

Nghiên cứu, tính toán bơm và xy lanh thủy lực máy ép 200 tấn

Trương Nguyên Hiến*

*ThS. Khoa Cơ khí Động lực, Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật Vinh
Received: 18/02/2024; Accepted: 26/02/2024; Published: 6/3/2024

Abstract: The process of calculating the hydraulic transmission of a press depends on the maximum pressing force. To ensure the safety of hydraulic equipment during work, we need to choose the appropriate safety factor and losses to ensure the working conditions of the machine. Calculating the pump and transmission cylinder in a hydraulic press requires full calculation of the required technical parameters. Calculating the pump and hydraulic cylinder to ensure correct parameters will help the machine work stably.

Keywords: Hydraulic cylinder; Pum; Compressor; Hydro press

1. Đặt vấn đề

Trên thế giới ngày nay có nhiều công ty chế tạo máy ép phục vụ ngành công nghiệp nặng và công nghiệp nhẹ như các loại máy ép dùng trong sản xuất giấy, máy ép dung để nong lỗ trong sản xuất chi tiết máy, máy ép dùng để đốt, máy ép dùng để ép gạch, ép ván dăm, ép mũ ... Tuy nhiên tính đa dạng trong khâu thiết kế sản phẩm này chưa có, với lại do nhu cầu sử dụng mật hàng này chưa nhiều. Nên đa số các công ty sản xuất máy ép chỉ sản xuất theo đơn đặt hàng của đối tác. Điều này dẫn đến thực trạng nước ta không có công ty nào thiết kế và chế tạo ra máy ép hoàn chỉnh. Để đáp ứng phần nào trong cách tính toán các thiết bị thủy lực cho máy ép, tác giả trình bày phương pháp tính toán bơm và xy lanh thủy lực cho máy ép 200 tấn.

2. Nội dung nghiên cứu

2.1. Tính toán xy lanh thủy lực

2.1.1. Thông số thiết kế

- $p = 180$ bar. Một số thông số kỹ thuật yêu cầu của xy lanh này như sau:

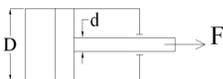
- Lực ép đầu cần piston: $F = 200$ Tấn = 2.106 N.
- Thời gian thực hiện hành trình tiến (ứng với quá trình ép): $t_1 = 30$ (s).
- Thời gian thực hiện hành trình xilanh lùi về: $t_2 = 20$ (s)

- Thời gian giữ ép: $t_3 = 10$ (s)

- Hành trình: $s = 0,1$ (m) = 100 (mm).

- Chế độ làm việc: làm việc êm.

2.1.2. Tính toán các thông số



*Tính đường kính trong xy lanh.

Theo công thức tính lực ở hành trình tiến của xy lanh: $F = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

Trong đó:

- F : là lực tạo ra ở đầu cần piston, (N);
- p : là áp suất làm việc của xy lanh, (bar);
- D : là đường kính trong của xy lanh, (m);

Suy ra đường kính trong của xy lanh là:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot p}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2.10^6}{3.14 \cdot 180 \cdot 10^7}} = 0,376 \text{ (m)} = 376 \text{ (mm)}$$

Ta chọn đường kính trong xy lanh là: $D = 370$ (mm), và đường kính ngoài của xy lanh là $D_{ng} = 390$ (mm).

*Tính đường kính cần piston.

Đường kính cần piston được tính theo công thức:

$$D_c = (0,60,8) \cdot D = (0,60,8) \cdot 370 = 222296 \text{ (mm)}$$

Vậy chọn đường kính cần piston là: $D_c = 250$ (mm)

2.1.3. Lưu lượng cần cấp cho xy lanh

Lưu lượng cần cấp cho xy lanh được tính theo công thức như sau: $Q = f \cdot v$

Trong đó:

- Q là lưu lượng cần cấp cho xy lanh;
- f là diện tích tác dụng của xy lanh (đối với hành trình tiến hay lùi);
- v là vận tốc cần piston.

Tốc độ cần piston trong hành trình tiến là: $v_1 = s/t_1$

Do đó, lưu lượng cần cấp cho xy lanh trong quá trình ép là:

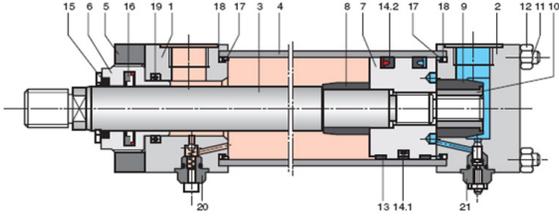
$$Q_1 = f \cdot v_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{s}{t_1} = \frac{3.14 \cdot 3.7^2 \cdot 1}{4 \cdot 30} = 0,358 \text{ (dm}^3/\text{s)} = 21,5 \text{ (l/ph)}$$

Tốc độ cần piston trong hành trình lùi về là: $v_2 = s/t_2$

Lưu lượng cần cấp cho xy lanh trong hành trình lùi về là:

$$Q_2 = f.v_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} s = \frac{3,14.(3,7^2 - 2,5^2).1}{4.20} = 0,292(\text{dm}^3/\text{s}) = 17,5(\text{l/ph})$$

Nhận thấy $Q_1 > Q_2$, đó đó lưu lượng của bơm nguồn phải chọn theo Q_1



Hình 2.1. Kết cấu xy lanh thủy lực

1. Nắp 2. Bệ 3. Cần piston 4. Ống xy lanh 5. Mặt bích 6. Bạc dẫn hướng 7. Piston 8,9. Bạc đệm 10. Đai ốc đệm 11. Bu lông 12. Đai ốc 13. Bạc lót 14. Vòng đệm 15. Gạt dầu 16. Chốt 17,19. Vòng đệm 18. Vành chắn 20. Van xả khí một chiều 21. Van tiết lưu

2.2. Tính toán bơm nguồn

Để tính chọn bơm nguồn hệ thống ta có một số các giả thiết sau:

- Chiều dài đoạn đường ống hút bằng chiều dài đoạn đường ống xả là: $L_1 = L_3 = 1$ (m);
- Chiều dài ống đẩy là: $L_2 = 4$ (m);
- Vận tốc và đường kính ống hút: $v_1 = 1$ (m/s); $d_1 = 20$ (mm)
- Vận tốc đường ống đẩy: $v_2 = 4$ (m/s); $d_3 = 10$ (mm)
- Vận tốc đường ống xả: $v_3 = 1,5$ (m/s); $d_2 = 18$ (mm)
- Chất lỏng làm việc là dầu thủy lực CS32 có các thông số kỹ thuật: Độ nhớt:

$$\nu = 32.10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

- Trọng lượng riêng

$$\gamma = 8,5.10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Ta có: $p = p_1 + p_2$;

- Với p_1 là tổn thất qua van phân phối, lấy $p_1 = 2$ (bar)

p_2 là tổn thất qua đường ống bao gồm cả tổn thất dọc đường và tổn thất cục bộ.

$$p_2 = \frac{\lambda_1 L_1 v_1^3 \rho}{2d_1} + \frac{\lambda_2 L_2 v_2^3 \rho}{2d_2} + \frac{\lambda_3 L_3 v_3^3 \rho}{2d_3} + \frac{\xi}{2g} \gamma (v_1^2 + v_2^2 + v_3^2)$$

- ρ Khối lượng riêng của chất lỏng.

$$\rho = \gamma / g = 850(\text{kg} / \text{m}^3)$$

- L, v, d : Chiều dài, vận tốc và đường kính của

đường ống.

- Hệ số tổn thất dọc đường và tổn thất cục bộ: $\lambda \xi$

Hệ số λ phụ thuộc vào hệ số Rây nôn.

$$Re_1 = \frac{1000.v_1.d_1}{\nu} = \frac{1000.1.0.20.10^3}{32} = 625 < 2300$$

$$Re_2 = \frac{1000.v_2.d_2}{\nu} = \frac{1000.4.0.18.10^3}{32} = 1250 < 2300$$

$$Re_3 = \frac{1000.v_3.d_3}{\nu} = \frac{1000.1,5.0.10.10^3}{32} = 843,75 < 2300$$

$$\lambda_1 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{625} = 0,1024$$

$$\lambda_2 = \frac{64}{Re_2} = \frac{64}{1250} = 0,0512$$

$$\lambda_3 = \frac{64}{Re_3} = \frac{64}{843,75} = 0,0759$$

Hệ số ξ phụ thuộc vào khuỷ ống, ở đây ta coi khuỷ ống là thẳng góc và lấy $\xi = 1,2$

$$P_2 = \frac{0,1024.2.1^3.850}{2.0,02} + \frac{0,0512.4.4^3.850}{2.0,01} + \frac{0,0759.1.1,5^3.850}{2.0,018} + \frac{1,2.8500}{2,9,81} (1^2 + 4^2 + 1,5^2)$$

$$= 157655,8328 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$P_2 = 1,6(\text{bar})$$

Do đó: $p = 2 + 1,6 = 3,6$ bar.

$P_B = 3,6 + 180 = 183,6$ bar.

Để thỏa mãn ta lấy $P_B = 190$ bar.

Đồng thời ta cũng thấy, lưu lượng cần thiết để cấp cho xy lanh là: 21,5(l/ph). Nên nếu chọn bơm nguồn có lưu lượng $Q = 25$ (l/ph) sẽ đáp ứng được yêu cầu lưu lượng của hệ thống. Căn cứ vào 2 thông số áp suất và lưu lượng ở trên cũng như điều kiện làm việc của hệ thống ta thấy bơm bánh răng là sự lựa chọn phù hợp nhất do:

- Bơm bánh răng có dải áp suất $p = 100 - 250$ bar;
- Bơm bánh răng có dải lưu lượng phù hợp $Q < 100$ (l/ph);

- Kết cấu bơm bánh răng khá nhỏ gọn, thuận tiện cho lắp ráp và bảo dưỡng sau này.

- Bơm bánh răng có giá thành khá thấp so với các loại bơm khác như: piston rotor hướng kính. Piston rotor hướng trục, bơm cánh gạt ...

Ta chọn động cơ kéo bơm có số vòng quay $n = 1445$ (vòng/ph). Đây là số vòng quay rất phù hợp với các loại bơm bánh răng. Do đó lưu lượng riêng của bơm được tính theo công thức:

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{25.10^3}{1445} = 17,3 (\text{cm}^3 / \text{vòng})$$

Ta có thể chọn bơm nguồn là bơm bánh răng có lưu lượng riêng $q = 19$ (cc).

Với lưu lượng riêng $q = 19$ (cc) thì lưu lượng bơm là $Q = n . q = 1445.19.10^{-3} = 27,5$ (l/ph)

(Xem tiếp trang 335)

hệ cơ bản đã đáp ứng được yêu cầu của môn học. Tuy nhiên khả năng khai thác ứng dụng và sử dụng trang thiết bị máy tính vào công tác giảng dạy hiệu quả chưa cao. Hệ thống thao trường bài tập chiến thuật của Học viện chưa có khuôn viên riêng biệt, chưa có mô hình học tập sát thực tế để nâng cao kỹ năng cho học viên. Thời gian qua hệ thống trường bản thu hẹp còn một trường bản, số lượng lớp đông nên thường xuyên phải tổ chức xoay vòng đổi tập cho các lớp, bên cạnh đó số lượng và chất lượng vũ khí phục vụ luyện tập và thực hành bản còn hạn chế.

3. Kết luận

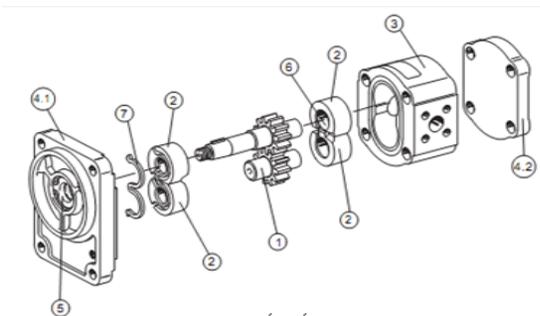
Đổi mới phương pháp dạy học võ thuật CAND muốn có hiệu quả phải được đặt trong trong mối quan hệ biện chứng với đổi mới mục tiêu, nội dung dạy học, cơ sở vật chất và thiết bị dạy học; các hình thức tổ chức dạy học; môi trường giáo dục để học tập gắn với thực hành và vận dụng; đánh giá kết quả học tập... Đó là khuyến khích phát triển năng lực lập luận logic, năng lực trừu tượng hoá và chiếm lĩnh vững chắc những nội dung giáo dục cần thiết. Đổi mới phương pháp dạy học là một khâu quan trọng

của quá trình đổi mới căn bản, toàn diện giáo dục đào tạo theo nghị quyết Trung Ương VIII (khóa XI). Hy vọng rằng trong tương lai thông qua việc đổi mới phương pháp dạy học, kỹ năng võ thuật sẽ trở thành một trong những nét đặc trưng, thành tựu đáng tự hào của không chỉ đối với học viên tại trường Đại học Cảnh sát nhân dân mà còn trong toàn thể lực lượng CAND ./.

Tài liệu tham khảo

1. Ban chấp hành TƯ (2013), *Nghị quyết số 29-NQ/TƯ về đổi mới căn bản, toàn diện giáo dục và đào tạo*. Hà Nội
2. Bộ Công an (2021), *Thông tư số 09/2021/TT-BCA, ngày 20/01/2021 của Bộ trưởng Bộ Công an quy định về kiểm tra điều lệnh, quân sự, võ thuật CAND*, Hà Nội.
3. Bộ Giáo dục và Đào tạo (2015), *Thông tư số 25/2015/TT-BGDĐT ngày 14/10/2015 quy định về chương trình môn học Giáo dục thể chất thuộc các chương trình đào tạo trình độ đại học*, Hà Nội.
4. Lê Đức Ngọc (2005), *Giáo dục đại học: Phương pháp dạy và học*, Nxb Đại học Quốc gia Hà Nội.

Nghiên cứu, tính toán bơm..... (tiếp theo trang 189)



Hình 2.2. Kết cấu bơm bánh răng

1. Cặp bánh răng; 2; Vành chắn; 3; Thân bơm; 4.1, 4.2 Mặt bích; 5. Vòng chắn dầu ở trục quay; 6. Ổ đỡ; 7. Vòng chắn để điều chỉnh độ hở mặt hông của cặp bánh răng và vành chắn

Bơm bánh răng được chọn có một số các thông số kỹ thuật như sau:

- Lưu lượng riêng: $q = 19,2$ (cm³/vòng);
- Áp suất làm việc lớn nhất

$$P_{\max} = 250 \text{ bar} = 250 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2};$$

- Tốc độ quay trục lớn nhất: $n = 3000$ (vòng/phút)
- Tốc độ quay trục nhỏ nhất: $n = 600$ (vòng/phút)

- Tốc độ quay trục khuyến cáo của nhà sản xuất là: $n = 1800$ (vòng/phút)
- Khối lượng bơm: $m = 2,92$ (kg)
- Chân ren cửa vào: $P_T 3/4$, Chân ren cửa ra: $P_T 1/2$

3. Kết luận

Quá trình tính toán truyền động thủy lực của máy ép phụ thuộc vào lực ép lớn nhất. Để đảm bảo an toàn cho các thiết bị thủy lực trong quá trình làm việc ta cần phải chọn hệ số an toàn phù hợp và các tổn thất đảm bảo điều kiện làm việc của máy. Tính toán bơm và xy lanh truyền lực trong máy ép thủy lực ta cần tính toán đầy đủ các thông số kỹ thuật yêu cầu.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Nguyễn Ngọc Thanh (2011), *Nghiên cứu chẩn đoán một số phần tử kết cấu của hệ thống thủy lực trên máy xây dựng tự hành*. Luận văn thạc sỹ, Hà Nội.
- [2]. Trần Xuân Tuy (2002), *Hệ thống điều khiển tự động thủy lực*, NXB Khoa học Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Nguyễn Đức Sương (2011), *Các chuyên đề cao học*, Trường Đại học Mở - Địa chất Hà Nội.
- [4]. Nguyễn Ngọc Điệp, Nguyễn Đức Nam, Lê Thanh Vũ (2007), *Giáo trình Hệ thống khí nén, Thủy lực*, TP Hồ Chí Minh.