

Áp suất p từ phương trình (6.11) gọi là giá trị chính. Thay giá trị p từ phương trình (6.11) vào (6.10) nhận được phương trình:

$$r_{min} = 1,5 \cdot \sqrt{\frac{P_H}{[\sigma]}} \quad (6.12)$$

Khi chọn áp suất chất lỏng công tác, cần phải chú ý, khi trị số của p tiến gần tới p_{OT} , khi tăng áp suất, có sự giảm không đáng kể kích thước của xi lanh.

Vì vậy, lấy:

$$p = (0,70 \div 0,75) p_{OT}$$

Giá trị áp suất p gọi là giá trị hợp lí.

Các công thức Lamê đúng đối với các tiết diện xi lanh nằm xa các đoạn có sự thay đổi chiều dày của thành xi lanh. Tại các tiết diện của xi lanh nằm ở gần mặt bích hoặc nằm gần phần vòm cong, xuất hiện các ứng suất phụ có trị số gần bằng các ứng suất tính theo các công thức Lamê. Vì vậy kích thước thành xi lanh ở vùng vòm và vùng mặt bích được chọn theo kinh nghiệm thực tế.

Chiều dày phần đáy xi lanh, ở phần giữa phải vào khoảng không ít hơn hai lần chiều dày thành xi lanh và phải có sự chuyển tiếp đều từ phần hình trụ của xi lanh sang phần đáy ($R > 0,4t$).

Kích thước của góc lượn mặt bích được kiểm tra theo áp suất khoảng 80 MN/m² (800 kG/cm²). Chiều dày 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 40 MN/m² (400 kG/cm²) hoặc chọn theo chiều dày t của thành xi lanh. Để giảm ứng suất tập trung, phải làm tròn các góc tạo bởi bề mặt ngoài của xi lanh với bề mặt của mặt bích bằng các góc lượn:

$$r \sim (0,7 \div 0,75) t$$

Cụm xi lanh công tác cùng mỗi ghép được chỉ dẫn trên hình 6-1.b.

Các pittông của xi lanh công tác được làm đặc hoặc rỗng. Pittông truyền lực tới dầm ngang di động và chịu nén. Liên kết giữa pittông có thể là kiểu cứng (đuôi pittông ngàm chặt vào dầm ngang di động), qua ngõng cầu hoặc liên kết qua chày bằng các nắp hình cầu.

Khi pittông liên kết cứng, chúng chịu tác dụng mômen xuất hiện do máy ép chịu tải lệch, dẫn đến mài mòn nhanh ống dẫn hướng và làm hỏng đệm bịt kín. Liên kết cứng được sử dụng trong máy ép một xi lanh và dùng trong pittông giữa của máy ép ba xi lanh.

Pittông được chế tạo theo cách rèn từ thép cacbon 45 hoặc 60, bề mặt của chúng được tôi và đánh bóng cẩn thận (độ nhám bề mặt không quá cấp 8 và độ chính xác tương đương cấp 2 khi lắp vào ống dẫn hướng). Các pittông được liên kết cứng với dầm ngang di động thường được chế tạo từ thép hợp kim Cr-Ni, Cr-Mo, độ cứng bề mặt công tác 48 ÷ 60 HRC.

6.2. ĐỆM KÍN CÁC XI LANH VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP THỬ NGHIỆM

Có ba kiểu đệm kín các mối ghép động: kiểu đệm tự bung, kiểu đệm vòng và kiểu dùng xecmăng.

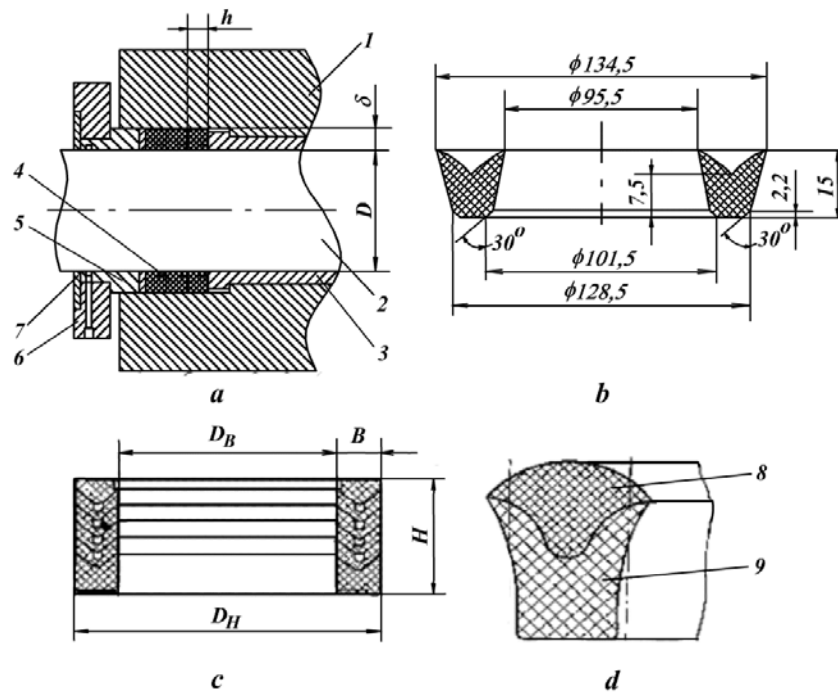
Đệm tụ bung thường phải ép và nhờ đó sẽ làm triệt tiêu sự rò rỉ của dầu thuỷ lực. Đệm vòng sẽ làm việc tự động dưới tác dụng của áp suất chất lỏng.

Trong máy ép, kiểu sử dụng rộng rãi nhất là kiểu đệm tụ bung.

Đệm vòng thường được sử dụng cho các pittông có đường kính tới $100 \div 150$ mm khi máy ép làm việc với dầu khoáng.

Các vòng xecmăng được dùng để đệm kín cho các xi lanh có đường kính trong tới 600 mm khi làm việc với dầu là chất lỏng công tác.

Trong số các vòng đệm tụ bung thì được sử dụng rộng rãi nhất là các đệm vải - cao su kiểu chữ V nhiều lớp. Hướng chuyển động của vòng đệm luôn hướng về phía tác dụng của áp suất. Việc bố trí đệm kiểu chữ V trong xi lanh máy ép thuỷ lực được trình bày trên hình 6.2.a. Trạng thái bề mặt của pittông có ý nghĩa rất lớn đối với khả năng hoạt động của đệm tụ bung.



Hình 6-2. Đệm pittông

1. xi lanh; 2. pittông; 3. ống dẫn hướng; 4. đệm tụ bung; 5. ống kẹp; 6-7. vòng kẹp; 8-9. cao su mềm và cứng.

Các vít cấy được tính toán với lực P bằng:

$$P = \frac{\pi[(D + 2\delta)^2 - D^2]}{4} p \quad (6.14)$$

Trong đó: p - áp suất định mức của chất lỏng.

Ứng suất cho phép của các vít cấy là $60 \div 100$ MPa ($600 \div 1000$ kG/cm²).

Bộ đệm vải cao su kiểu chữ V nhiều lớp được trình bày trên hình 6-2.b. Các vòng đệm kiểu chữ V được làm từ vải bông có tráng cao su và tấm graphit. Cao su được sử dụng phải có tính chất cơ học sau: độ cứng bề mặt theo So là $80 \div 90$ đơn vị; độ bền chống đứt không nhỏ hơn 100%; độ giãn dài dư không quá 5%; tính chịu dầu sau 24 giờ ở 20 °C, có nghĩa là sự tăng khối lượng 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 khi sử dụng được tính theo công thức:

$$R = 0,15 f \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p \quad (6.15)$$

trong đó:

f - hệ số ma sát (bằng 0,05 đối với đệm tự bung; 0,20 đối với các loại đệm kiểu chữ V);

D - đường kính pittông;

b - chiều cao đệm;

p - áp suất của chất lỏng.

Hệ số 0,15 có tính đến sự giảm áp suất sự giảm áp suất theo chiều cao của đệm.

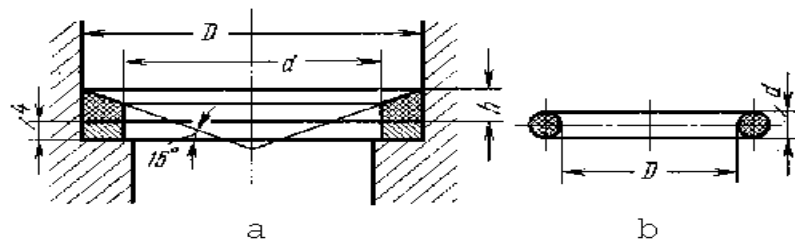
Vòng đệm kiểu chữ V một lớp thường được chế tạo từ cao su. Trên hình 6-2.b trình bày vòng đệm kiểu chữ V đường kính 100 mm (ГОСТ 6969 - 54).

Đệm chữ V này được lắp sao cho các cạnh hướng theo chiều tác động của áp suất chất lỏng. Do có sự tác động của áp suất, các vòng đệm sẽ tự động đảm bảo sự khép kín. Đệm này sẽ làm việc không tốt ở áp suất thấp, vì khi đó chất lỏng không ép các cạnh của đệm vào kim loại. Nhược điểm này được khắc phục bằng cách tạo độ căng ban đầu và tăng cứng cho vòng đệm (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 lớn hơn 32 MN/m² (320 kG/cm²) thường sử dụng các vòng đệm có chiều cao hơn.

Các xi lanh cần phải được thử bằng áp suất chất lỏng cao hơn áp suất định mức công tác 1,5 lần; xi lanh nhỏ được thử bằng bơm tay; các xi lanh lớn được thử bằng bơm dẫn động. Khi đạt áp suất thử, cần phải giữ áp suất này một thời gian, sau đó giảm áp suất và lặp lại chu kỳ thử vài lần.

6.3. ĐỆM KÍN CÁC MỐI GHÉP 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 các bề mặt này có khả năng tạo áp suất lớn hơn áp suất cực đại khả năng của chất lỏng công tác. Chi tiết làm kín các mối liên kết cố định thường là các vòng đệm có tiết diện khác nhau, được đặt trong không gian kín giữa các bề mặt. Các vòng đệm thường được chế tạo từ đồng, nhôm, thép mềm, cao su.



Hình 6-3. Các đệm kín của các mối liên kết cố định

a. tiết diện hình thang b. tiết diện hình tròn

Trên hình 6-3 chỉ ra các kích thước chính của đệm capron dùng cho mối liên kết cố định (áp suất công tác tới 40 MPa).

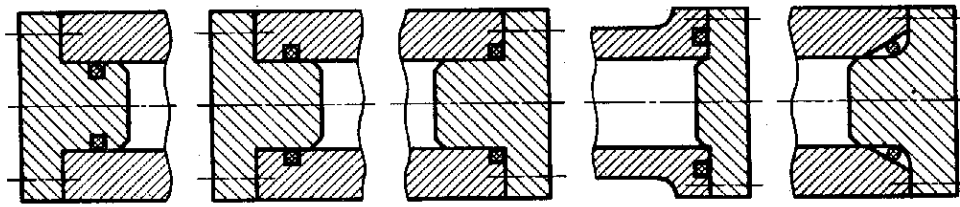
Các đệm kim loại mềm được sử dụng chủ yếu để làm kín các mối liên kết có thể tháo rời như để lắp đặt ống. Trong một số trường hợp thì các đệm này được thay bằng đệm capron.

Vòng cao su có tiết diện tròn được sử dụng rộng rãi để làm chi tiết bao kín mối liên kết cố định. Các vòng cao su để bao kín các mối liên kết động (p tới 10 MPa) và cố định (p tới 32 MPa) được chỉ ra trên hình 6.3.b.

Các đệm được làm từ cao su chịu dầu và xăng 3826, TY 233-54p.

Khi lắp đặt vòng đệm cần phải chú ý tránh lệch, vòng đệm bị hư hỏng do nứt.

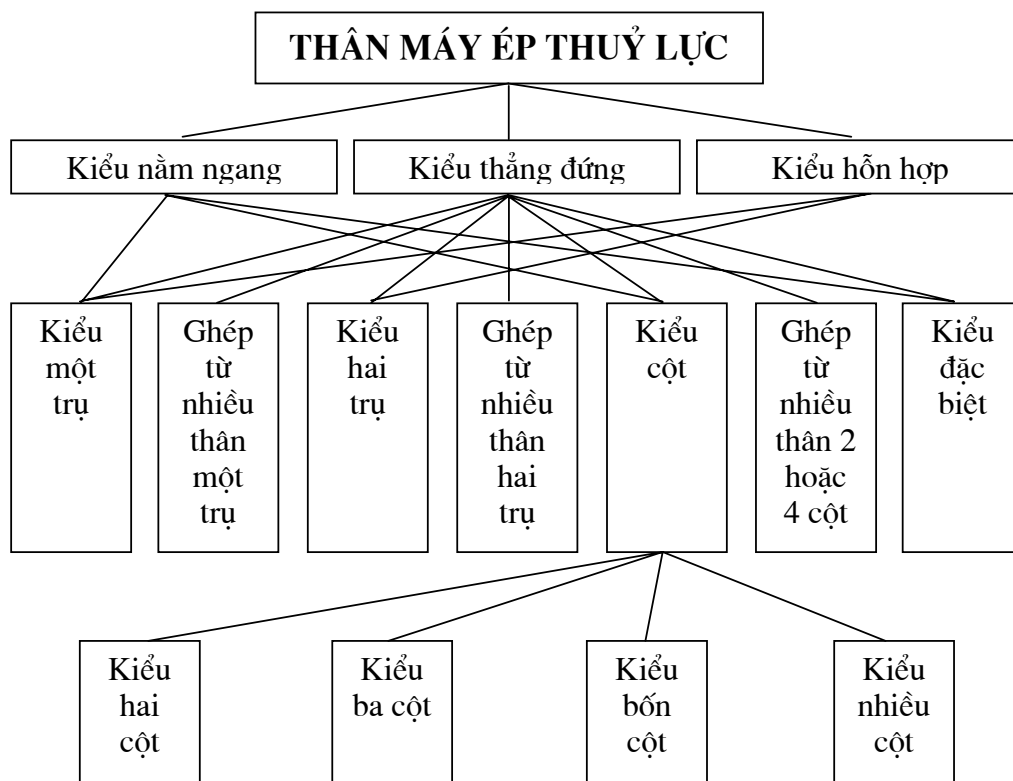
Đối với các mối liên kết cố định thì độ nhám bề mặt tiếp xúc với các vòng đệm cần phải không thấp hơn cấp 7. Còn bề mặt của rãnh độ nhám không được thấp hơn cấp 6.



Hình 6-4. Đệm bao kín các mối liên kết cố định bằng vòng cao su

Các đệm bao kín các mối liên kết cố định bằng vòng cao su tiết diện tròn được trình bày trên hình 6-4.

6.4. THÂN MÁY



Hình 6-5. Phân loại các thân máy ép thủy lực

Trên hình 6-5 trình bày sơ đồ phân loại thân máy ép thủy lực. Chỉ tiêu 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

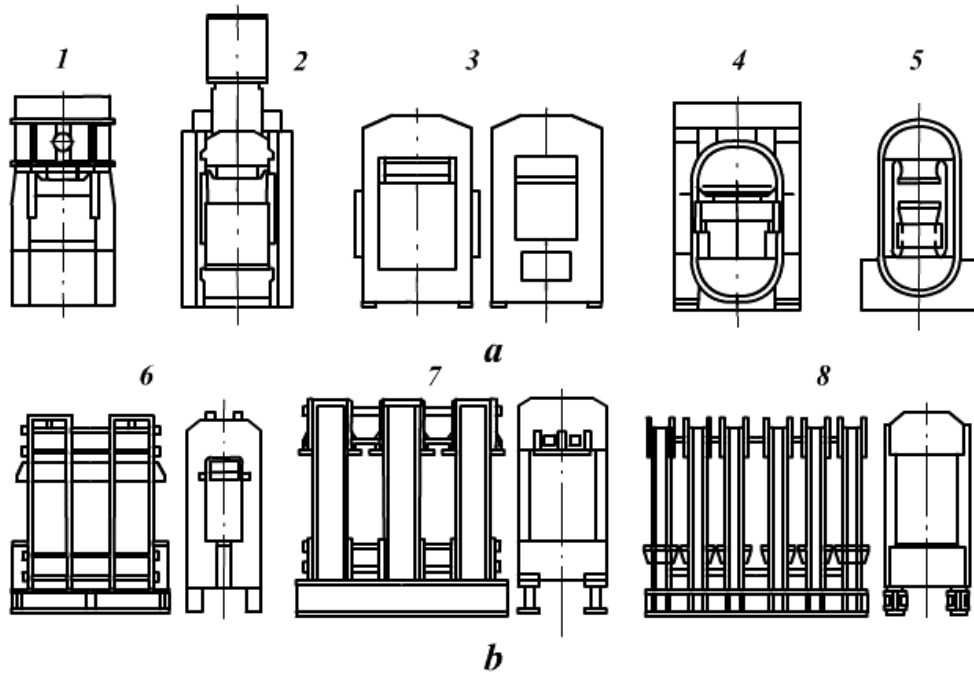
phương nằm ngang và phương thẳng đứng, theo phương thẳng đứng và nghiêng...). Các máy ép kiểu đứng còn phân loại tiếp theo hướng tác động của lực làm việc (hướng lên trên hoặc xuống dưới), máy có dẫn động trên và dẫn động dưới.

Người ta cũng phân biệt các loại khung: một trụ, hai trụ, kiểu kết cấu đặc biệt.

Mỗi thân máy ép có thể lại là kiểu làm liền hoặc kiểu lắp ghép, kiểu được đúc (thép 35 II) hoặc được hàn (thép CT3). 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 các thân máy ghép nối với nhau.

Phụ thuộc vào chức năng công nghệ của máy 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.



Hình 6-6. Các phương án kết cấu thân máy ép thủy lực.

a. kiểu hai trụ; b. kiểu tổ hợp từ thân hai trụ; 1. kiểu thao tác lắp có bu lông liền kết; 2. thân kiểu hàn hoặc 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 bu lông có chung dầm trên; 8. kiểu lắp ráp không có chung dầm trên.

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 tính toán các thân máy ép cơ khí kiểu giống như vậy.

Việc tính toán các thân kiểu cột có đặc điểm riêng. Tính toán các thân máy kiểu đứng 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 dầm ngang). Đối với máy ép kiểu đứng, nếu ta tính thân theo tải nằm ngang sẽ không thích hợp vì các cột có độ cứng vững nhỏ so với độ cứng vững của dầm 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 dầm ngang cố định.

Đồng thời giả sử là có tải đều tác dụng lên các cột (có thể có sự không đều của các 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:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_u}{0,1d^3} \leq [\sigma] \quad (6.16)$$

trong đó:

F - diện tích tiết diện ngang của cột;

d - đường kính trụ.

Đối với máy ép kiểu bốn cột, thì lực N tác dụng lên trụ là:

$$N = \frac{P}{4} \left(1 + \frac{2e}{L} \right) \quad (6.17)$$

Trị số của momen uốn M_u tác dụng vào cột phụ thuộc vào sơ đồ kết cấu của thân máy ép (giả sử cả bốn cột đều làm việc).

Đối với sơ đồ trên hình 6-7.a (pittông máy ép được nối với dầm ngang di động treo kiểu bản lề):

$$M_u = P.e.z/4 \quad (6.18)$$

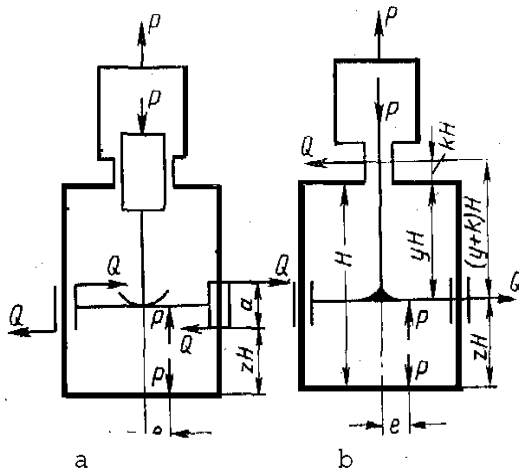
Đối với trên hình 6-7.b (nối cứng giữa pittông với dầm ngang di động hoặc là có cán dẫn hướng đặc biệt):

$$M_u = \frac{Pe}{32(y+k)} \quad (6.19)$$

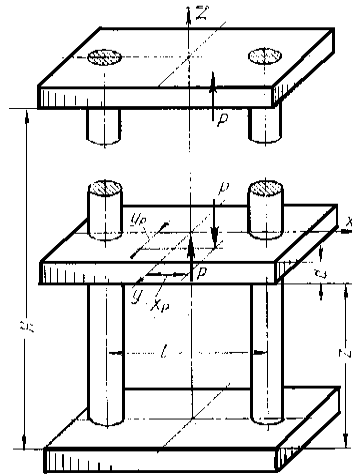
Đối với máy ép kiểu hai cột (hình 6-8) thì nguy hiểm nhất là độ lệch tâm theo hướng trục y. Khi đó ứng suất ở các cột của máy ép hai cột là:

$$\sigma = \frac{P}{2F} \left(1 + \frac{2e}{l} + \frac{8e}{d} \right) \quad (6.20)$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4}; l = \frac{\pi d^3}{32}; \frac{l}{F} = \frac{d}{8}$$



Hình 6-7. Máy ép kiểu bốn cột



Hình 6-8. Máy ép kiểu hai cột

Đối với máy ép kiểu ba cột có thể lấy gần đúng là:

$$\sigma = \frac{P}{3F} \left(1 + 8 \frac{e}{d} \right) \quad (6.21)$$

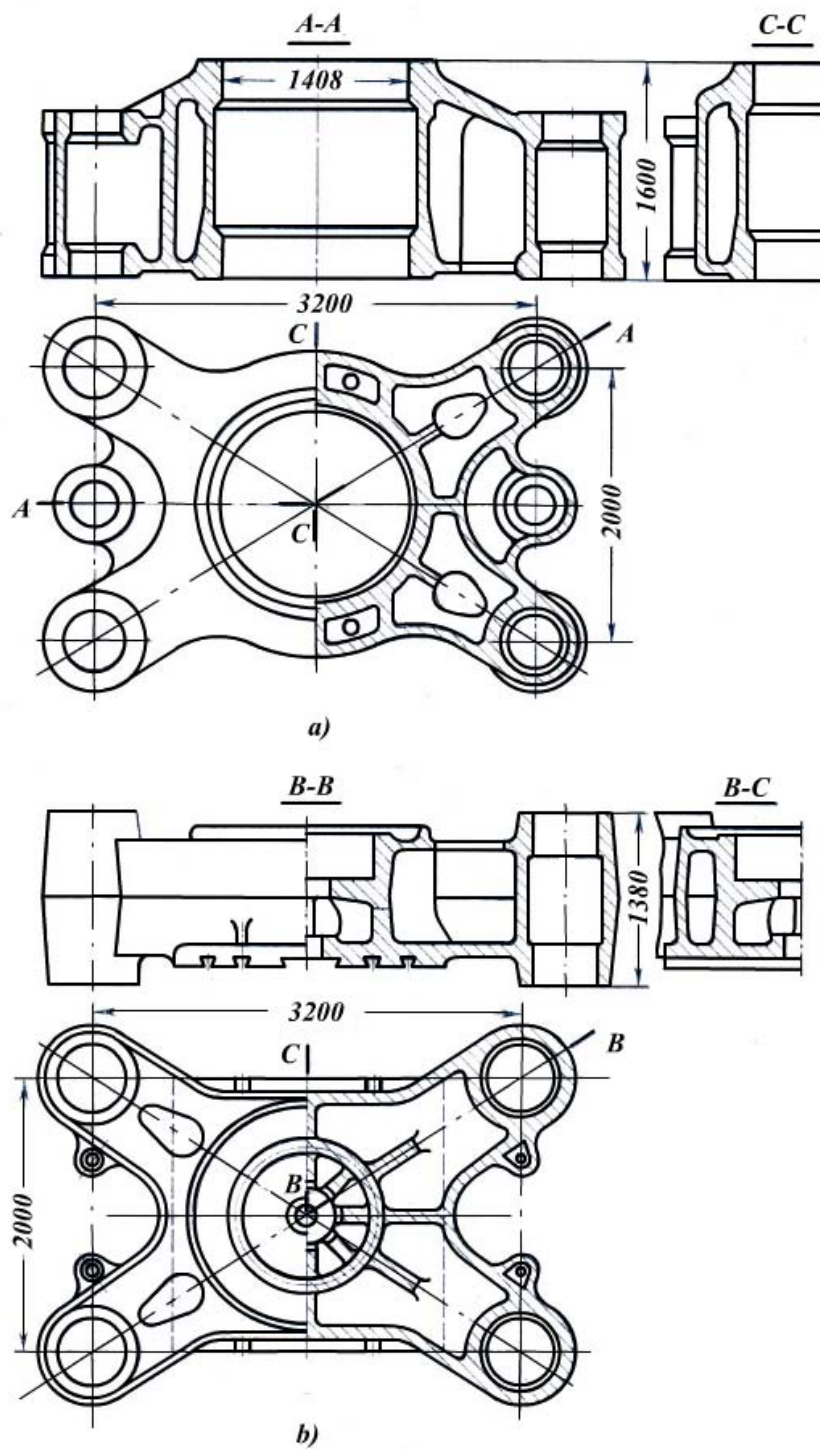
Các cột của máy ép chuyên dụng (với độ cứng vững, chiều dài và bố trí đối xứng của chúng khác nhau) thì tính toán theo phương pháp biến dạng là thuận tiện hơn cả.

6.5. DẦM NGANG

Dầm ngang dưới có kết cấu dạng hộp và có gân tăng cứng bên trong. Chiều cao của dầm bằng 2,5 ÷ 3,5 lần đường kính của các trụ dẫn hướng. Dầm ngang dưới được đặt trên các phần côngson hoặc bằng các đế ở dưới dạng đai ốc và đầu các trụ.

Ở các máy ép có lực lớn hơn 40MN thì các dầm dưới được chế tạo lắp ghép và liên kết lại bằng các bulông làm việc chỉ ở chế độ chịu kéo.

Vật liệu để chế tạo dầm dưới thường dùng là thép đúc có $\sigma_b = 450 \div 550$ MN/m² (45 - 55 kG/mm²). Trong các phối đúc dây có ứng suất dư nhiệt, chúng có thể gây phá huỷ sớm trước sự phá huỷ do ứng suất gia công vật liệu gây ra. Vì vậy, khi thiết kế khối đúc dầm dưới cần phải xử lý nhiệt, khử ứng suất dư sau đúc.



Hình 6-9. Các dầm ngang
A - dầm trên; b - dầm di động

Gần đây, người ta hay sử dụng dầm kiểu hàn, các dầm ngang này có cùng độ cứng vững nhưng có khối lượng và thời gian chế tạo nhỏ hơn. Khi tính toán dầm ngang theo kiểu uốn, cũng giống như tính cho thanh nằm trên hai gối tựa và có tải đặt đối xứng.

Khi đó tính toán mang tính gần đúng, do hình dạng của dầm rất phức tạp. Khoảng cách giữa hai gối tựa được lấy bằng khoảng cách giữa hai đường tâm của các trụ. Trên hình 6-9a chỉ dẫn dầm trên của máy ép rèn có lực 30 MN (3000T). Cơ sở của kết cấu là các hốc dạng ống để lắp xi lanh và các trụ. Các hốc này được liên kết bằng các gân và tạo thành một chi tiết thống nhất, có dạng hình chữ nhật theo hình chiếu thẳng.

Từ các điều kiện công nghệ, ngoài các máy ép thủy lực có một xi lanh, còn có các máy sử dụng hai, ba xi lanh hoặc nhiều hơn và thay đổi kết cấu của các dầm ngang.

Dầm 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 dầm trên có thể là như nhau trên suốt chiều dài và bằng chiều cao của các hốc cho trụ hoặc là chiều cao được tăng thêm ở các phần trung tâm. Chiều cao của dầm trên của các trụ thường bằng 2,5 ÷ 3,5 lần đường kính cột. Các dầm trên của máy có lực ép lớn được chế tạo kiểu lắp ghép. Mặt phẳng phân cách của các phần ghép của dầm thường 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 xi lanh tương ứng. Ứng suất cho phép của thép đúc 50 ÷ 70 MPa.

Dầm di động của máy ép thủy lực dùng để cố định dụng cụ công tác phía trên và truyền lực từ pittông công tác tới phối cần biến dạng (hình 6-9.b). Dầm 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_s không nhỏ hơn 450 MPa.

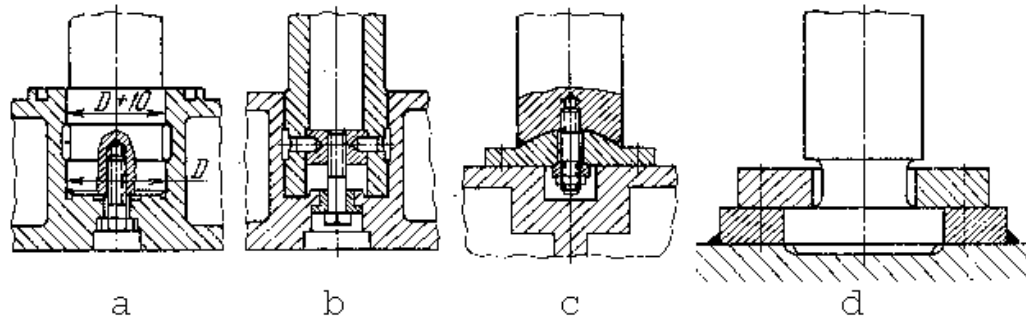
Chiều cao của phần giữa của dầm được tính trên cơ sở giả thiết khi dầm nằm trên bộ hạn chế hành trình thì dầm chịu toàn bộ áp suất của máy ép.

Dầm 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 dầm tỳ trên bộ phận hạn chế hành trình là 120 ÷ 150 MPa.

Trên bề mặt dưới của dầm di động có các rãnh hình chữ T để cố định đầu búa hoặc khuôn dập. Hướng của dầm 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 dầm. Bề mặt bên

trong của các ống lót được gia công đạt độ nhám cấp 8. Giữa ống và cột ở máy ép rền 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 dầm.

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 ống có dạng hình cầu. Đôi khi để đạt được mục đích này, người ta tăng chiều cao của hốc cho ống dẫn hướng của các trụ (so với chiều cao đã xét của kết cấu trước) và như vậy làm tăng cánh tay đòn dầm di động khi truyền mômen tạo thành do lệch tải lên các trụ máy ép. Việc cố định các pittông vào dầm di động sử dụng kết cấu kiểu cứng (ở máy thuỷ lực có một pittông công tác hình 6-10.a,b); theo kiểu có đế tựa hình cầu (để cố định các xi lanh phía bên vào dầm di động, đồng thời khi đó xi lanh ở giữa được cố định cứng với dầm - hình 6-10.c); theo kiểu có các nửa vòng (đối với xi lanh kiểu pittông ở máy ép có thuỷ lực không lớn, khi hạ và nâng dầm được thực hiện bằng một cán duy nhất - hình 6-10.d).



Hình 6-10. Các phương án cố định pittông với dầm cố định

Hướng của máy ép thân hai trụ thường được thực hiện bằng các bộ dẫn hướng lăng trụ, như 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

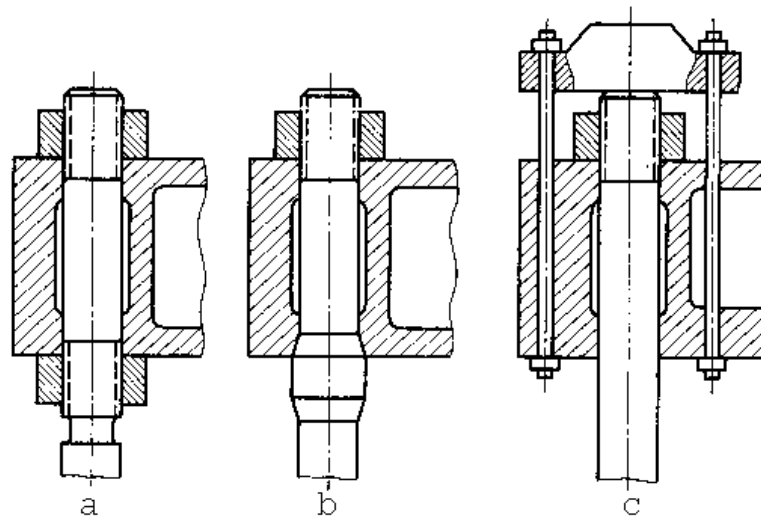
Các cột dùng để liên kết dầm trên và dầm dưới bằng đai ốc vào thành một khung máy ép hoàn chỉnh. Cột còn được dùng để dẫn hướng dầm di động. Các cột có đường kính dưới 500 ÷ 700 mm thường được chế tạo dạng khối đặc. Các cột có đường kính lớn hơn được làm rỗng bằng cách khoan lỗ dọc theo đường trục

của cột, với đường kính lỗ khoan $150 \div 300\text{mm}$. Các cột rỗng, nếu có cùng diện tích tiết diện như cột đặc, thì sẽ có mômen chống uốn lớn hơn.

Mặt ngoài của cột được đánh bóng cẩn thận để dễ di trượt dầm ngang. Độ nhám 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. Các bước chuyển tiếp từ tiết diện này sang tiết diện khác phải được đảm bảo trơn đều.

Vật liệu chế tạo các cột thường là thép cacbon dẻo chứa $0,30 \div 0,45\%C$ và thép hợp kim chứa $1,5 \div 2\%Ni$.

Khả năng làm việc của các khung máy ép phụ thuộc rất nhiều vào kiểu liên kết của dầm trên, dầm dưới với các cột.



Hình 6-11. Các phương án cố định cột và dầm di động

Sử dụng rộng rãi nhất là kiểu cố định các cột vào các dầm bằng các đai ốc (hình 6-11.a). Kiểu cố định này không đảm bảo sự dịch chuyển của cột trong dầm ngang một lượng bằng khe hở giữa chúng và các hốc (khe hở khoảng 2mm) nhưng nó lại đơn giản trong việc chế tạo, lắp ráp các cột và dầm ngang. Để ngăn sự tự xoay các đai ốc dưới, trên dầm dưới có các chặn chống xoay.

Các đai ốc được hãm bằng các tấm hãm. Việc chống xoay cho các đai ốc là việc cần thiết. Kiểu cố định 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 dầm cố định trên và dưới, tại đây có momen cực đại.

Trên hình 6-11 trình bày kiểu cố định các cột vào các dầm bằng vai trực dạng côn và đai ốc. Kiểu cố định này đòi hỏi độ chính xác cao của các vị trí các vai trực trên các cột và các lỗ trên dầm. 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 dẫn ra và sẽ bao đảm sự kéo căng các cột với dầm 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 6-11.c 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 dầm được đảm bảo bằng các thanh néo dài, chúng tiếp nhận khối lượng của dầm trên, các lực quán tính và trong một số trường hợp là lực do hành trình khứ hồi của dầm ngang gây ra.

Trên các cột người ta sử dụng kiểu ren chặn. Đường kính ngoài của ren trên trụ của máy ép có lực gần bằng 10MN (1000 T) 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 có kích thước lớn hơn thường được chế tạo từ thép đúc với $\sigma_b = 450$ MPa, theo kiểu liền khối hoặc kiểu ghép. Đường kính ngoài của đai ốc thường 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 dầm ngang, được tính để chịu áp suất tới 80MPa.

6.7. CÁC BÀN DI ĐỘNG VÀ CƠ CẤU ĐẨY

Bàn di động để đặt dụng cụ, dịch chuyển phôi gia công, đưa chúng vào vùng làm việc của máy ép và chuyển các sản phẩm đã được dập ra ngoài.

Bàn di động được nằm từ trên dầm dưới của máy ép và các phần công son của nó.

Vật liệu bàn di động là thép đúc có $\sigma_B = 450$ MPa. Trong trường hợp này phần dưới của dầm 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. Việc điều chỉnh phần dẫn hướng của bàn được thực hiện bằng cách thay các tấm gang.

Lực để di chuyển bàn:

$$P = f.N \quad (6.22)$$

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 xi lanh, được bố trí ở hai bên bàn, hoặc bằng một xi lanh.

Các pittông có thể liên kết trực tiếp với bàn máy hoặc qua một khâu trung gian. Liên kết trực tiếp được sử dụng khi hành trình tương đối nhỏ (khoảng $2 \div 3\text{mm}$). Đối với hành trình dài bàn được dịch chuyển theo từng nấc, để dịch chuyển toàn bộ thì pittông phải thực hiện một số hành trình.

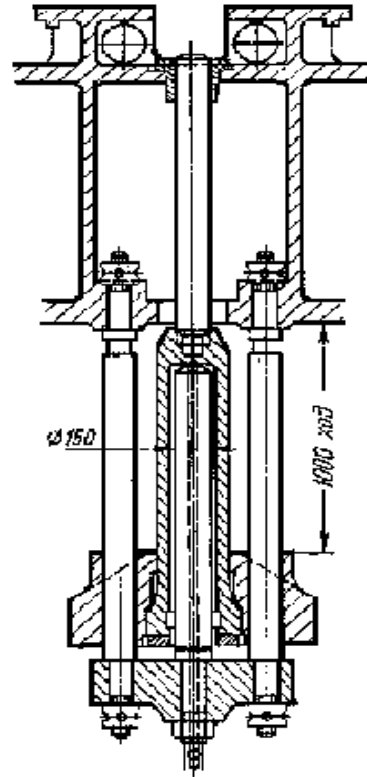
Để đẩy các vật dập ra khỏi khuôn ở tâm của dầm dưới hoặc để đẩy phôi đi một khoảng bằng hành trình của bàn, người ta sử dụng cơ cấu đẩy.

Kết cấu được sử dụng rộng rãi của cơ cấu đẩy được trình bày trên hình 6-12. Ở đây xi lanh kiểu di động, còn pittông là cố định.

Hành trình trở về của cơ cấu đẩy được thực hiện bằng hai xi lanh đẩy về, tác dụng lên thanh ngang của cơ cấu đẩy. Khi đó sẽ loại trừ khả năng các bụi bẩn và vảy sắt rơi vào các đệm.

Xi lanh của cơ cấu đẩy được tính toán như xi lanh có thành dày, còn dầm ngang được tính chịu uốn; các thanh kéo được tính chịu kéo. Bàn di động và các thanh kéo dẫn động nó phải có các lỗ để cân của cơ cấu đẩy đi qua.

Khi sử dụng dầu làm chất lỏng công tác, người ta thường sử dụng xi lanh của cơ cấu đẩy là xi lanh kiểu pittông, thường thì pittông được bao kín bằng các xecmăng.



Hình 6.12. Cơ cấu đẩy

6.8. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM PITTÔNG - XI LANH MÁY 500T

6.8.1. Tính toán thiết kế xi lanh chính

Cụm pittông - xi lanh chính có nhiệm vụ tạo ra lực ép làm biến dạng vật dập. Khi cụm dầu trượt đi xuống nhờ hai pittông phụ, pittông chính đi xuống với tốc độ 50 mm/s , dầu từ thùng dầu phụ phía trên điền đầy vào trong xi lanh chính. Khi khuôn trên chạm vật dập, áp suất dầu tăng lên dần dần trong xi lanh chính nhờ bơm pittông cao áp, dầu trượt tiếp tục chuyển động xuống ép vật dập với tốc độ 1 mm/s . Sơ đồ nguyên lý kết cấu của cụm pittông - xi lanh chính như hình 6-13.

Bán kính trong của xi lanh được tính theo công thức:

$$r_B = \sqrt{\frac{P_H}{\pi \cdot p}}$$

trong đó:

- P_H : lực ép danh nghĩa của máy. $P_H = 500$ tấn
 - p : áp suất làm việc của dầu thủy lực. $p = 40$ MPa
- Thay số vào ta có:

$$r_B \approx 199,52 \text{ mm}$$

Vậy đường kính trong tính toán của xi lanh chính là:

$$D_B = 2 \cdot r_B = 399,04 \text{ mm}$$

$$\text{Lấy } D_B = 400 \text{ mm.}$$

Ta có thể lấy:

$$p = (0,7 - 0,75) p_{o.m}$$

trong đó $p_{o.m}$ là giá trị áp suất tối ưu trong xi lanh tương ứng với vật liệu chế tạo xi lanh.

$$\text{Lấy } p = 0,7 \cdot p_{o.m} \quad \text{hay}$$

$$p_{o.m} = \frac{p}{0,7} = \frac{40}{0,7} = 57,15 \text{ MPa}$$

ta có:

$$p_{o.m} = \frac{[\sigma]}{2\sqrt{3}}$$

trong đó: $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo xi lanh.

$$\text{Thay số ta có: } [\sigma] = p_{o.m} \cdot 2\sqrt{3} = 197,973 \text{ MPa}$$

Giá trị ứng suất cho phép trên nằm trong khoảng giá trị của thép đúc 45, thép chuyên dùng chế tạo các chi tiết chịu áp lực như xi lanh, thép có $[\sigma] = 320$ MPa, vậy ta chọn vật liệu chế tạo xi lanh là thép đúc 45.

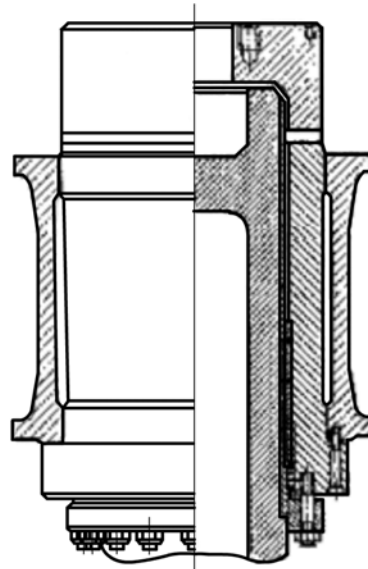
Ta tính được:

$$r_H = 200 \cdot \sqrt{\frac{320}{320 - \sqrt{3} \cdot 40}} \approx 225,95 \text{ mm}$$

Vậy đường kính ngoài của xi lanh là: $D_H = 2 \cdot r_H = 451,89 \text{ mm}$.

$$\text{Lấy } D_H = 480 \text{ mm.}$$

Diện tích tiết diện ngang bên trong của xi lanh chính là:



Hình 6-13 Nguyên lý cấu tạo cụm pittông xi lanh chính

$$F = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 400^2}{4} = 125600 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Thể tích dầu làm việc lớn nhất của xi lanh là:

$$V_{\max} = H \cdot F = 600 \cdot 125600 = 75360000 \text{ mm}^3 \text{ hay } 0,07536 \text{ m}^3.$$

6.8.2. Tính toán thiết kế pittông chính

Đường kính pittông có thể tính theo công thức sau:

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}$$

trong đó:

d - đường kính cán pittông;

D - đường kính pittông;

φ - hệ số tỷ lệ ($\varphi = 1,25 - 2,5$).

Chọn $\varphi = 2,5$ thay số vào ta có:

$$d = 400 \cdot \sqrt{\frac{2,5 - 1}{2,5}} \approx 309,839 \text{ (mm)}$$

6.8.3. Tính kiểm bền cho xi lanh và pittông

a. Tính kiểm bền cho xi lanh

Ứng suất tại mặt ngoài xi lanh là:

$$\sigma = \frac{\sqrt{3} \cdot r_H^2}{r_H^2 - r_B^2} \cdot p = \frac{\sqrt{3} \cdot 480^2}{480^2 - 400^2} \cdot 40 = 226,741 \text{ (MPa)}$$

So sánh với $[\sigma]$ của vật liệu chế tạo xi lanh ta thấy xi lanh đủ bền.

b. Tính kiểm bền cho pittông

- Ứng suất xuất hiện trong pittông là:

$$\sigma = \frac{N}{F_c}$$

trong đó:

N - lực tác dụng trên cán pittông;

F_c - tiết diện ngang của cán pittông.

Thay số ta có: $[\sigma] = \frac{500000 \cdot 4}{3,14 \cdot 38^2} = 441,096 \text{ (KG/cm}^2\text{)} = 44,11 \text{ MPa}$

- Ứng suất cho phép của pittông với vật liệu thép 45 là:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{n}$$

Thép 45 có $\sigma_{ch} = 320$ MPa

n: hệ số an toàn, lấy $n = 3$

Thay số ta được:

$$[\sigma] = 120 \text{ MPa}$$

So sánh ta thấy diện tích pittông lớn hơn so với yêu cầu của kết cấu pittông khi làm việc, vì vậy ta có thể giảm tiết diện làm việc của pittông bằng cách chế tạo pittông rỗng.

Theo tính toán trên ta có diện tích tối thiểu của pittông là:

$$F_{\min} = \frac{P}{[\sigma]} = \frac{500000}{1200} = 416,67(\text{cm}^2) = 41667 \text{ mm}^2$$

Đường kính ngoài của pittông là 380 mm, vậy diện tích tiết diện ngang của pittông là:

$$F_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} = 113411,5 \text{ mm}^2$$

Phần diện tích rỗng của pittông là:

$$F_r = F_n - F_{\min} = 113411,5 - 41667 = 71744,5 \text{ mm}^2$$

Đường kính trong của pittông là:

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F_r}{3,14}} = 302,2382 \text{ mm}$$

Để bảo đảm có thể lắp ghép pittông với đầu trượt được thuận tiện và đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật về độ an toàn, tính bền vững của mối ghép chọn đường kính lỗ trong của pittông là $D_t = 200$ mm.

Các thông số cơ bản của xi lanh chính là:

- Đường kính trong: 400 mm.
- Đường kính ngoài: 480 mm.
- Vật liệu chế tạo: thép đúc 45.

Các thông số cơ bản của pittông là:

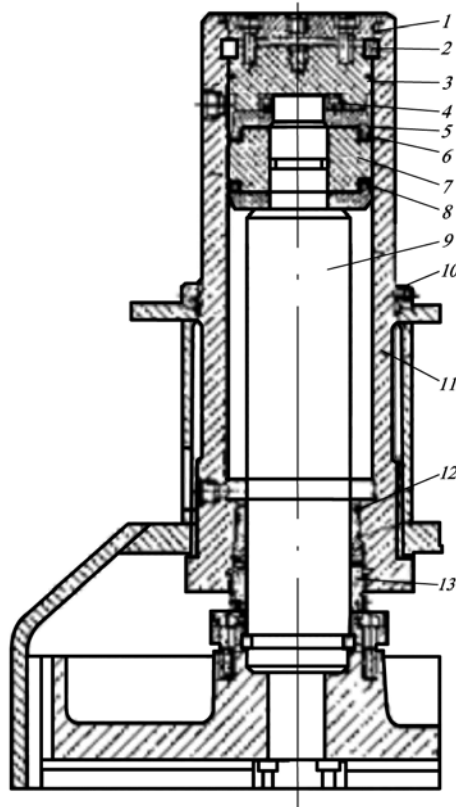
- Đường kính ngoài của pittông: 380 mm.
- Đường kính trong của pittông: 200 mm.
- Vật liệu chế tạo cán pittông: thép 45.

6.8.4. Tính toán thiết kế pittông - xi lanh phụ, cụm tháo sản phẩm

Tương tự như cách tính của cụm pittông - xi lanh chính ta tính cho cụm pittông xi lanh phụ và cơ cấu tháo sản phẩm như sau.

a. Tính toán cụm pittông - xi lanh phụ

Theo thông số thiết kế ban đầu: lực trở về của cụm đầu trượt là 10 T, vậy lực tác dụng trên mỗi xi lanh phụ là 5 T.



Hình 6-14. Nguyên lý cấu tạo cụm xi lanh - pittông phụ

Chọn vật liệu chế tạo xi lanh và pittông là thép đúc 35 có $\sigma_{ch} = 280\text{MPa}$

Bán kính trong xi lanh phụ:

$$r_t = \sqrt{\frac{P_H}{\pi \cdot p}}$$

$$r_t = \sqrt{\frac{5}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,798 \text{ dm}$$

$$r_t = 79,8 \text{ mm}$$

Đường kính trong xi lanh phụ sẽ là:

$$D_t = 2 \cdot r_t = 2 \cdot 79,8 = 159,6 \text{ mm}$$

Lấy $D_t = 160 \text{ mm}$

Tương tự như tính với xi lanh chính ta có đường kính ngoài của xi lanh phụ là:

$$r_n = r_B \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3} \cdot p}}$$

$$r_n = 80 \cdot \sqrt{\frac{280}{280 - \sqrt{3} \cdot 2,5}} \approx 87,012 \text{ mm}$$

Vậy đường kính ngoài của xi lanh phụ là:

$$D_n = 2 \cdot r_n = 2 \cdot 87,012 = 174,024 \text{ mm}$$

Lấy $D_n = 180 \text{ mm}$.

Tính đường kính cán pittông phụ:

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}$$

$$d = 160 \sqrt{\frac{2,5 - 1}{2,5}} = 123,936 \text{ mm}$$

Lấy đường kính cán pittông $d = 130 \text{ mm}$

Các thông số của cụm pittông xi lanh phụ là:

- Đường kính ngoài: $D_n = 180 \text{ mm}$
- Đường kính trong: $D_t = 160 \text{ mm}$
- Đường kính cán pittông: $d = 130 \text{ mm}$

b. Tính toán cụm pittông - xi lanh tháo phôi

Chọn vật liệu chế tạo xi lanh và pittông là thép đúc 45 có $\sigma_{ch} = 320 \text{ MPa}$

Bán kính trong xi lanh tháo phôi là:

$$r_t = \sqrt{\frac{P_H}{\Pi \cdot p}}$$

$$r_t = \sqrt{\frac{60}{3,14 \cdot 40}} \approx 0,692 \text{ dm}$$

$r_t = 69,2 \text{ mm}$

Đường kính trong của xi lanh:

$$D_t = 2 \cdot r_t = 2 \cdot 69,2 = 138,4 \text{ mm}$$

Lấy $D_t = 140 \text{ mm}$

Bán kính ngoài xi lanh phụ:

$$r_n = r_B \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3} \cdot p}}$$

$$r_n = 70 \cdot \sqrt{\frac{320}{320 - \sqrt{3} \cdot 40}} \approx 79,082 \text{ mm}$$

Đường kính ngoài xi lanh tháo phôi là:

$$D_n = 2.r_n = 2.79,082 = 158,164 \text{ mm}$$

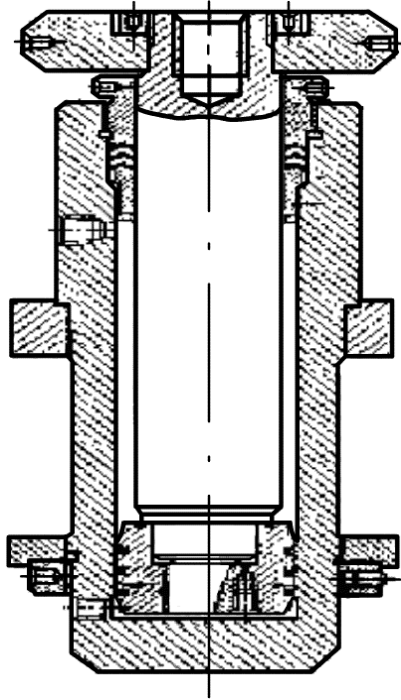
Lấy đường kính ngoài xi lanh tháo phôi $D_n = 170 \text{ mm}$

Đường kính cán pittông tháo phôi:

$$d = D_n \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}$$

$$d = 140 \cdot \sqrt{\frac{2,5 - 1}{2,5}} = 108,44 \text{ mm}$$

Lấy $d = 110 \text{ mm}$



Hình 6-15. Nguyên lý cấu tạo cụm xi lanh - pittông tháo phôi.

Các thông số chính của xi lanh - pittông tháo phôi là:

- Đường kính ngoài: $D_n = 170 \text{ mm}$
- Đường kính trong: $D_t = 140 \text{ mm}$
- Đường kính cán pittông: $d = 110 \text{ mm}$

6.9 . TÍNH TOÁN ĐÀN HỒI KHUNG THÂN MÁY 500T

Thân máy là một bộ phận kết cấu chủ yếu của máy, nó mang một số các bộ phận kết cấu tương ứng với các nhóm. Thân máy là một bộ phận dùng để gá lắp, định vị và kẹp chặt tất cả các cụm chi tiết khác của máy, đồng thời truyền lực cho

khuôn dập. Chất lượng gia công của máy phụ thuộc vào thuộc tính tĩnh và động của nó. Vì vậy việc nghiên cứu thuộc tính cơ học của máy là mối quan tâm lớn.

Khi gia công các phôi kim loại trong các điều kiện nhiệt độ khác nhau, tải trọng làm việc thay đổi, yêu cầu thân máy có độ cứng vững lớn, có khả năng chịu các thay đổi lớn về lực, về ứng suất. Để đáp ứng được yêu cầu trên, thân máy cần được thiết kế sao cho kết cấu máy có khả năng chống uốn tốt, biến dạng đàn hồi theo hướng thẳng đứng nhỏ, giảm chấn, giảm rung tốt, nhưng kích thước và trọng lượng của thân máy không quá lớn. Khi tính toán thân máy dạng khung thường tính theo sức bền tĩnh và độ cứng, hệ số an toàn bền lấy bằng 2,5 - 3 đối với thép cán, nhằm bảo đảm độ an toàn khi quá tải và độ cứng vững của máy. Tải trọng tác dụng lên bàn máy coi như tải trọng phân bố đều trên chiều dài $c=(2/3)l_0$ (l_0 - khoảng cách giữa các đường tâm của trụ máy). Các lực tác dụng lên bộ phận dẫn hướng do tải trọng của đầu trượt thường coi bằng không.

Hiện nay đối với loại khung kín người ta tính các trị số mô men tại các điểm đặc trưng của nó. Công thức tính các trị số mô men tại các điểm nguy hiểm của thân máy như sau:

Các hệ số phụ:

$$\alpha_1 = \frac{l_2}{l_1}; k_{21} = \frac{J_2}{J_1}; k_{32} = \frac{J_3}{J_2}$$

Các mô men:

$$M_1 = \frac{3.P.\left\{1_1 - \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{a^2}{l_2^2}\right) \cdot (2.\alpha.k_{32} + 3)\right\} \alpha}{8[(2.\alpha.k_{32} + 3) \cdot (3.k_{21} + 2.\alpha) - \alpha^2.k_{32}]}$$

$$M_2 = \frac{3.P.l_1 + \alpha.K_{32} \cdot 8.M_1}{8.(2.\alpha.k_{32} + 3)}$$

$$M_4 = \frac{P.l_1}{4} - M_2$$

$$M_5 = M_2 - \frac{M_1 + M_2}{l_2}$$

Các giá trị ứng suất tại các tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma = \frac{P}{2.F} \pm \frac{M_i}{\frac{J_y}{h_x}} \pm \frac{M_n}{\frac{2.J_x}{h_y}}$$

trong đó:

P - lực ép danh nghĩa của máy;

M_i - mô men uốn của khung tại các vị trí nguy hiểm;

M_n - mô men ở mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng của khung

$$M_n = P.l_{1,2};$$

$l_{1,2}$ - khoảng cách từ đường tác dụng lực P đến mặt phẳng đi qua trọng tâm trụ tương ứng;

F - diện tích tiết diện ngang nguy hiểm của trụ thân máy;

J_x, J_y - mô men quán tính tại các tiết diện nguy hiểm theo các trục x, y đi qua trọng tâm tiết diện;

J_1, J_2, J_3 - mô men quán tính tại các mặt cắt của khung thân máy;

h_x, h_y - khoảng cách từ thớ ngoài cùng của tiết diện đến trục trung hoà x, y .

Độ biến dạng theo phương tác dụng lực được tính theo công thức:

$$\delta = \frac{l_1^2}{48.E.J_3} [P.l_1 - 2.(M_2 + M_1.k_{31})] + \frac{P.l_2}{2.E.F_2} + k.\frac{M_3}{G.F_1} + k.\frac{M_1}{G.F_3}$$

trong đó:

$k = 1,2$ - đối với tiết diện là hình chữ nhật.

$k = 1,7 - 2$ đối với tiết diện là hình chữ nhật rỗng.

Trên khung thân máy ta tính cho 3 vị trí tiết diện nguy hiểm là dầm ngang phía trên, thân trụ đứng và bàn máy.

Để tính toán, chọn 3 mặt cắt tại 3 vị trí nguy hiểm của khung thân máy:

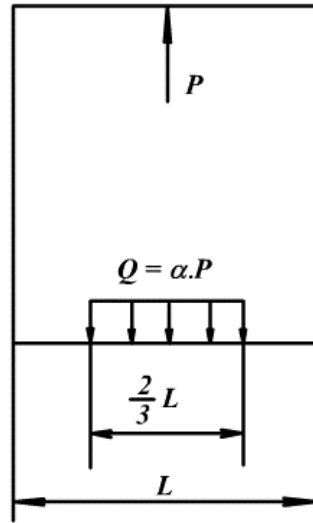
- Vị trí 1, giữa dầm ngang khung thân máy (mặt cắt A-A).
- Vị trí 2, giữa trụ khung thân máy (mặt cắt B-B).
- Vị trí 3, giữa bàn máy (mặt cắt C-C).

Thí dụ tính khung máy ép 500T. Thân sử dụng vật liệu: thép tấm CT3 dày 40mm, 60mm và 25mm.

$$\sigma_{ch} = 230 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_k = 450 \frac{N}{mm^2}$$

Hệ số an toàn $n = 2,5$.

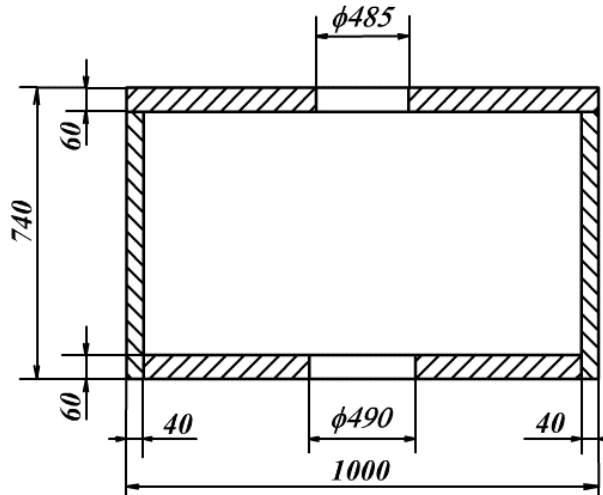


Hình 6-16. Mô hình tính khung thân máy

Vậy các ứng suất cho phép của vật liệu chế tạo thân máy được xác định như sau:

$$[\sigma_k] = 92 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_k] = 180 \text{ N/mm}^2$$



Hình 6-17. Tiết diện ngang dầm ngang phía trên (mặt cắt A-A)

Xác định tọa độ trọng tâm mặt cắt tiết diện ngang của dầm ngang:

$$x_c = \frac{S_y}{F} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{F_1 \cdot x_{c1} + F_2 \cdot x_{c2} + F_3 \cdot x_{c3} + F_4 \cdot x_{c4} + F_5 \cdot x_{c5} + F_6 \cdot x_{c6}}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6}$$

$$y_c = \frac{S_x}{F} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{F_1 \cdot y_{c1} + F_2 \cdot y_{c2} + F_3 \cdot y_{c3} + F_4 \cdot y_{c4} + F_5 \cdot y_{c5} + F_6 \cdot y_{c6}}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6}$$

trong đó:

x_c, y_c - tọa độ trọng tâm trục quán tính chính của mặt cắt;

x_{ci}, y_{ci} - tọa độ trọng tâm các tiết diện thành phần của mặt cắt;

F_i - diện tích các tiết diện thành phần.

Toạ độ trọng tâm các tiết diện thành phần của mặt cắt:

$x_{c1} = 128,75$	$x_{c5} = 147,5$	$y_{c3} = 340$
$x_{c2} = 871,25$	$x_{c6} = 20$	$y_{c4} = 20$
$x_{c3} = 980$	$y_{c1} = 710$	$y_{c5} = 20$
$x_{c4} = 852,5$	$y_{c2} = 710$	$y_{c6} = 340$

Thay số ta có:

$$x_c = \frac{F_1 x_{c1} + F_2 x_{c2} + F_3 x_{c3} + F_4 x_{c4} + F_5 x_{c5} + F_6 x_{c6}}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6}$$

$$x_c = \frac{25,75 \cdot 6 \cdot 12,875 + 87,125 \cdot 6 \cdot 25,75 + 98 \cdot 4 \cdot 68 + 85,25 \cdot 6 \cdot 21,5 + 14,75 \cdot 6 \cdot 21,5 + 2 \cdot 68 \cdot 4}{25,75 \cdot 6 + 25,75 \cdot 6 + 68 \cdot 4 + 21,5 \cdot 6 + 21,5 \cdot 6}$$

$$x_{c1} = 50(\text{cm})$$

$$y_c = \frac{F_1 y_{c1} + F_2 y_{c2} + F_3 y_{c3} + F_4 y_{c4} + F_5 y_{c5} + F_6 y_{c6}}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6}$$

$$= \frac{2 \cdot 71 \cdot 25,75 \cdot 6 + 2 \cdot 34 \cdot 4 \cdot 68 + 2 \cdot 2 \cdot 21,5 \cdot 6}{2 \cdot 25,75 \cdot 6 + 2 \cdot 4 \cdot 68 + 2 \cdot 6 \cdot 21,5}$$

$$y_{c1} = 36,86 \text{ cm.}$$

Vậy: $x_{c1} = 50 \text{ cm}$

$y_{c1} = 36,86 \text{ cm}$

Mô men quán tính theo các trục và các tiết diện được xác định như sau:

$$J_{xi} = J_x^{(i)} + b^2 \cdot F_i$$

$$J_{yi} = J_y^{(i)} + a^2 \cdot F_i$$

$$J_{x_i y_i} = J_{xy}^{(i)} + a_i \cdot b_i \cdot F_i$$

$$J_{\max} = J = \frac{J_x + J_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4J_{xy}^2}$$

$$J_{\min}$$

trong đó:

J_{xi}, J_{yi} - mô men quán tính theo các trục x, y của các tiết diện thành phần;

$J_x^{(i)}, J_y^{(i)}$ - mô men quán tính của các tiết diện thành phần;

a, b - khoảng cách từ trục quán tính trung tâm của mặt cắt tới các trục toạ độ trọng tâm của các tiết diện thành phần;

F_i - diện tích của các tiết diện thành phần.

Thay số vào ta có:

$$J_{x1} = J_x^{(1)} + b_1^2 \cdot F_1 = 180\,539,36 \text{ cm}^4$$

$$J_{x2} = J_x^{(2)} + b_2^2 \cdot F_2 = 180\,539,36 \text{ cm}^4$$

$$J_{x3} = J_x^{(3)} + b_3^2 \cdot F_3 = 107\,035,51 \text{ cm}^4$$

$$J_{x4} = J_x^{(4)} + b_4^2 \cdot F_4 = 179\,024,28 \text{ cm}^4$$

$$J_{x5} = J_x^{(5)} + b_5^2 \cdot F_5 = 179\,024,28 \text{ cm}^4$$

$$J_{x6} = J_x^{(6)} + b_6^2 \cdot F_6 = 107\,035,51 \text{ cm}^4$$

$$J_{xI} = J_{x1} + J_{x2} + J_{x3} + J_{x4} + J_{x5} + J_{x6} = 933\,198,3 \text{ cm}^4$$

$$J_{y1} = J_y^{(1)} + a_1^2 \cdot F_1 = 221\,478,95 \text{ cm}^4$$

$$J_{y2} = J_y^{(2)} + a_2^2 \cdot F_2 = 221\,478,95 \text{ cm}^4$$

$$J_{y3} = J_y^{(3)} + a_3^2 \cdot F_3 = 627\,050,66 \text{ cm}^4$$

$$J_{y4} = J_y^{(4)} + a_4^2 \cdot F_4 = 165\,259,73 \text{ cm}^4$$

$$J_{y5} = J_y^{(5)} + a_5^2 \cdot F_5 = 165\,259,73 \text{ cm}^4$$

$$J_{y6} = J_y^{(6)} + a_6^2 \cdot F_6 = 627\,050,66 \text{ cm}^4$$

$$J_{yI} = J_{y1} + J_{y2} + J_{y3} + J_{y4} + J_{y5} + J_{y6} = 2\,027\,578,6 \text{ cm}^4$$

$$J_{x1y1} = a_1 \cdot b_1 \cdot F_1 = -195821 \text{ cm}^4$$

$$J_{x2y2} = a_2 \cdot b_2 \cdot F_2 = 195821 \text{ cm}^4$$

$$J_{x3y3} = a_3 \cdot b_3 \cdot F_3 = -37340,2 \text{ cm}^4$$

$$J_{x4y4} = a_4 \cdot b_4 \cdot F_4 = -158967 \text{ cm}^4$$

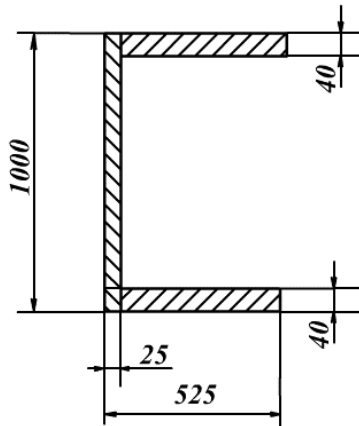
$$J_{x5y5} = a_5 \cdot b_5 \cdot F_5 = -158967 \text{ cm}^4$$

$$J_{x6y6} = a_6 \cdot b_6 \cdot F_6 = 37340,2 \text{ cm}^4$$

$$J_{xy} = J_{x1y1} + J_{x2y2} + J_{x3y3} + J_{x4y4} + J_{x5y5} + J_{x6y6} = 0$$

$$J_{\max I} = 3507967,05 \text{ cm}^4$$

$$J_{\min I} = 2413586,75 \text{ cm}^4$$



Hình 6-18. Tiết diện ngang thân trụ đứng (mặt cắt B-B)

Toạ độ trọng tâm của các tiết diện thành phần mặt cắt B-B:

$$\begin{array}{lll} x_{c1} = 1,25 & x_{c2} = 26,25 & x_{c3} = 26,25 \\ y_{c1} = 60 & y_{c2} = 118 & y_{c3} = 2 \end{array}$$

Tính tương tự như trên ta có:

$$\begin{array}{l} x_{cII} = 15,54 \text{ cm} \\ y_{cII} = 36,86 \text{ cm} \end{array}$$

Từ đó ta có:

$$\begin{array}{lll} a_1 = -14,29 & a_2 = 10,71 & a_3 = 10,71 \\ b_1 = 23,14 & b_2 = 79,14 & b_3 = 34,86 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} J_{x1} = 520637,88 \text{ cm}^4 \\ J_{x2} = 1252894,59 \text{ cm}^4 \\ J_{x3} = 243310,59 \text{ cm}^4 \\ J_{xII} = 2016843,05 \text{ cm}^4 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} J_{y1} = 61417 \text{ cm}^4 \\ J_{y2} = 64607 \text{ cm}^4 \\ J_{y3} = 64607 \text{ cm}^4 \\ J_{yII} = 190632 \text{ cm}^4 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} J_{x1y1} = a_1 \cdot b_1 \cdot F_1 = -99201 \text{ cm}^4 \\ J_{x2y2} = a_2 \cdot b_2 \cdot F_2 = 169518 \text{ cm}^4 \\ J_{x3y3} = a_3 \cdot b_3 \cdot F_3 = 74670 \text{ cm}^4 \\ J_{xyII} = 144987 \text{ cm}^4 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} J_{\max II} = 2028282,22 \text{ cm}^4 \\ J_{\min II} = 179193,29 \text{ cm}^4 \end{array}$$

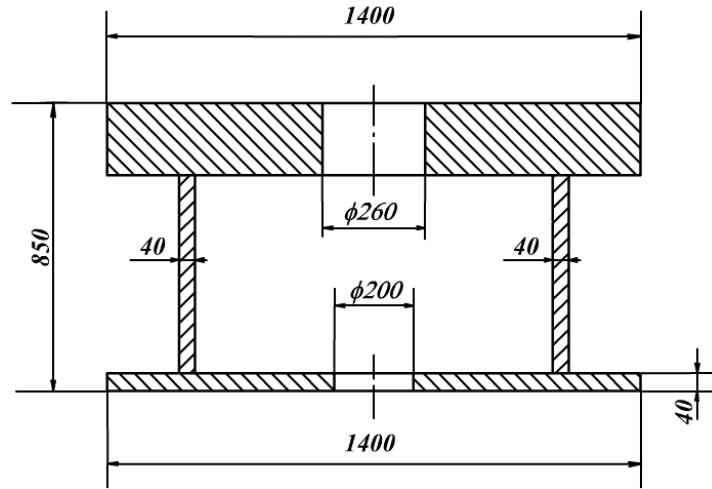
Toạ độ trọng tâm của các tiết diện thành phần mặt cắt C-C:

$$\begin{array}{lll} x_{c1} = 4,5 & x_{c5} = 123 & y_{c3} = 68,75 \\ x_{c2} = 7 & x_{c6} = 125,5 & y_{c4} = 68,75 \\ x_{c3} = 26 & y_{c1} = 2 & y_{c5} = 28,25 \\ x_{c4} = 104 & y_{c2} = 28,25 & y_{c6} = 2 \end{array}$$

Thay số vào ta có:

$$x_{cIII} = 65 \text{ cm}$$

$$y_{cIII} = 63,41 \text{ cm}$$



Hình 6-19. Tiết diện ngang bàn máy (mặt cắt C-C)

Từ tọa độ trục quán tính trung tâm mặt cắt ta suy ra khoảng cách từ tọa độ trục quán tính tới các tọa độ trọng tâm các mặt cắt thành phần:

$$a_1 = -62,5 \quad a_2 = -62 \quad a_3 = -39 \quad A_4 = 39 \quad a_5 = 62 \quad a_6 = 62,5$$

$$b_1 = -62,2 \quad b_2 = -39,95 \quad b_3 = 4,55 \quad B_4 = 4,55 \quad b_5 = -39,95 \quad b_6 = -62,2$$

$$J_{x1} = J_x^{(1)} + b_1^2 \cdot F_1 = 135810,77 \text{ cm}^4$$

$$J_{x2} = J_x^{(2)} + b_2^2 \cdot F_2 = 277855,81 \text{ cm}^4$$

$$J_{x3} = J_x^{(3)} + b_3^2 \cdot F_3 = 196946,57 \text{ cm}^4$$

$$J_{x4} = J_x^{(4)} + b_4^2 \cdot F_4 = 196946,57 \text{ cm}^4$$

$$J_{x5} = J_x^{(5)} + b_5^2 \cdot F_5 = 277855,81 \text{ cm}^4$$

$$J_{x6} = J_x^{(6)} + b_6^2 \cdot F_6 = 135810,77 \text{ cm}^4$$

$$J_{xIII} = J_{x1} + J_{x2} + J_{x3} + J_{x4} + J_{x5} + J_{x6} = 1221226,3 \text{ cm}^4$$

$$J_{y1} = J_y^{(1)} + a_1^2 \cdot F_1 = 132201 \text{ cm}^4$$

$$J_{y2} = J_y^{(2)} + a_2^2 \cdot F_2 = 652874,67 \text{ cm}^4$$

$$J_{y3} = J_y^{(3)} + a_3^2 \cdot F_3 = 2951303,33 \text{ cm}^4$$

$$J_{y4} = J_y^{(4)} + a_4^2 \cdot F_4 = 2951303,33 \text{ cm}^4$$

$$J_{y5} = J_y^{(5)} + a_5^2 \cdot F_5 = 652874,67 \text{ cm}^4$$

$$J_{y6} = J_y^{(6)} + a_6^2 \cdot F_6 = 132201 \text{ cm}^4$$

$$J_{yIII} = J_{y1} + J_{y2} + J_{y3} + J_{y4} + J_{y5} + J_{y6} = 7472380 \text{ cm}^4$$

$$J_{x1y1} = a_1 \cdot b_1 \cdot F_1 = 133750,98 \text{ cm}^4$$

$$J_{x2y2} = a_2 \cdot b_2 \cdot F_2 = 395620,32 \text{ cm}^4$$

$$J_{x3y3} = a_3 \cdot b_3 \cdot F_3 = -351959 \text{ cm}^4$$

$$J_{x4y4} = a_4 \cdot b_4 \cdot F_4 = 351959 \text{ cm}^4$$

$$J_{x5y5} = a_5 \cdot b_5 \cdot F_5 = -395620,32 \text{ cm}^4$$

$$J_{x6y6} = a_6 \cdot b_6 \cdot F_6 = -133750,98 \text{ cm}^4$$

$$J_{xyIII} = J_{x1y1} + J_{x2y2} + J_{x3y3} + J_{x4y4} + J_{x5y5} + J_{x6y6} = 0$$

$$J_{\max III} = 74\,723\,880 \text{ cm}^4$$

$$J_{\min III} = 1\,221\,226,304 \text{ cm}^4$$

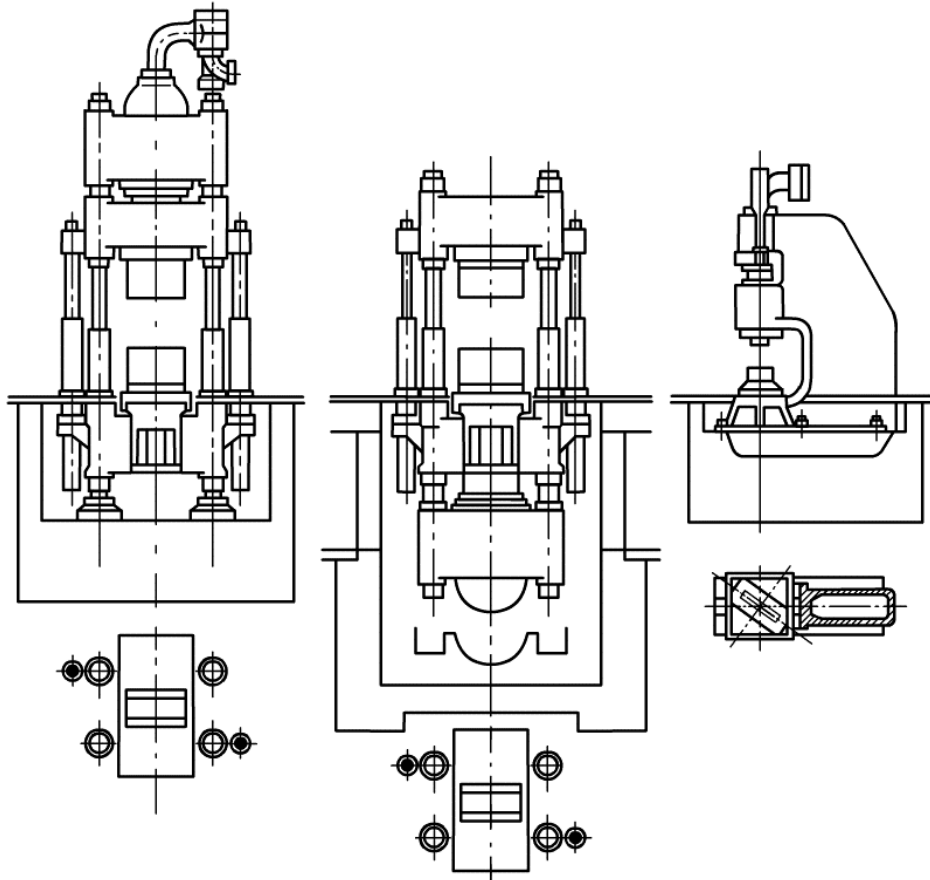
Sau khi tính bên, nhận thấy các ứng suất tính toán nhỏ hơn giá trị cho phép.
Thân máy đủ bền và bảo đảm biến dạng đàn hồi nhỏ.

Chương 7

KẾT CẤU CỦA MỘT SỐ DẠNG MÁY ÉP THỦY LỰC

7.1. MÁY ÉP RÈN

Trên các máy ép rèn người ta thường sử dụng để thực hiện các nguyên công rèn tự do (vuốt, chôn, ép nhẵn, đột, chặt ..) và đập thể tích trong khuôn.



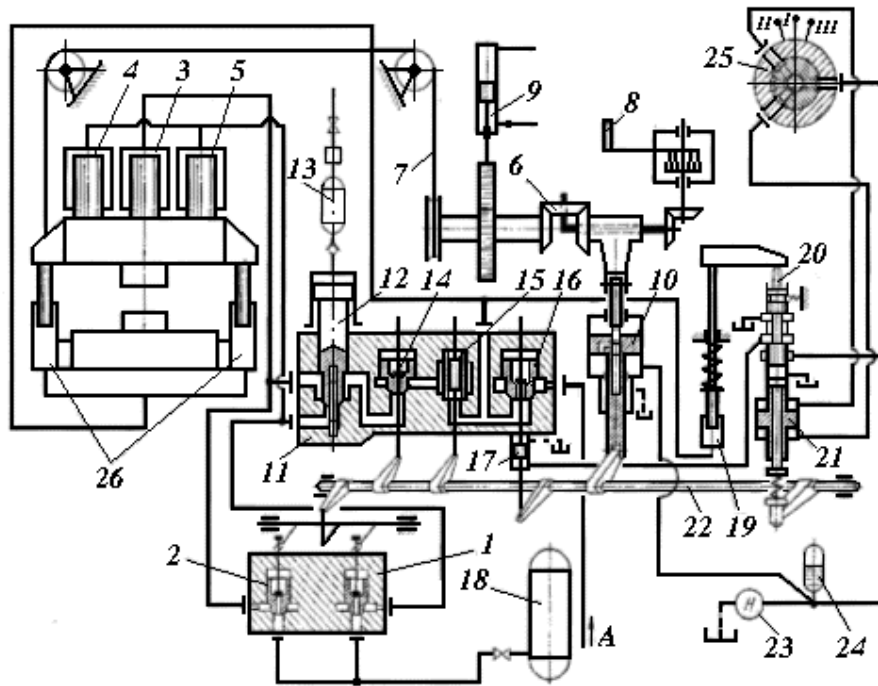
Hình 7-1. Các phương án bố trí máy rèn ép

Kết cấu máy ép có bốn cột, khung cố định và các xi lanh công tác bố trí phía trên (hình 7-1.a). Kết cấu như vậy đảm bảo thao tác dễ dàng khi rèn tự do các dạng phôi trong thời gian gia công và bảo đảm tính ổn định cao của máy khi chịu các lực lệch tâm.

Khi sử dụng kết cấu máy ép có khung di động (hình 7-1.b), có thể bố trí dầm trên hẹp. Ưu điểm của việc bố trí là chiều cao của máy ép không lớn so với mặt bằng sàn thao tác và khả năng đưa phôi vào ra tốt hơn.

Máy ép một trụ (hình 7-1.c), có khả năng vận hành tốt, được chế tạo có lực ép dưới 12 MN (1200 T).

Các thông số chính và các kích thước của máy ép rèn kiểu bốn cột, công dụng chung, được ghi trong tiêu chuẩn ГОСТ-284-80, trong đó có trình bày cả loại máy ép với lực ép danh định $5 \div 50\text{MN}$ và hành trình của dầm di động là $800 \div 2500\text{mm}$.



Hình 7-2. Sơ đồ thủy lực của máy ép rèn kiểu ba xi lanh

Trên hình 7-2 gồm các chi tiết và cụm chi tiết như sau: 1. hộp các van nạp - xả; 2. van nạp - xả của xi lanh giữa; 3. các xi lanh đẩy về; 4. các xi lanh bên cạnh; 5. xi lanh giữa; 6. thùng; 7. liên hệ ngược; 8. xi lanh 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 điều khiển thủy lực bộ phân phối; 17. thùng nạp; 18- van chặn; 19. bộ phân phối; 20. van điều khiển đóng các xi lanh công tác và nạp chất lỏng áp suất cao vào xi lanh công tác; 22. van tiết lưu; 23. van nạp chất lỏng áp suất cao vào bộ phân phối; 24. xi lanh thủy lực của van 23; 25. bộ khuếch đại; 26. xi lanh tự động đóng hành trình công tác;

A. đường dẫn chất từ trạm bơm - bình tích áp; A'. đường dẫn khí nén từ hệ thống khí nén của xưởng; I ÷ III. đặt các chế độ rên.

Hiện nay, kiểu dẫn động được sử dụng rộng rãi nhất cho máy ép rên là loại dẫn động kiểu bơm nước - bình tích áp. Kiểu dẫn động hơi-thủy lực không được sử dụng ở các máy ép mới sản xuất vì không kinh tế.

Đối với các máy ép có lực nhỏ hơn 30 MN, sử dụng rộng rãi loại dẫn động bơm dầu - không có bình tích áp. Áp suất dầu được sử dụng là 30 - 35MPa. Khi dùng dầu làm chất lỏng công tác, thường người ta sử dụng phương án bố trí máy ép có khung di động và xi lanh công tác đặt dưới.

Trên hình 7-2 trình bày sơ đồ thủy lực nguyên lý để điều khiển máy ép rên kiểu ba xi lanh có lực 20 MN. Trong sơ đồ này, dầm ngang của máy sẽ lặp lại chuyển động của cần điều khiển không chỉ theo hướng và chiều dài hành trình, mà còn cả theo tốc độ.

Trên sơ đồ hình 7-2, các vị trí điều khiển như sau: I - rên bình thường (hành trình tiếp cận phối- 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 xi lanh máy ép chỉ từ trạm bơm - bình tích áp, các xi lanh đẩy về 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.

Chế độ rên thường do người vận hành đặt ra, bằng cách đưa bộ chuyển chế độ về vị trí đã định, cả hai khoang xi lanh pittông - bộ hạn chế vị trí được nối với đường xả. Khi đó, nếu đầu búa chạm vào phối, áp suất trên đường xi lanh trả về sẽ giảm đến giá trị áp suất trong thùng nạp 17 và pittông của xi lanh 16 dưới tác dụng của lò xo sẽ hạ xuống cùng với van trượt 12. Pittông của xi lanh thủy lực 24 sẽ mở đường 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 xi lanh bên 4. Máy ép khi đó có thể tạo được lực toàn bộ.

Để đạt chế độ ép phẳng phải đưa bộ chuyển chế độ làm việc 11 về vị trí, khi đó dầu từ trạm bơm được cấp đến khoang trên của xi lanh 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 xi lanh 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 trên.

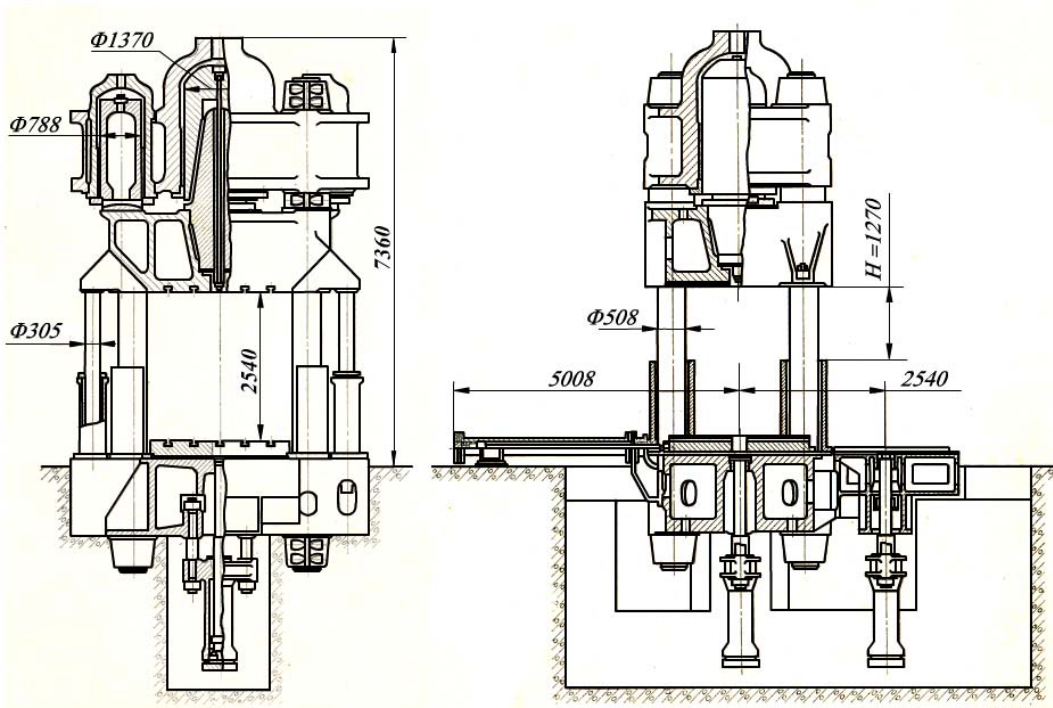
7.2. MÁY ÉP DẬP NÓNG

Máy ép thủy lực dập nóng dùng để dập thể tích các sản phẩm như bánh răng, trục khuỷu, các chi tiết dạng đĩa hoặc dạng thanh ngắn.

Khi gia công các chi tiết chế tạo bằng hợp kim nhôm, đồng, magiê, cần dập trong khuôn kín với nhiệt độ gia công thấp ($\approx 450^{\circ}\text{C}$).

Các máy ép dập khác máy ép rèn ở chỗ, nếu có cùng lực ép danh nghĩa như máy ép rèn thì sẽ có hành trình và chiều cao của không gian máy dập nhỏ hơn, do không cần không gian để thực hiện nguyên công chôn.

Các máy ép có lực nhỏ hơn 50MN (hình 7-3) được chế tạo với kết cấu trạm bơm - bình tích áp hoặc trạm bơm dầu, vì tốc độ trung bình của hành trình công tác nhỏ khoảng $1 \div 5\text{cm/s}$.



Hình 7-3. Máy ép thủy lực với lực ép 50MN

Đối với các máy ép có lực lớn hơn 50MN, người ta sử dụng dẫn động bơm - bình tích áp. Áp suất chất lỏng công tác tới 60 MPa được tăng áp nhờ sử dụng bộ tăng áp trung gian.

7.3. MÁY ÉP ỐNG VÀ MÁY ÉP THANH

Các thanh, ống, dây và các profil làm từ kim loại màu và các hợp kim được gia công bằng cách ép trên máy ép thuỷ lực nằm ngang.

Gần đây, nhờ ứng dụng nhiều loại dầu bôi trơn mới, chịu được áp suất và nhiệt độ cao, bằng phương pháp ép đùn, có thể nhận được các chi tiết bằng thép, hợp kim chịu nhiệt và các loại vật liệu có tính dẻo thấp.

Trên hình 7-4 trình bày máy ép ống - thanh kiểu nằm ngang, có lực ép danh nghĩa 120MN.

Công dụng của máy là để ép nóng các thanh profil và ống bằng hợp kim nhôm. thân máy kiểu cột, bố trí nằm ngang có các dầm cố định 3 và 6 được lắp trên thân hàn.

Trên dầm cố định 6 có bố trí hai xi lanh công tác 7, các pittông của chúng được liên kết với dầm di động 5. Các xi lanh đẩy về nằm bên trong các xi lanh công tác 7.

Để đột lỗ khi ép ống, người ta sử dụng xi lanh đột 8 được bố trí phía sau các xi lanh công tác và được cố định trên một dầm riêng. Lực của xi lanh đột được truyền qua thanh, thanh này được dẫn hướng nhờ dầm cố định 6. Hành trình đẩy về của trục đột được thực hiện từ xi lanh đẩy về nằm trong xi lanh đột.

Dầm cố định trước 3 bao gồm có ba tấm thép đúc được liên kết với nhau bằng các bulông. Ở giữa dầm 3 bố trí đầu mỏ có một bộ các vòng và cối. Khi ép chảy thì đầu mỏ sẽ tỳ vào các tấm chắn có cơ cấu nâng thuỷ lực. Nằm giữa dầm cố định 3 và dầm di động 5 là buồng ép 4 và cơ cấu giữ buồng ép.

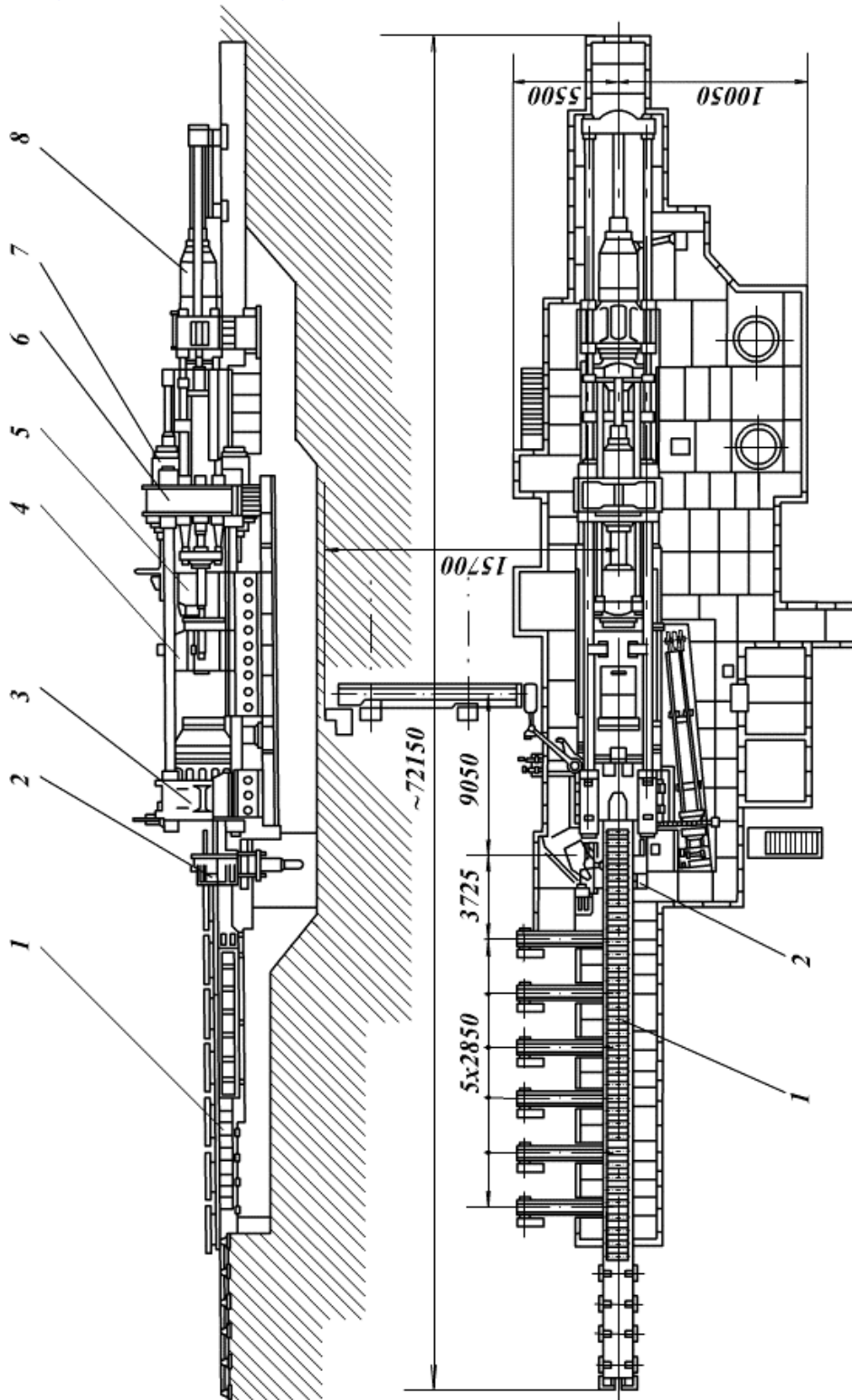
Đặc điểm của kết cấu máy ép là có hệ thống đột độc lập, đảm bảo cho trạm máy ép khả năng công nghệ lớn hơn. Máy ép có thêm các thiết bị phụ và vận chuyển để đưa các phôi đúc từ lò điện và buồng ép 4.

Kéo cắt 2 dùng để cắt phần ép dư ra khỏi sản phẩm ép. Máy còn được trang bị cơ cấu để đẩy các chi tiết đã được gia công xong. Các profil hoặc các ống đã gia công xong được chuyển 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 bom-bình tích áp. Chất lỏng công tác là nước pha thêm 2-4% dầu khoáng.

Vì có 3 xi lanh công tác nên nó tạo cho máy ép có khả năng làm việc với ba mức lực: 50 MN, 70 MN, 120 MN và các tốc độ hành trình công tác tới 30 mm/s.



Hình 7-4. Máy ép thủy lực nằm ngang lực ép 120MN dùng để ép ống

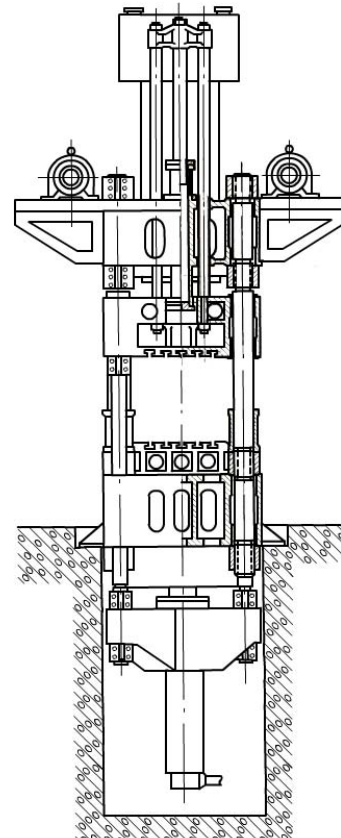
7.4. MÁY ÉP THỦY LỰC DẬP TẮM

Các thông số cơ bản của máy ép thủy lực dập tấm được xác định theo ГОСТ 7901 - 56 với máy có lực ép đến 2000 T và ГОСТ 9753 - 61 có lực ép đến 250 T.

Trên hình 7-5 là sơ đồ dạng máy ép thủy lực dập tấm, có tốc độ đầu trượt khi hành trình làm việc đến 14,5 mm/s.

Máy ép thủy lực dùng dập tấm thường có hành trình ngắn, bàn máy lớn và có cơ cấu chặn phôi. Loại máy này được sản xuất có 2 tác động hoặc 3 tác động. Ngoài tác động chính là ép tạo hình chi tiết, còn có động tác chặn phôi. Lực chặn phôi thường bằng 40% lực ép chính.

Máy ép dập tấm dùng vuốt sâu có thể có dạng nằm ngang và có hành trình lớn. Tùy theo công dụng có thể có kết cấu khác nhau.

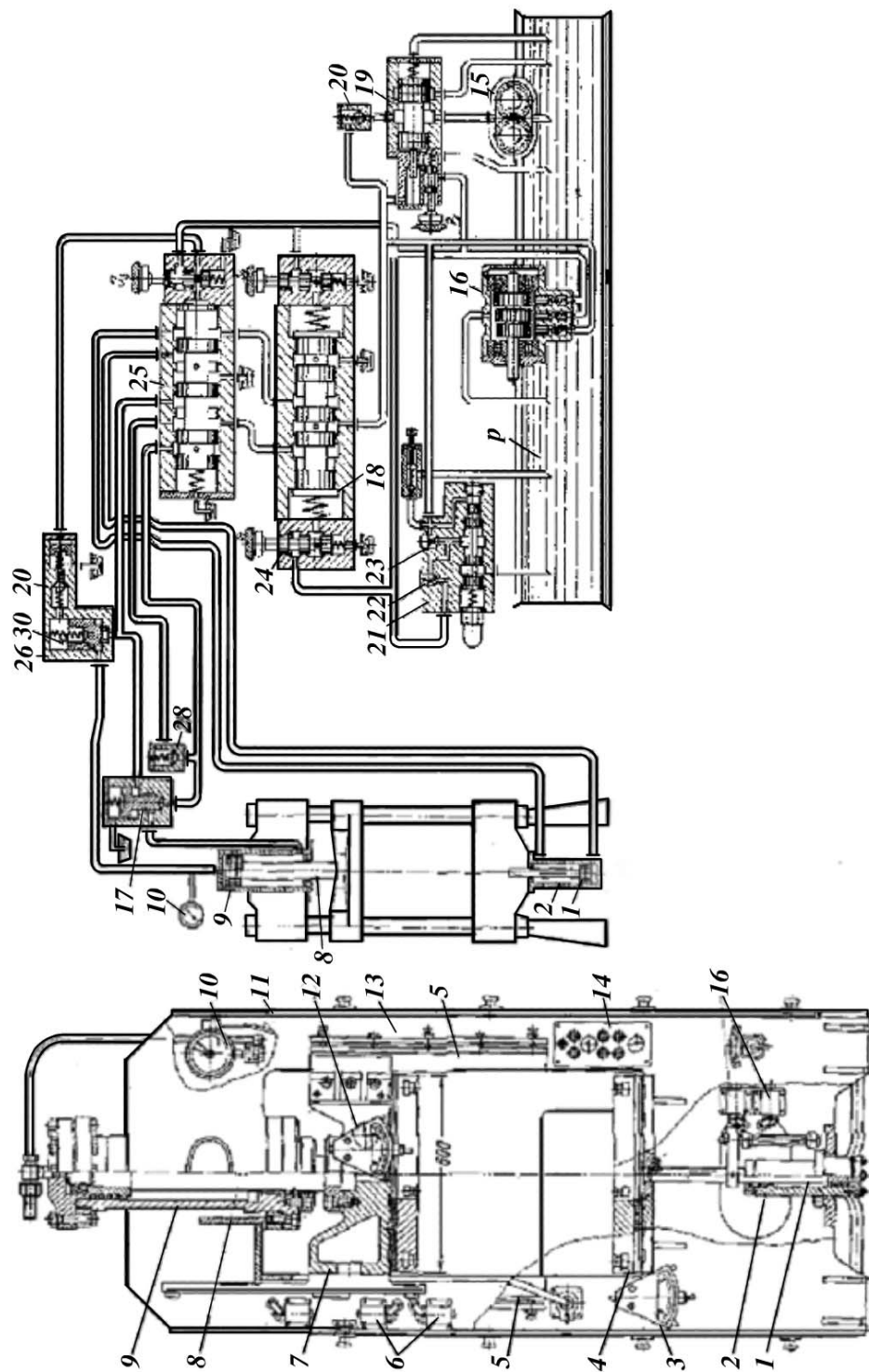


Hình 7-5. Máy ép thủy lực dập

7.5. MÁY ÉP GIA CÔNG CHẤT DẸO

Để gia công chất dẻo, người ta sử dụng rộng rãi các máy ép thủy lực chuyên dùng. Kết cấu máy sử dụng kiểu dẫn động bằng bơm dầu.

Các quá trình công nghệ gia công các loại chất dẻo khác nhau có những điểm riêng, yêu cầu phải giảm đột ngột thời gian đóng các khuôn ép, điều này chỉ có thể thực hiện khi tăng tốc độ công tác của bàn trượt máy ép tới 160 ÷ 200mm/s. Do nguyên nhân này người ta đã chế tạo các máy ép có xi lanh kiểu pittông, có các van nạp và xi lanh đẩy về. Khi bàn trượt chuyển động xuống, dưới 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.



Hình 7-6. Máy ép thủy lực để gia công chất dẻo

Sơ đồ thủy lực dẫn động các máy ép bán tự động (hình 7-6) đảm bảo cho máy làm việc ở các chế độ ép và đúc.

Ở vị trí ban đầu, các nam châm điện của bộ phân phối không được cấp điện, còn các van trượt của bộ phân phối nằm ở vị trí trình bày trên hình 7-6. Bơm 1 không làm việc. Con trượt 6 được giữ ở vị trí trên bằng các xi lanh đẩy về 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 khoá thủy lực 12, bộ phân phối 15 (1) sẽ mở đường xả dầu từ các xi lanh đẩy về.

Do có tác dụng của trọng lượng dầu trượt, dầu được đẩy ra khỏi các xi lanh đẩy về 7, qua khoá thủy lực 12 mở và van tiết lưu 13. Thể tích được giải phóng của xi lanh chính 8 được nạp chất lỏng từ bơm 1(2) qua van nạp 9. Tốc độ của hành trình không tải của dầu trượt được xác định bằng điều chỉnh van tiết lưu 13.

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 dầm 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 dầm di động lớn hơn, có tổn hao về thời gian để nâng và hạ áp suất ở các xi lanh 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 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 máy ép, ngoài phương pháp này còn cho phép đưa ra các nhận định triển vọng phát triển của ngành chế tạo máy ép.