

Trần Xuân Tùỵ

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC KỸ THUẬT

TS. Trần Xuân Tuyền

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC KỸ THUẬT
Hà Nội - 2002

LỜI GIỚI THIỆU

Truyền động thủy lực trong máy công cụ, thiết bị... thuộc lĩnh vực kỹ thuật tiên tiến trong cơ khí hóa và tự động hóa quá trình sản xuất công nghiệp. Với cuộc cách mạng khoa học và công nghệ hiện thời thì truyền động thủy lực phát triển mới và công nghệ cao hơn. Đó là điều khiển tự động hệ thủy lực cho các máy công cụ, trung tâm gia công CNC, dây chuyền tự động linh hoạt robot hóa...

Việc đào tạo đội ngũ kỹ thuật và chuyên gia lĩnh vực này ở Việt Nam trong thời kỳ công nghiệp hóa và hiện đại hóa là rất quan trọng và cấp thiết.

Những năm trớc đây, việc đào tạo ngành cơ khí trong các trường đại học kỹ thuật - công nghệ, có giảng dạy, thí nghiệm, thiết kế tốt nghiệp, viết giáo trình, sách tham khảo về truyền động thủy lực trong máy công cụ và thiết bị nhng còn ít hoặc cha đề cập đến phần hiện đại đáp ứng cho quá trình công nghiệp hóa, tự động hóa ở trình độ cao. Đó là điều khiển tự động hệ thống thủy lực.

Để viết quyển sách này, tác giả đã dành nhiều thời gian khảo cứu lý thuyết, xây dựng thí nghiệm, nghiên cứu khoa học và ứng dụng thực tiễn, cũng nh tham quan, thực tập và tiến hành thí nghiệm ở nớc ngoài về lĩnh vực điều khiển tự động thủy lực.

Chương 1 tổng hợp cơ bản và có tính hệ thống, phân tích, tính toán các thông số chính trong mạch truyền động thủy lực. Chương 2 trình bày các đặc trng chủ yếu nh độ đàn hồi của dầu, độ cứng thủy lực, tần số dao động riêng ... nhằm phục vụ cho nghiên cứu động lực học của truyền động thủy lực ở chương 3, kết quả này giúp cho việc nghiên cứu điều khiển hệ thủy lực làm việc ổn định, tin cậy, chính xác. Nội dung ở chương 2 khá súc tích và mới. Từ chương 4 đến 7 trình bày các nội dung chính với phương pháp tính toán thiết kế mới và hiện đại. Tác giả viết trên cơ sở ứng dụng điều khiển học kỹ thuật để phân tích sai số, xác định hàm truyền của một số mạch điều khiển, điều khiển vị trí, vận tốc, tải trọng với các phân tử điều khiển cơ bản trong hệ điều khiển tự động thủy lực nh van điều khiển, bộ khuếch đại, các loại cảm biến Từ đó tính toán và thiết kế các mạch điều khiển tự động thủy lực với nhiều ví dụ cụ thể có chọn lọc.

Phần tin học ứng dụng để phục vụ cho nghiên cứu, thiết kế, thí nghiệm điển hình về điều khiển tự động hệ thủy lực, cũng nh điều khiển tự động thủy-khí, tác giả đã thực hiện và thu được kết quả đáng kể, còn đọc tiếp tục ở tài liệu sau.

Trên cơ sở 28 tài liệu tham khảo đọc công bố những năm gần đây tác giả đã viết quyển sách này, cùng với quyển " Điều khiển tự động trong lĩnh vực cơ khí" (Nhà xuất bản Giáo dục- 1998) tạo ra sự kết hợp hoàn chỉnh hóng chuyên môn hẹp và hiện đại của ngành cơ khí, giúp cho công việc giảng dạy, đào tạo, nghiên cứu và chuyển giao công nghệ thuộc lĩnh vực truyền động và điều khiển tự động hệ thủy lực có hiệu quả cao.

PGS.TS. Phạm Đắp

Khoa cơ khí

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

LỜI NÓI ĐẦU

"Điều khiển tự động hệ thủy lực" là giáo trình phục vụ cho các đối tượng học tập, nghiên cứu về điều khiển tự động của các ngành cơ khí và tự động hoá ở các trường đại học kỹ thuật, các trường cao đẳng kỹ thuật và các cơ sở sản xuất, nghiên cứu. Đây là tập tiếp theo của giáo trình "Điều khiển tự động trong các lĩnh vực cơ khí" do Nhà xuất bản Giáo dục phát hành năm 1998.

Kỹ thuật truyền động và điều khiển hệ thủy lực đã phát triển mạnh ở các nóc công nghiệp. Kỹ thuật này được ứng dụng để truyền động cho những cơ cấu có công suất lớn, thực hiện điều khiển logic cho các thiết bị hoặc dây chuyền thiết bị tự động, đặc biệt nhờ khả năng truyền động được vô cấp mà nó được ứng dụng để điều khiển vô cấp tốc độ, tải trọng và vị trí của cơ cấu chấp hành. Hiện nay, hệ thủy lực được sử dụng để điều khiển các thiết bị nh máy ép điều khiển số, robot công nghiệp, máy CNC hoặc trong các dây chuyền sản xuất tự động.

Giáo trình này chủ yếu trình bày phương pháp tính toán thiết kế cho hệ điều khiển vô cấp mà các tài liệu khác chưa bàn đến hoặc mới đề cập ở mức sơ lược. Nội dung của giáo trình bao gồm các vấn đề sau : Phương pháp phân tích và tính toán các thông số của mạch điều khiển thủy lực; tính toán độ đàn hồi của dầu, độ cứng thủy lực và tần số dao động riêng của hệ thủy lực; bài toán nghiên cứu động lực học của hệ thủy lực; giới thiệu các phần tử điều khiển cơ bản của hệ thủy lực; kỹ thuật điều khiển vị trí, tốc độ và tải trọng, ngoài ra tài liệu còn giới thiệu lý thuyết tính toán thiết kế các mạch điều khiển tự động hệ thủy lực và các ví dụ minh họa.

Đây là giáo trình chuyên ngành mang tính nghiên cứu ứng dụng, những vấn đề lý thuyết và những ví dụ trình bày sẽ giúp cho người đọc có thể tiếp cận nhanh với những bài toán thực tế, nhất là trong giai đoạn hiện nay, kỹ thuật điều khiển tự động đang có khuynh hướng phát triển mạnh, các thiết bị và các dây chuyền sản xuất tự động ứng dụng kỹ thuật điều khiển thủy lực đang thâm nhập vào Việt Nam ngày càng nhiều nên việc nghiên cứu ứng dụng kỹ thuật này để thiết kế, bảo dưỡng và khai thác có hiệu quả là việc làm thiết thực.

Chúng tôi mong rằng giáo trình này sẽ giúp ích cho mọi đối tượng học tập, nghiên cứu làm việc trong lĩnh vực điều khiển hệ thủy lực và mong nhận được các ý kiến đóng góp để lần tái bản tới, giáo trình sẽ hoàn thiện hơn.

TÁC GIẢ

TRẦN XUÂN TÙY

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC KỸ THUẬT

TS. TRẦN XUÂN TÙY

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC KỸ THUẬT
Hà Nội - 2002**

LỜI GIỚI THIỆU

Truyền động thủy lực trong máy công cụ, thiết bị... thuộc lĩnh vực kỹ thuật tiên tiến trong cơ khí hóa và tự động hóa quá trình sản xuất công nghiệp. Với cuộc cách mạng khoa học và công nghệ hiện thời thì truyền động thủy lực phát triển mới và công nghệ cao hơn. Đó là điều khiển tự động hệ thủy lực cho các máy công cụ, trung tâm gia công CNC, dây chuyền tự động linh hoạt robot hóa...

Việc đào tạo đội ngũ kỹ thuật và chuyên gia lĩnh vực này ở Việt Nam trong thời kỳ công nghiệp hóa và hiện đại hóa là rất quan trọng và cấp thiết.

Những năm trước đây, việc đào tạo ngành cơ khí trong các trường đại học kỹ thuật - công nghệ, có giảng dạy, thí nghiệm, thiết kế tốt nghiệp, viết giáo trình, sách tham khảo về truyền động thủy lực trong máy công cụ và thiết bị nhưng còn ít hoặc chưa đề cập đến phân hiện đại đáp ứng cho quá trình công nghiệp hóa, tự động hóa ở trình độ cao. Đó là điều khiển tự động hệ thống thủy lực.

Để viết quyển sách này, tác giả đã dành nhiều thời gian khảo cứu lý thuyết, xây dựng thí nghiệm, nghiên cứu khoa học và ứng dụng thực tiễn, cũng như tham quan, thực tập và tiến hành thí nghiệm ở nước ngoài về lĩnh vực điều khiển tự động thủy lực.

Chương 1 tổng hợp cơ bản và có tính hệ thống, phân tích, tính toán các thông số chính trong mạch truyền động thủy lực. Chương 2 trình bày các đặc trưng chủ yếu như độ đàn hồi của dầu, độ cứng thủy lực, tần số dao động riêng ... nhằm phục vụ cho nghiên cứu động lực học của truyền động thủy lực ở chương 3, kết quả này giúp cho việc nghiên cứu điều khiển hệ thủy lực làm việc ổn định, tin cậy, chính xác. Nội dung ở chương 2 khá súc tích và mới. Từ chương 4 đến 7 trình bày các nội dung chính với phương pháp tính toán thiết kế mới và hiện đại. Tác giả viết trên cơ sở ứng dụng điều khiển học kỹ thuật để phân tích sai số, xác định hàm truyền của một số mạch điều khiển, điều khiển vị trí, vận tốc, tải trọng với các phần tử điều khiển cơ bản trong hệ điều khiển tự động thủy lực như van điều khiển, bộ khuếch đại, các loại cảm biến Từ đó tính toán và thiết kế các mạch điều khiển tự động thủy lực với nhiều ví dụ cụ thể có chọn lọc.

Phần tin học ứng dụng để phục vụ cho nghiên cứu, thiết kế, thí nghiệm điển hình về điều khiển tự động hệ thủy lực, cũng như điều khiển tự động thủy-khí, tác giả đã thực hiện và thu được kết quả đáng kể, còn được tiếp tục ở tài liệu sau.

Trên cơ sở 28 tài liệu tham khảo được công bố những năm gần đây tác giả đã viết quyển sách này, cùng với quyển " Điều khiển tự động trong lĩnh vực cơ khí" (Nhà xuất bản Giáo dục- 1998) tạo ra sự kết hợp hoàn chỉnh hướng chuyên môn hẹp và hiện đại của ngành cơ khí, giúp cho công việc giảng dạy, đào tạo, nghiên cứu và chuyển giao công nghệ thuộc lĩnh vực truyền động và điều khiển tự động hệ thủy lực có hiệu quả cao.

PGS.TS. Phạm Đắp
Khoa cơ khí
Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

LỜI NÓI ĐẦU

"Điều khiển tự động hệ thủy lực" là giáo trình phục vụ cho các đối tượng học tập, nghiên cứu về điều khiển tự động của các ngành cơ khí và tự động hoá ở các trường đại học kỹ thuật, các trường cao đẳng kỹ thuật và các cơ sở sản xuất, nghiên cứu. Đây là tập tiếp theo của giáo trình "Điều khiển tự động trong các lĩnh vực cơ khí" do Nhà xuất bản Giáo dục phát hành năm 1998.

Kỹ thuật truyền động và điều khiển hệ thủy lực đã phát triển mạnh ở các nước công nghiệp. Kỹ thuật này được ứng dụng để truyền động cho những cơ cấu có công suất lớn, thực hiện điều khiển logic cho các thiết bị hoặc dây chuyền thiết bị tự động, đặc biệt nhờ khả năng truyền động được vô cấp mà nó được ứng dụng để điều khiển vô cấp tốc độ, tải trọng và vị trí của cơ cấu chấp hành. Hiện nay, hệ thủy lực được sử dụng để điều khiển các thiết bị như máy ép điều khiển số, robot công nghiệp, máy CNC hoặc trong các dây chuyền sản xuất tự động.

Giáo trình này chủ yếu trình bày phương pháp tính toán thiết kế cho hệ điều khiển vô cấp mà các tài liệu khác chưa bàn đến hoặc mới đề cập ở mức sơ lược. Nội dung của giáo trình bao gồm các vấn đề sau : Phương pháp phân tích và tính toán các thông số của mạch điều khiển thủy lực; tính toán độ đàn hồi của dầu, độ cứng thủy lực và tần số dao động riêng của hệ thủy lực; bài toán nghiên cứu động lực học của hệ thủy lực; giới thiệu các phần tử điều khiển cơ bản của hệ thủy lực; kỹ thuật điều khiển vị trí, tốc độ và tải trọng, ngoài ra tài liệu còn giới thiệu lý thuyết tính toán thiết kế các mạch điều khiển tự động hệ thủy lực và các ví dụ minh họa.

Đây là giáo trình chuyên ngành mang tính nghiên cứu ứng dụng, những vấn đề lý thuyết và những ví dụ trình bày sẽ giúp cho người đọc có thể tiếp cận nhanh với những bài toán thực tế, nhất là trong giai đoạn hiện nay, kỹ thuật điều khiển tự động đang có khuynh hướng phát triển mạnh, các thiết bị và các dây chuyền sản xuất tự động ứng dụng kỹ thuật điều khiển thủy lực đang thâm nhập vào Việt Nam ngày càng nhiều nên việc nghiên cứu ứng dụng kỹ thuật này để thiết kế, bảo dưỡng và khai thác có hiệu quả là việc làm thiết thực.

Chúng tôi mong rằng giáo trình này sẽ giúp ích cho mọi đối tượng học tập, nghiên cứu làm việc trong lĩnh vực điều khiển hệ thủy lực và mong nhận được các ý kiến đóng góp để lần tái bản tới, giáo trình sẽ hoàn thiện hơn.

TÁC GIẢ

Chương 1

PHƯƠNG PHÁP PHÂN TÍCH VÀ TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN TRONG MẠCH ĐIỀU KHIỂN THỦY LỰC

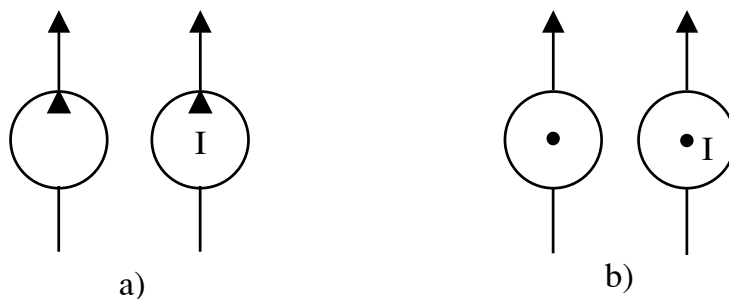
1.1. QUAN HỆ GIỮA ÁP SUẤT VÀ LƯU LƯỢNG

1.1.1. Nguồn thủy lực

Hiện nay người ta chia nguồn thủy lực thành hai dạng sau :

- Nguồn lưu lượng không đổi.
- Nguồn áp suất không đổi.

Theo ISO R1219, các nguồn thủy lực được ký hiệu như trên hình 1.1.



Hình 1.1. Ký hiệu về nguồn thủy lực

a- Nguồn lưu lượng không đổi; b- Nguồn áp suất không đổi.

Ký hiệu trên thực chất là ký hiệu của bơm dầu, khi trong đó có thêm chữ I, có nghĩa đó là nguồn cung cấp lý tưởng (không có tổn thất lưu lượng và tổn thất áp suất trong bơm).

Công suất trong mạch thủy lực được xác định theo :

$$N = \frac{dE}{dt} \text{ với } E = \int P.dV \quad (1.1)$$

hay :

$$N = P \cdot \frac{dV}{dt} = P.Q \quad (1.2)$$

trong đó :

E - đặc trưng cho công;

V - thể tích chất lỏng truyền được;

N - công suất truyền;

P - áp suất chất lỏng.

Tùy thuộc vào thứ nguyên của áp suất P và lưu lượng Q mà công thức (1.2) có thêm các hệ số.

Mô hình tính toán của nguồn lưu lượng lý tưởng là : $N_{ra} = N_{vào}$

nghĩa là : $P.Q = M_x . \Omega$ (1.3)

trong đó : M_x - mômen xoắn trên trục vào của bơm;

Ω - vận tốc góc của trục bơm.

Nếu gọi V là thể tích chất lỏng bơm được, D là dung tích làm việc của bơm trong một radian và θ là góc quay của bơm, ta có quan hệ :

$$V = D . \theta \quad (1.4)$$

Lấy đạo hàm (1.4) : $\frac{dV}{dt} = D . \frac{d\theta}{dt}$

mà : $\frac{dV}{dt} = Q$ và $\frac{d\theta}{dt} = \Omega$ nên $Q = D . \Omega$ (1.5)

Thay (1.5) vào (1.3) : $P.Q = P.D.\Omega = M_x . \Omega$

hay : $M_x = P.D$ (1.6)

Nếu dung tích đo trong một vòng quay của bơm là D_{vg} thì :

$$D = \frac{D_{vg}}{2.\pi} ; \quad M_x = \frac{P.D}{2.\pi} \quad (1.7)$$

và : $Q = D_{vg} . \frac{n}{60}$ (1.8)

Trường hợp với nguồn áp suất không đổi thì lưu lượng ra có thể thay đổi theo một hàm nào đó nhưng áp suất ra luôn không đổi.

Các công thức trên cũng sử dụng để tính toán cho động cơ dầu.

1.1.2. Mạch thủy lực có các tiết diện chảy ghép nối tiếp và ghép song song

Khi chất lỏng chảy qua khe hẹp thì lưu lượng tỷ lệ với căn bậc 2 của hiệu áp trước và sau khe hẹp :

$$Q = K_0 . \sqrt{P} \quad (1.9)$$

trong đó : P - hiệu áp trước và sau khe hẹp;

K_0 - hệ số liên quan đến sức cản thủy lực được xác định bằng thực nghiệm theo công thức :

$$K_0 = \frac{Q_{\text{thực nghiệm}}}{\sqrt{P_{\text{thực nghiệm}}}} \quad (1.10)$$

Lưu lượng và áp suất xác định theo công thức (1.9) là dòng chất lỏng chảy rối. Đây là trường hợp phổ biến của dòng chất lỏng chảy trong hệ thống kín. Tuy nhiên thực tế cũng có không ít trường hợp chất lỏng thực hiện dòng chảy tầng, khi đó quan hệ giữa áp suất và lưu lượng là tuyến tính :

$$Q = K.P \quad (1.11)$$

K là hệ số liên quan đến sức cản thủy lực khi chảy tầng.

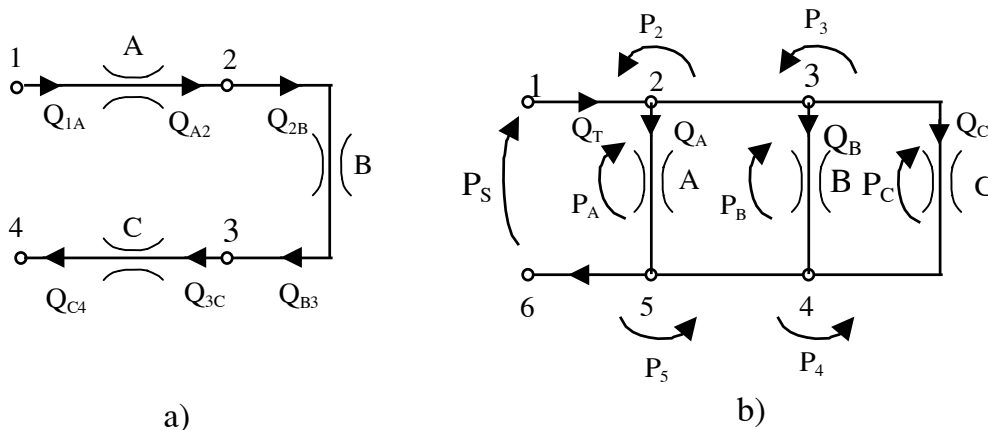
Nếu giả thiết tổn thất lưu lượng không đáng kể thì phương trình liên tục của dòng chảy thể hiện là tổng lưu lượng đi vào một nút bằng tổng lưu lượng đi ra nút đó :

$$\Sigma Q_{\text{vào}} = \Sigma Q_{\text{ra}} \quad (1.12)$$

Để nghiên cứu mạch thủy lực ta có khái niệm về loại mạch ghép nối tiếp và ghép song song như sau :

- *Mạch nối tiếp* là mạch mà trong đó không có sự phân nhánh và lưu lượng ở mọi nơi trên đường truyền dẫn đều bằng nhau.

- *Mạch song song* là mạch khi phân nhánh hiệu áp ở mọi nhánh đều bằng nhau.



Hình 1.2. Sơ đồ ghép nối tiếp và ghép song song

a - Sơ đồ ghép nối tiếp; b - Sơ đồ ghép song song.

Trên hình 1.2a, các khe hẹp A, B và C (hay gọi là tiết diện chảy) được ghép nối tiếp nhau theo trình tự 1 - A - 2 - B - 3 - C - 4. Lưu lượng chất lỏng đi trong mạch là như nhau, tức là :

$$Q_{1A} = Q_{A2} = Q_{2B} = Q_{B3} = Q_{3C} = Q_{C4} \quad (1.13)$$

Ở hình 1.2b, các khe hẹp A, B và C được ghép song song với nhau, hiệu áp được tính là :

$$P_S = P_2 + P_3 + P_C + P_4 + P_5 \quad (1.14)$$

Nếu

$$P_2 = P_3 = P_4 = P_5 \quad \text{thì} \quad P_S = P_C$$

Tương tự ta có :

$$P_S = P_C = P_B = P_A \quad (1.15)$$

Lưu lượng : $Q_T = Q_A + Q_B + Q_C$ (1.16)

Trong các loại van trượt điều khiển khí chất lỏng chảy qua khe hẹp có tiết diện chảy thay đổi thì quan hệ giữa lưu lượng và độ dịch chuyển về điều chỉnh tiết diện chảy của van xác định theo công thức sau :

$$Q = K_v \cdot f(x) \sqrt{P} \quad (1.17)$$

và : $Q_{dm} = K_v \cdot f(x_{max}) \cdot \sqrt{P_{dm}}$ (1.18)

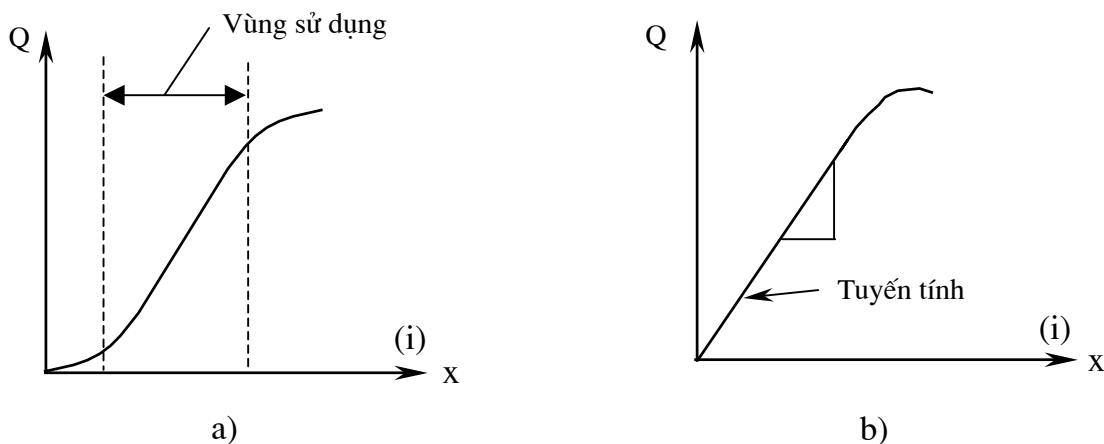
trong đó : K_v - hệ số;

Q_{dm} và P_{dm} - lưu lượng và hiệu áp định mức của van;

$f(x_{max})$ - hàm quan hệ giữa tiết diện chảy và độ dịch chuyển lớn nhất của van.

Đặc tính quan hệ giữa lưu lượng Q và độ dịch chuyển của con trượt x của van theo công thức (1.17) thể hiện ở hình 1.3a. Các nhà thiết kế, chế tạo van luôn mong muốn quan hệ Q - x là tuyến tính, ngay cả các loại van điện thủy lực quan hệ giữa lưu lượng Q và dòng điện điều khiển van i , người ta cũng mong muốn là tuyến tính như ở hình 1.3b.

$$Q = K \cdot \frac{i}{i_{max}} \sqrt{P} \quad \text{với } 0 < i < i_{max} \quad (1.19)$$



Hình 1.3. Đồ thị quan hệ giữa Q và x , Q và i của van trượt điều khiển

a - Đặc tính thực; b - Đặc tính lý thuyết hoặc đã tuyến tính hoá.

1.1.3. Các mạch thủy lực thường gặp

1. Mạch thủy lực có các tiết diện chảy ghép nối tiếp (hình 1.4)

Hiệu áp trên mạch nối tiếp hình 1.4a xác định là :

$$P_s = P_1 + P_2 + \dots + P_i + P_n \quad (1.20)$$

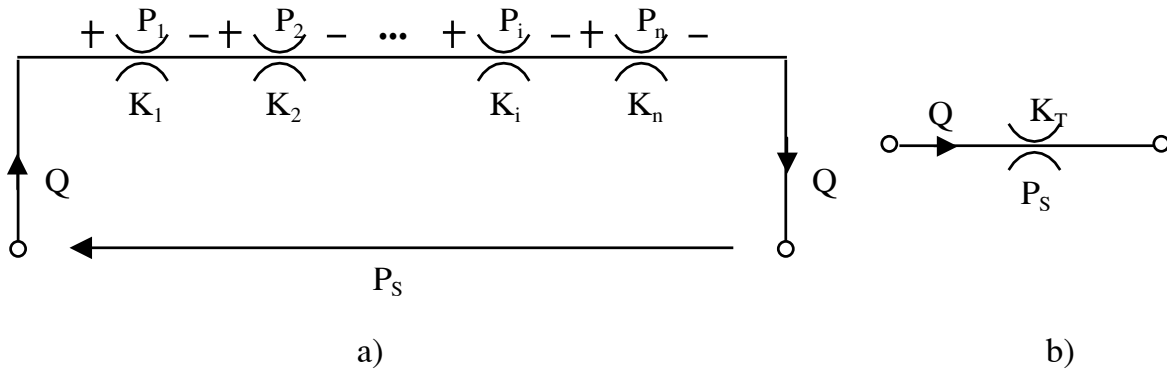
Tức là hiệu áp bằng tổng các hiệu áp thành phần.

Như ta biết với dòng chảy rối thì : $Q = K_i \sqrt{P_i}$ hay $P_i = \frac{Q^2}{K_i^2}$ (1.21)

Thay (1.21) vào (1.20) ta có :

$$P_S = \frac{Q^2}{K_1^2} + \frac{Q^2}{K_2^2} + \dots + \frac{Q^2}{K_i^2} + \frac{Q^2}{K_n^2} = Q^2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i^2} \quad (1.22)$$

hay : $P_S = Q^2 \cdot \frac{1}{K_T^2}$ Với $K_T = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i^2}}}$ (1.23)



Hình 1.4. Sơ đồ ghép nối tiếp

a - Sơ đồ ghép nối tiếp; b - Sơ đồ tương đương.

Hoặc nếu thay (1.23) vào (1.21) thì :

$$P_i = P_S \cdot K_T^2 \cdot \frac{1}{K_i^2} = \frac{P_S}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i^2}} \cdot \frac{1}{K_i^2} \quad (1.24)$$

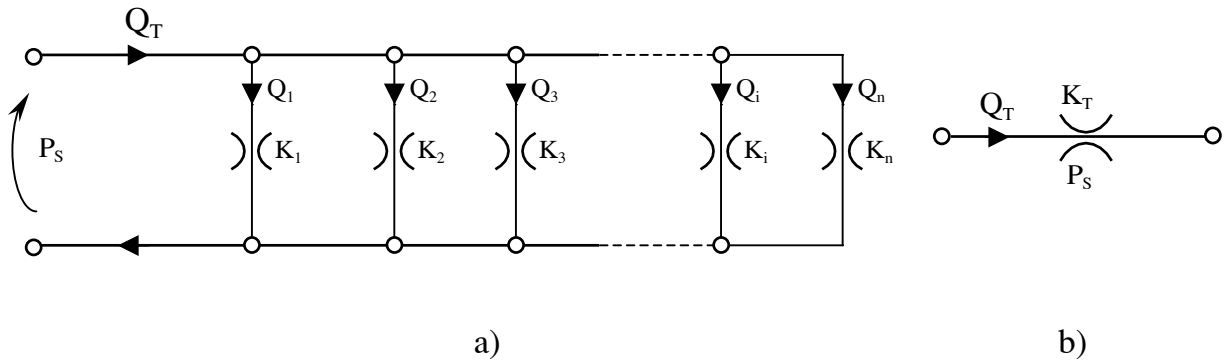
Như vậy mạch thủy lực chảy rối có các tiết diện chảy ghép nối tiếp như ở hình 1.4a sẽ tương đương với mạch thủy lực có một tiết diện chảy như ở hình 1.4b và có hệ số K_T xác định theo công thức (1.23).

2. Mạch thủy lực có các tiết diện chảy ghép song song (hình 1.5)

Khi các tiết diện chảy ghép song song thì lưu lượng tổng cộng bằng tổng các lưu lượng thành phần, nghĩa là :

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_i + Q_n \quad (1.25)$$

hay : $Q_T = K_1 \cdot \sqrt{P_S} + K_2 \cdot \sqrt{P_S} + K_3 \cdot \sqrt{P_S} + \dots + K_i \cdot \sqrt{P_S} + K_n \cdot \sqrt{P_S} = K_T \cdot \sqrt{P_S}$ (1.26)



Hình 1.5. Sơ đồ ghép song song

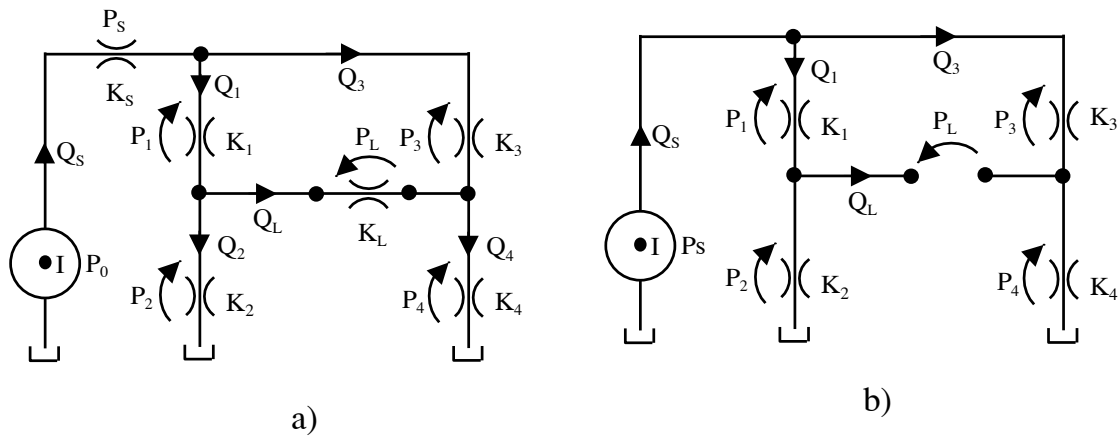
a - Sơ đồ ghép song song; b - Sơ đồ tương đương.

trong đó :

$$K_T = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_i + K_n = \sum_{i=1}^n K_i \quad (1.27)$$

Như vậy, khi có n tiết diện chảy ghép song song có thể thay thế bằng 1 tiết diện chảy có hệ số K_T bằng tổng các giá trị K_i thành phần. Mô hình trên hình 1.5a được thay bằng một mô hình tương đương như ở hình 1.5b.

3. Mạch thủy lực có các tiết diện chảy ghép phối hợp



Hình 1.6. Sơ đồ ghép phối hợp

a- Sơ đồ có nhánh liên kết K_L ; b- Sơ đồ không có nhánh liên kết.

Mạch phối hợp trên hình 1.6a còn gọi là mạch bắc cầu, trên đó có 7 giá trị tổn thất áp suất và 6 giá trị lưu lượng. Giá trị của hệ số K_L của nhánh bắc cầu quyết định giá trị lưu

lượng đi qua Q_L . Mạch này thường thấy trong các van điện- thủy lực, con trượt của van được điều khiển bằng điện từ có sự phối hợp của ống phun dầu.

Phương trình liên tục của lưu lượng là :

$$Q_s = Q_1 + Q_3 ; Q_2 = Q_1 - Q_L ; Q_4 = Q_L + Q_3 \quad (1.28)$$

Phương trình cân bằng áp suất là :

$$P_0 = P_s + P_1 + P_2 ; P_1 = P_3 - P_L ; P_2 = P_L + P_4 \quad (1.29)$$

trong đó :

$$P_s = \frac{Q_s^2}{K_s^2} ; P_1 = \frac{Q_1^2}{K_1^2} ; P_2 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} ; P_3 = \frac{Q_3^2}{K_3^2} ; P_4 = \frac{Q_4^2}{K_4^2} ; P_L = \frac{Q_L^2}{K_L^2} \quad (1.30)$$

Thay (1.28) và (1.30) vào (1.29) ta có :

$$P_0 = \frac{Q_1^2}{K_1^2} + \frac{(Q_1 - Q_L)^2}{K_2^2} + \frac{Q_s^2}{K_s^2} ; \quad \frac{Q_1^2}{K_1^2} = \frac{Q_3^2}{K_3^2} - \frac{Q_L^2}{K_L^2}$$

$$\frac{(Q_1 - Q_L)^2}{K_2^2} = \frac{Q_L^2}{K_L^2} + \frac{(Q_L + Q_3)^2}{K_4^2} \quad (1.31)$$

hoặc :

$$P_0 = \frac{Q_1^2}{K_1^2} + \frac{(Q_1 - Q_L)^2}{K_2^2} + \frac{Q_s^2}{K_s^2} ; \quad \frac{Q_1^2}{K_1^2} - \frac{Q_3^2}{K_3^2} + \frac{Q_L^2}{K_L^2} = 0$$

$$-\frac{(Q_1 - Q_L)^2}{K_2^2} + \frac{Q_L^2}{K_L^2} + \frac{(Q_L + Q_3)^2}{K_4^2} = 0$$

Nếu coi sức cản thủy lực ở tiết diện K_s bằng không tức là $K_s = \infty$ và sức cản ở tiết diện K_L bằng vô cùng, tức là $K_L = 0$ thì hai nhánh ghép song song bị ngăn cách ($Q_L = 0$); Khi đó sơ đồ trên hình 1.6a sẽ đơn giản hơn và được thể hiện ở hình 1.6b, quan hệ áp suất sẽ xác định là :

$$P_2 = P_s \cdot \frac{K_1^2}{K_1^2 + K_2^2} \quad (1.33)$$

$$P_4 = P_s \cdot \frac{K_3^2}{K_3^2 + K_4^2} \quad (1.34)$$

$$P_L = P_2 - P_4 \quad (1.35)$$

Nếu thay (1.33) và (1.34) vào (1.35) thì :

$$P_L = P_s \cdot \left[\frac{K_1^2}{K_1^2 + K_2^2} - \frac{K_3^2}{K_3^2 + K_4^2} \right] \quad (1.36)$$

Khi mối liên kết có áp suất cân bằng ($P_L = 0$), ta có :

$$\frac{K_1^2}{K_1^2 + K_2^2} = \frac{K_3^2}{K_3^2 + K_4^2} \quad \text{hoặc} \quad K_1 \cdot K_4 = K_2 \cdot K_3 \quad (1.37)$$

Loại mạch thủy lực có các hệ số xác định theo công thức (1.37) này hay gặp ở van trượt điều khiển.

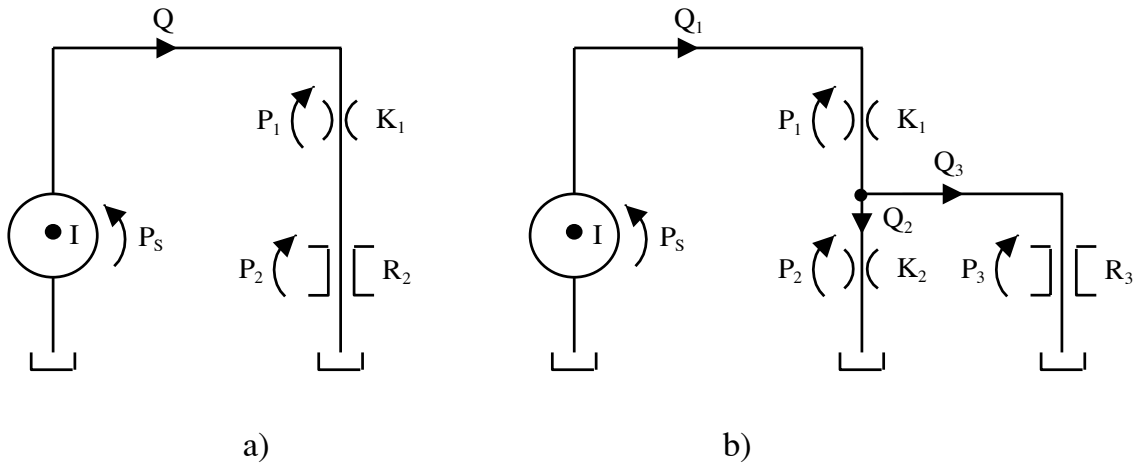
4. Mạch thủy lực vừa chảy tầng vừa chảy rối

- Trường hợp ghép nối tiếp (hình 1.17a)

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (1.38)$$

trong đó :

$$P_1 = \frac{Q^2}{K_1^2} ; \quad P_2 = R_2 \cdot Q$$



Hình 1.7. Sơ đồ mạch thủy lực vừa chảy tầng vừa chảy rối

a- Sơ đồ ghép nối tiếp; b- Sơ đồ ghép nối tiếp kết hợp với ghép song song.

hay :

$$P_s = \frac{Q^2}{K_1^2} + R_2 \cdot Q$$

$$Q^2 + R_2 \cdot K_1^2 \cdot Q - K_1^2 P_s = 0 \quad (1.39)$$

Phương trình (1.39) là phương trình bậc hai theo Q, nghiệm của nó là :

$$Q = -\frac{R_2 \cdot K_1^2}{2} \pm \sqrt{R_2^2 \cdot K_1^4 + 4 \cdot K_1^2 \cdot P_s} \quad (1.40)$$

- Trường hợp vừa ghép nối tiếp vừa ghép song song (hình 1.7b)

Phương trình cân bằng lưu lượng là :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (1.41)$$

Phương trình cân bằng áp suất là :

$$P_s = P_1 + P_2 \text{ và } P_2 = P_3 \quad (1.42)$$

trong đó :

$$P_1 = \frac{Q_1^2}{K_1^2} ; P_2 = \frac{Q_2^2}{K_2^2} \text{ và } P_3 = R_3 \cdot Q_3 \quad (1.43)$$

Thay (1.41) và (1.43) vào (1.42) ta có :

$$P_s = \frac{(Q_2 + Q_3)^2}{K_1^2} + \frac{Q_2^2}{K_2^2} \text{ và } \frac{Q_2^2}{K_2^2} = R_3 \cdot Q_3$$

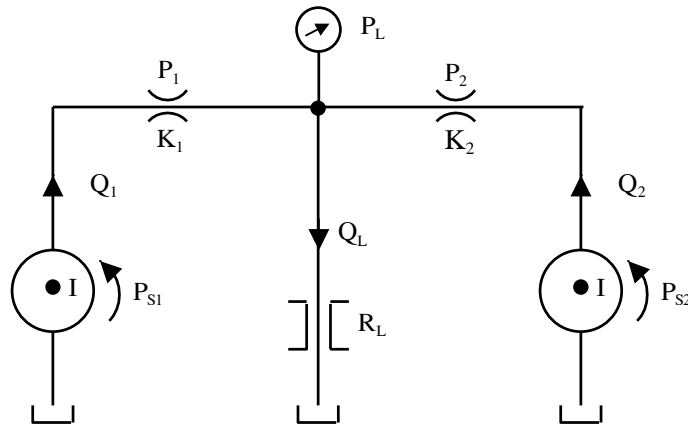
hoặc :

$$P_s = \frac{\left(Q_2 + \frac{Q_2^2}{K_2^2 \cdot R_3}\right)^2}{K_1^2} + \frac{Q_2^2}{K_2^2} \quad (1.44)$$

Khai triển (1.44) sẽ cho ta phương trình bậc 4 đối với Q_2 :

$$Q_2^4 + 2 \cdot Q_2^3 \cdot K_2^2 \cdot R_3 + Q_2^2 \left[\frac{1}{K_1^2} + \frac{1}{K_2^2} \right] \cdot K_2^4 \cdot K_1^2 \cdot R_3^2 - P_s \cdot K_2^4 \cdot K_1^2 \cdot R_3^2 = 0 \quad (1.45)$$

- Mạch thủy lực có hai nguồn áp suất (hình 1.8)



Hình 1.8. Sơ đồ mạch thủy lực có hai nguồn áp suất

Phương trình cân bằng lưu lượng :

$$Q_1 + Q_2 = \frac{P_L}{R_L} = Q_L \quad (1.46)$$

Ngoài ra ta còn có quan hệ giữa áp suất và lưu lượng của dòng chảy rối là :

$$\frac{Q_1^2}{K_1^2} = P_{S1} - P_L \text{ và } \frac{Q_2^2}{K_2^2} = P_{S2} - P_L \quad (1.47)$$

Thay (1.47) vào (1.46) ta được :

$$K_1 \cdot \sqrt{P_{S1} - P_L} + K_2 \cdot \sqrt{P_{S2} - P_L} = \frac{P_L}{R_L} \quad (1.48)$$

Mặt khác : $P_{S1} = P_1 + P_L$ và $P_{S2} = P_2 + P_L$ (1.49)

với : $P_1 = \frac{Q_1^2}{K_1^2}$; $P_2 = \frac{Q_2^2}{K_2^2}$ và $P_L = (Q_1 + Q_2) \cdot R_L$ (1.50)

Thay (1.50) vào (1.49) ta được các phương trình sau :

$$P_{S1} = \frac{Q_1^2}{K_1^2} + (Q_1 + Q_2) \cdot R_L \quad (1.51)$$

$$P_{S2} = \frac{Q_2^2}{K_2^2} + (Q_1 + Q_2) \cdot R_L \quad (1.52)$$

Nếu khai triển các phương trình trên sẽ cho ta phương trình bậc 4 đối với Q_1 hoặc Q_2 .

1.2. PHÂN TÍCH VÀ TÍNH TOÁN VAN TRƯỢT ĐIỀU KHIỂN

1.2.1. Mô hình tính toán tải trọng của con trượt

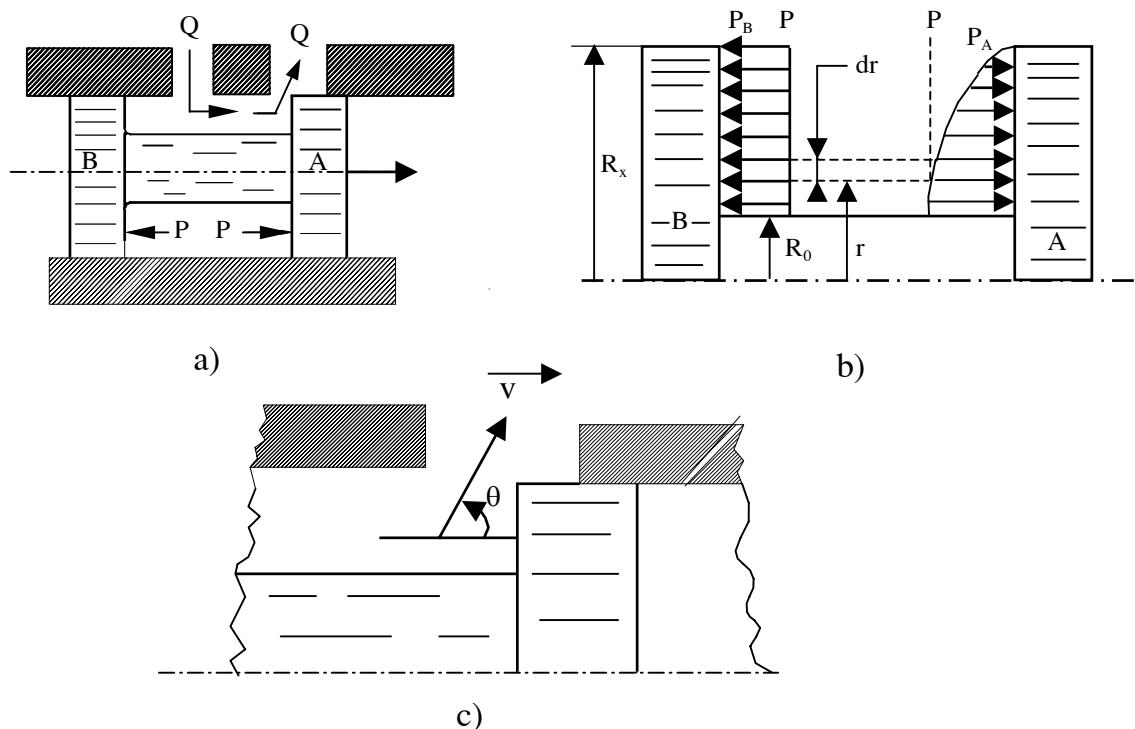
Van trượt điều khiển là một bộ phận rất quan trọng trong mạch điều khiển thủy lực, chúng có nhiều loại, mỗi loại có những đặc điểm về kết cấu và tính toán riêng. Nói chung van trượt điều khiển rất phức tạp về mặt kết cấu và tính toán. Hiện nay có nhiều công trình nghiên cứu về vấn đề này. Phần này chỉ giới thiệu những tính toán cần thiết cho nghiên cứu van trượt điều khiển.

Khi con trượt di chuyển theo hướng x, cửa ra của van mở, chất lỏng đi qua cửa ra và có vectơ vận tốc hợp với trục con trượt một góc là θ (hình 1.9a, c). Áp suất thủy tĩnh tác động lên con trượt sẽ phân bố như trên hình 1.9b. Ở cửa vào B áp suất tác động lên con trượt phân bố đều, ở cửa ra A áp suất thay đổi theo quy luật bậc hai giảm dần gần phía mép cửa ra.

Lực tác dụng lên con trượt ở phía B : $f_B = \int_{R_0}^{R_x} P_B \cdot dA$ (1.53)

Vì áp suất phân bố đều trên toàn bộ bề mặt của con trượt nên :

$$f_B = P_B \cdot F_B \text{ với } P_B = P \quad (1.54)$$



Hình 1.9. Sơ đồ tính toán lực chiều trực của con trượt điều khiển

- a- Sơ đồ nguyên lý làm việc của con trượt;
- b- Sơ đồ thể hiện sự phân bố áp suất trên con trượt;
- c- Sơ đồ thể hiện hướng chuyển động của dầu ở mép điều khiển.

Lực tác dụng lên con trượt ở phía A :

$$f_A = \int_{R_0}^{R_x} P_A \cdot dA \quad (1.55)$$

Vì chất lỏng đi qua khe hẹp của van làm áp suất giảm xuống nên :

$$f_B > f_A \text{ tức là } f_B - f_A = f_Q > 0 \quad (1.56)$$

Do có lực chiều trực f_Q mà con trượt có xu hướng đóng van.

Trong các công thức trên các ký hiệu có ý nghĩa như sau :

F_B, F_A - diện tích hình vành khăn của con trượt có bán kính trong là R_0 ,và bán kính ngoài là R_x ;

dA - vi phân của diện tích hình vành khăn có bán kính trong là r và bán kính ngoài là $r + dr$.

Lực chiều trực f_Q được xác định theo công thức sau :

$$f_Q = f_B - f_A = Q \cdot v \cdot \rho \cdot \cos \theta \quad (1.57)$$

$$Q = C_Q \cdot F_A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \text{hay} \quad \frac{Q}{C_Q \cdot F_A} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} = v \quad (1.58)$$

$$\text{Thay (1.58) vào (1.57) thì :} \quad f_Q = C_Q \cdot \sqrt{2 \cdot \rho} \cdot Q \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \cos \theta$$

$$\text{hoặc :} \quad f_Q = K_Q \cdot Q \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \cos \theta \quad (1.59)$$

trong đó : v - vận tốc chất lỏng ở cửa hẹp;

ρ - tỷ trọng của chất lỏng;

$K_Q = C_Q \cdot \sqrt{2 \cdot \rho}$ - hệ số;

ΔP - hiệu áp trước và sau cửa hẹp;

C_Q - hệ số phụ thuộc vào kết cấu hình học của tiết diện chảy;

θ - góc hợp bởi vectơ vận tốc ở cửa ra của dòng chất lỏng với trục con trượt.

Góc θ phụ thuộc vào kết cấu hình học của các mép ra của van.

Như vậy, do tiết diện chảy thay đổi đột ngột gây ra hiệu ứng thủy động làm cho áp suất của chất lỏng tác dụng lên bề mặt của con trượt ở phía A và B không cân bằng nhau. Khi thiết kế van cần có biện pháp để cân bằng lực chiều trục f_Q .

1.2.2. Mô hình ổn định con trượt của van bằng thủy lực kết hợp với lò xo (hình 1.10)

Hình 1.10 trình bày loại van trượt 2 cửa và 2 vị trí, trong đó có đường dẫn dầu phụ kết hợp với lò xo để cân bằng vị trí điều khiển của con trượt.

Phương trình cân bằng con trượt là :

$$P_S A_P - P_T A_M - f_Q - K_S \cdot (x + x_0) = m_s \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (1.60)$$

trong đó : m_s - khối lượng của con trượt;

x - lượng dịch chuyển của con trượt;

x_0 - lượng dịch chuyển ban đầu của lò xo;

K_S - độ cứng lò xo;

f_Q - lực thủy động theo tính theo công thức (1.59);

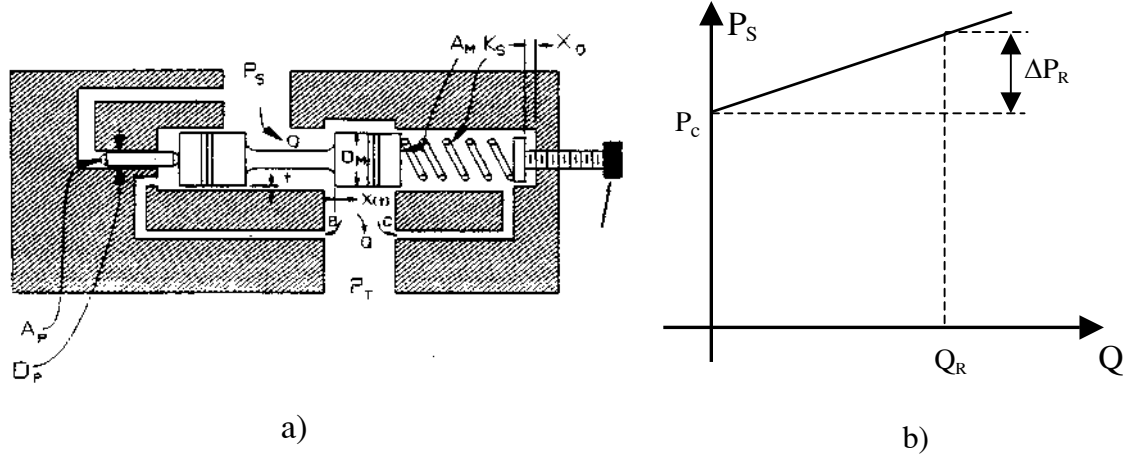
A_P và A_M - diện tích bề mặt chịu áp suất của chốt và của con trượt.

Nếu con trượt ở vị trí cân bằng thì $\frac{d^2 x}{dt^2} = 0$ và phương trình (1.60) sẽ là :

$$P_S \cdot A_P - P_T \cdot A_M - f_Q - K_S(x + x_0) = 0 \quad (1.61)$$

Thay $Q = K_0 \cdot A(x) \cdot \sqrt{P_S - P_T}$ vào (1.59) sau đó thay f_Q vào (1.61) ta được :

$$P_S \cdot A_P - P_T \cdot A_M - K_Q \cdot A(x) \cdot (P_S - P_T) \cdot \cos\theta - K_S(x + x_0) = 0 \quad (1.62)$$



Hình 1.10. Sơ đồ van trượt điều khiển có con trượt được cân bằng nhờ kết hợp giữa thủy lực và lò xo

a- Sơ đồ nguyên lý hoạt động; b- Đặc tính P - Q của van.

Giả sử áp suất ở cửa ra $P_T \approx 0$ thì :

$$P_S \cdot A_P - K_Q \cdot A(x) \cdot P_S \cos\theta - K_S(x + x_0) = 0 \quad (1.63)$$

Phương trình (1.62) hoặc (1.63) là cơ sở để thiết kế kết cấu van loại như trên.

Trong các công thức trên $A(x)$ là tiết diện chảy của dầu qua van, nó được xác định như sau :

$$A(x) = \pi D_M \cdot x \quad (1.64)$$

và : $A_{\max} = A(x_{\max}) = \pi D_M \cdot x_{\max} \quad (1.65)$

Tương ứng với di chuyển lớn nhất của con trượt (x_{\max}) sẽ cho lưu lượng lớn nhất Q_R :

$$Q_R = K_0 \cdot \pi \cdot D_M \cdot x_{\max} \cdot \sqrt{P_S - P_T} \quad (1.66)$$

với : $P_S - P_T = P_C + \Delta P_R$

trong đó : P_C - áp suất tương ứng với trạng thái van đóng;

ΔP_R - giá trị gia tăng của áp suất tương ứng với van mở lớn nhất.

Đặc tính P_S - Q của van trượt điều khiển thể hiện ở hình 1.10b.

Trường hợp khi $x = 0$, $P_S = P_C$ và $P_T \approx 0$ thì công thức (1.63) sẽ là :

$$P_C \cdot A_P = K_S \cdot x_0 \quad (1.67)$$

Khi đó sẽ tương ứng với van đóng.

1.2.3. Mô hình tính toán van giảm áp kiểu con trượt

Mô hình tính toán van giảm áp kiểu con trượt được thể hiện trên hình 1.11. Phương trình cân bằng con trượt của van là :

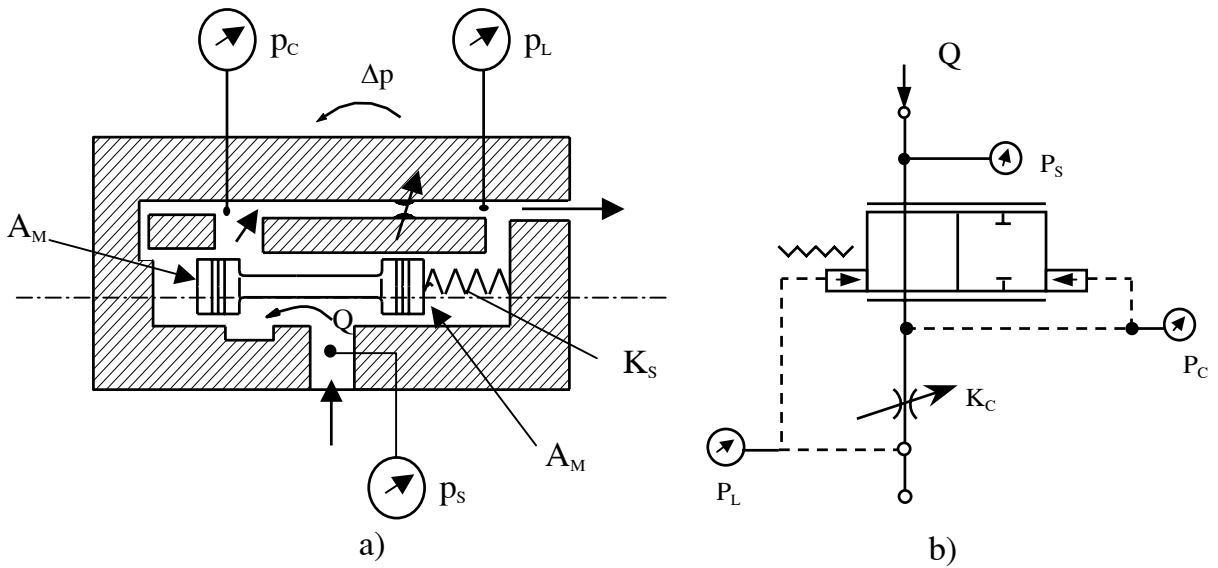
$$P_C \cdot A_M + f_Q - P_L \cdot A_M - K_S(x + x_0) = 0 \quad (1.68)$$

Phương trình cân bằng lưu lượng là :

$$Q = K_0 \cdot A(x) \cdot \sqrt{P_S - P_C} = K_C \cdot \sqrt{P_C - P_L} \quad (1.69)$$

Nếu $P_L \approx 0$ thì : $Q = K_C \cdot \sqrt{P_C}$ hay $P_C = \frac{Q^2}{K_C^2}$

Ta còn có : $f_Q = K_Q \cdot Q \cdot \sqrt{P_S - P_C} \cdot \cos\theta(x)$



Hình 1.11. Van giảm áp kiểu con trượt

a- Sơ đồ nguyên lý làm việc; b- Sơ đồ ký hiệu.

Nên công thức (1.68) viết lại là :

$$P_C \cdot A_M + K_Q \cdot Q \cdot \sqrt{P_S - P_C} \cdot \cos\theta(x) - P_L \cdot A_M - K_S(x + x_0) = 0 \quad (1.70)$$

hoặc : $\frac{Q^2}{K_C^2} \cdot A_M + \frac{K_Q \cdot Q^2 \cdot \cos\theta(x)}{K_0 \cdot A(x)} - K_S \cdot (x + x_0) = 0$

Do đó :

$$Q = \frac{K_S \cdot (x + x_0)}{\frac{A_M}{K_C^2} + \frac{K_Q \cdot \cos \theta(x)}{K_0 \cdot A(x)}} \quad (1.71)$$

1.2.4. Mô hình phân tích mạch thủy lực của van trượt điều khiển

1- Giới thiệu và ký hiệu các loại van trượt điều khiển

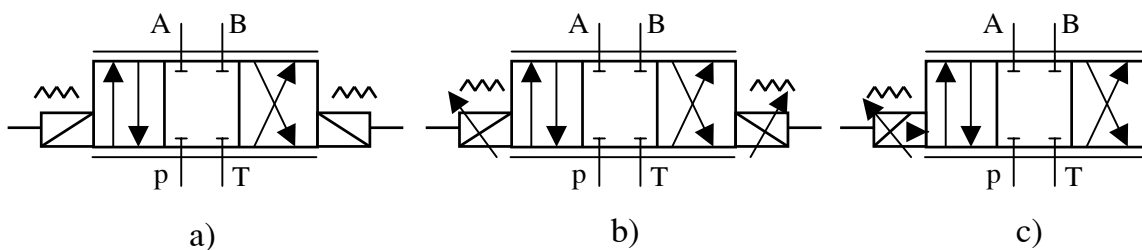
Van trượt điện thủy lực là bộ phận quan trọng trong hệ thống điều khiển tự động thủy lực vì các chỉ tiêu chất lượng của van ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng hệ thống điều khiển. Mỗi loại và mỗi hãng chế tạo đều có chất lượng khác nhau, hiện nay có rất nhiều hãng chế tạo nổi tiếng như hãng Mooc và Parker của Mỹ, hãng Peoto của Đức...

Van điện- thủy lực được chia thành ba loại chính sau đây :

- *Van trượt đóng mở thông thường (hay gọi là valve-solenoid)*. Loại van này chỉ làm nhiệm vụ đóng mở hoặc đảo hướng chuyển động của dầu (hình 1.12a) và thường được dùng trong các mạch điều khiển logic hoặc khoá khống chế.

- *Van tỷ lệ (proportional-valve)*. Loại này có khả năng điều chỉnh được vô cấp vị trí của con trượt nhằm cung cấp dầu cho cơ cấu chấp hành theo yêu cầu sử dụng. Để điều khiển con trượt di chuyển dọc trục người ta sử dụng hai nam châm điện bố trí đối xứng (hình 1.12b).

- *Van servo (servo-valve)*. Tương tự như van tỷ lệ, van servo có thể thay đổi vị trí con trượt một cách vô cấp với độ nhạy cao. Để điều khiển con trượt người ta sử dụng một nam châm điện kết hợp với hệ thống phun dầu có kết cấu đối xứng. Nhờ sự hoàn thiện về kết cấu mà loại van này có chất lượng điều khiển cao nhất hiện nay. Ký hiệu của van servo được giới thiệu ở hình 1.12c.



Hình 1.12. Ký hiệu các loại van trượt điều khiển theo tiêu chuẩn ISO
(loại 4 cửa và 3 vị trí)

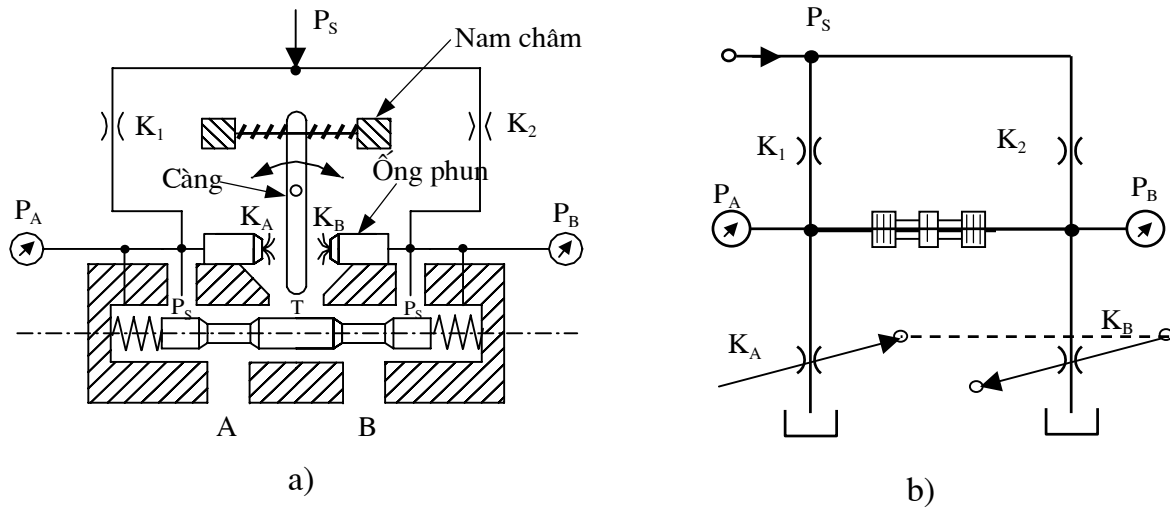
a- Ký hiệu van solenoid; b- Ký hiệu van tỷ lệ; c- Ký hiệu van servo.

P - Thể hiện áp suất cung cấp cho van; T - Thể hiện áp suất về bể dầu (đôi khi ký hiệu là R); A và B - Ký hiệu 2 đường dầu nối với xy lanh hoặc động cơ dầu.

Cấu tạo và nguyên lý làm việc của van sẽ giới thiệu kỹ ở các chương sau.

2- Mô hình phân tích mạch thủy lực của van

Ví dụ van servo có sơ đồ nguyên lý thể hiện ở hình 1.13a. Khi nam châm hoạt động thì còng sẽ quay làm cho khe hở giữa còng và ống phun thay đổi, dẫn đến hệ số K_A và K_B thay đổi, áp suất P_A và P_B cũng sẽ thay đổi theo. Sự thay đổi của P_A và P_B sẽ làm cho lực tác dụng lên con trượt mất cân bằng, dẫn đến con trượt di chuyển và điều khiển được tiết diện chảy của dầu qua van. Sơ đồ nguyên lý này được mô hình hoá thành mạch thủy lực như ở hình 1.13b. Đây là mạch phối hợp giữa nối tiếp và song song như đã phân tích ở mục 1.1. Trong đó, K_A và K_B có quan hệ liên động, khi K_A tăng thì K_B giảm và ngược lại.



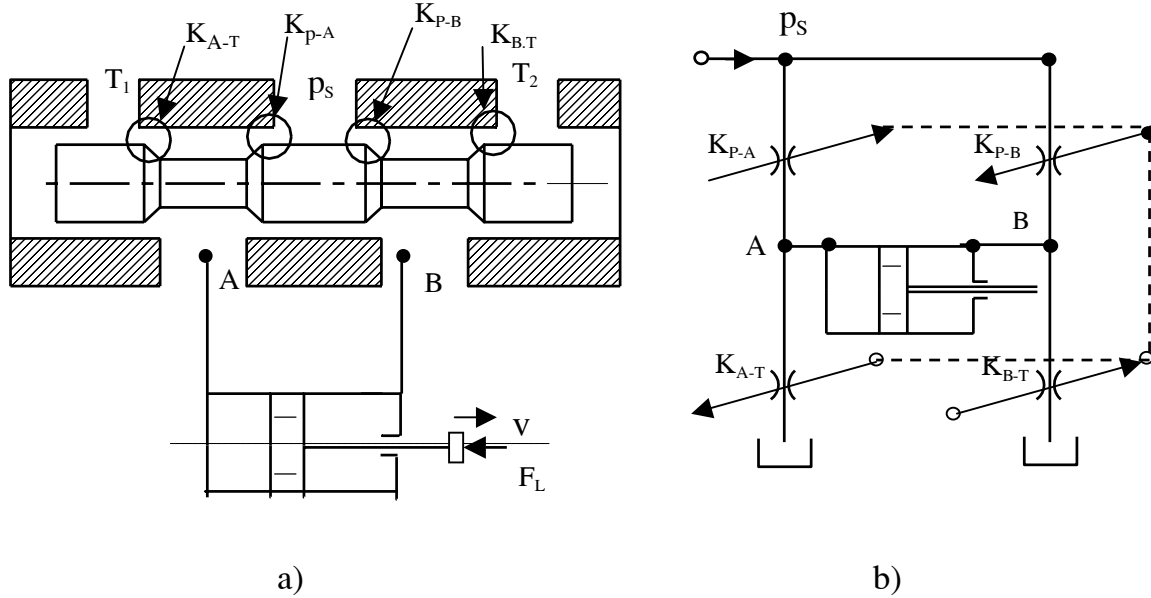
Hình 1.13. Sơ đồ nguyên lý và mô hình mạch thủy lực của van servo

a- Sơ đồ nguyên lý;

b- Mô hình mạch thủy lực.

Hình 1.14 là một ví dụ khác về van trượt có 4 mép điều khiển.

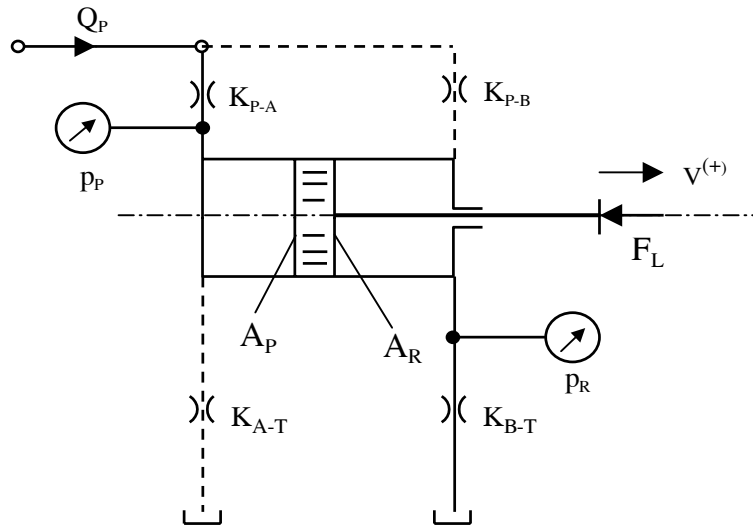
Các hệ số $K_{P,A}$, $K_{P,B}$, K_{A-T} và K_{B-T} đều có quan hệ chặt chẽ với nhau. Khi $K_{P,A}$ tăng thì K_{B-T} tăng và $K_{P,B}$, K_{A-T} giảm. Sơ đồ của van này được mô hình hoá thành mạch thủy lực như trên hình 1.14b.



Hình 1.14. Sơ đồ tính toán của van trượt có bốn mép điều khiển

a- Sơ đồ hoạt động của van; b- Mô hình mạch thủy lực của van.

Để đơn giản cho việc nghiên cứu, khi xây dựng sơ đồ có thể tách làm hai quá trình, đó là quá trình con trượt của van dịch chuyển sang trái và dịch chuyển sang phải. Với quan niệm như vậy thì hình 1.14b được vẽ lại như hình 1.15.



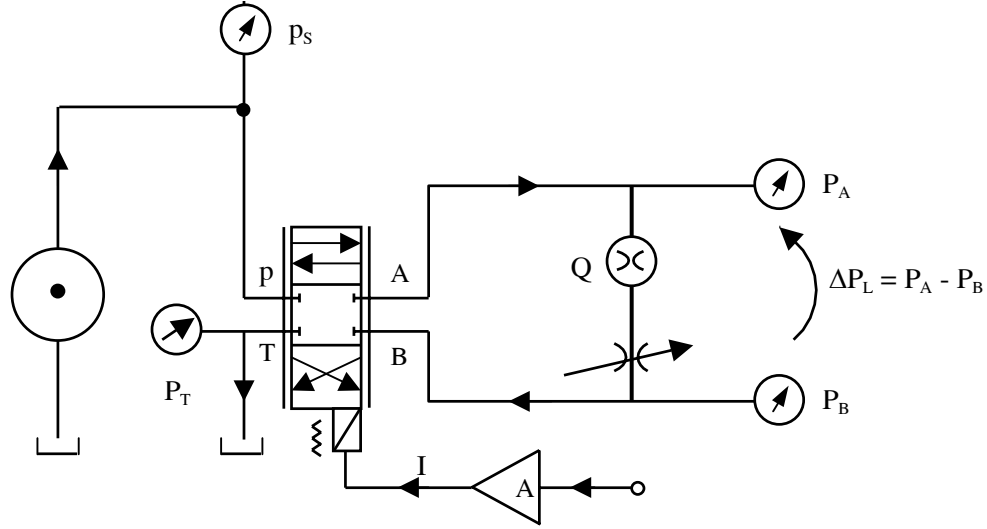
Hình 1.15. Mô hình mạch thủy lực của van trượt có 4 mép điều khiển

Trên sơ đồ hình 1.15, chỉ số p ký hiệu cho các thông số trên đường dầu vào, các chỉ số R, T ký hiệu cho các thông số trên đường dầu ra.

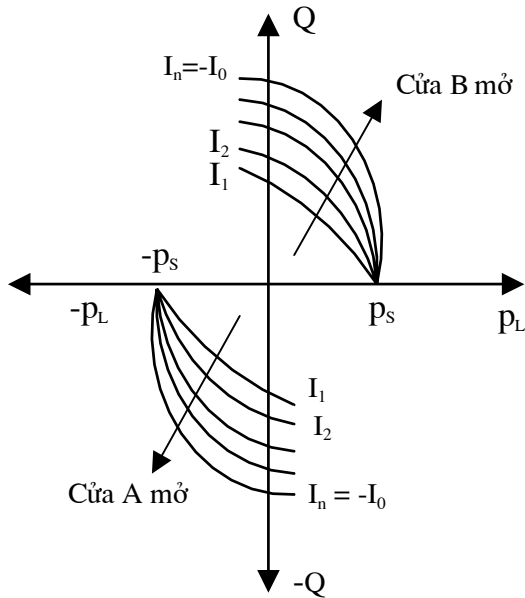
Đặt :
$$\rho_x = \frac{A_P}{A_R} \text{ và } \rho_v = \frac{K_{PA}}{K_{BT}} = \frac{K_{PB}}{K_{AT}} = \frac{K_P}{K_R} \quad (1.72)$$

Hệ số kết cấu ρ_x đặc trưng cho xylanh và ρ_v đặc trưng cho van.

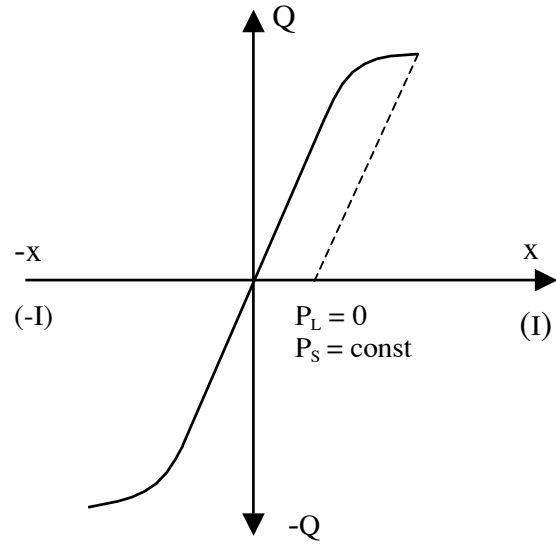
Van trượt có kết cấu hình học đối xứng như ví dụ trên sơ đồ ở hình 1.16a thì $K_P = K_R$, tức là $\rho_v = 1$.



a)



b)



c)

Hình 1.16. Sơ đồ nguyên lý và đặc tính của van trượt có kết cấu hình học đối xứng

a- Sơ đồ mạch thủy lực; b- Đặc tính Q - P; c- Đặc tính Q - I.

Nếu khảo sát quan hệ giữa lưu lượng và áp suất, lưu lượng và dòng điện điều khiển thì đặc tính của chúng có dạng như trên hình 1.16b, c.

Lưu lượng qua van được xác định là :

$$Q = K. A(x) \sqrt{\Delta P} \quad (1.73)$$

hoặc :

$$Q = K. A_0. \frac{A(x)}{A_0} \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (1.74)$$

Nếu đặt : $G_v = K.A_0$ và $y = \frac{A(x)}{A_0}$ thì $Q = G_v.y. \sqrt{\Delta P}$

trong đó A_0 là tiết diện chảy lớn nhất của van và cần thỏa mãn điều kiện :

$$-1 \leq \frac{A(x)}{A_0} \leq 1$$

Khi van mở hoàn toàn thì :

$$y = \frac{A(x)}{A_0} = 1 \text{ và } G_v = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P}} \quad (1.75)$$

Như vậy, G_v biểu thị cho hệ số chảy của chất lỏng khi van mở hoàn toàn (hay gọi là hệ số lưu lượng). Cụ thể hơn công thức (1.74) sẽ là :

$$Q = G_v. \frac{I}{I_0} \cdot \sqrt{P_s - \frac{I}{|I|} \cdot P_L} \quad (1.76)$$

trong đó : I - dòng điện điều khiển;

I_0 - dòng lớn nhất ứng với van mở hoàn toàn;

P_L - áp suất do tải gây ra (P_A).

Nếu bỏ qua P_L (tức tải $P_A = 0$) thì :

$$Q = G_v. \frac{I}{I_0} \cdot \sqrt{P_s} \quad (1.77)$$

hay :

$$\frac{Q}{I} = \frac{K_v}{I_0} \cdot \sqrt{P_s} = K_Q \quad (1.78)$$

K_Q gọi là hệ số khuếch đại lưu lượng của van.

1.3. PHÂN TÍCH QUAN HỆ GIỮA VAN VÀ CƠ CẤU CHẤP HÀNH

1.3.1. Quan hệ giữa van và xy lanh thủy lực

Quan hệ giữa áp suất ở hai buồng xylanh thủy lực và lượng dịch chuyển của con trượt của van x (hoặc dòng điều khiển I) thể hiện ở hình 1.17.

Nếu bỏ qua ma sát, ở trạng thái làm việc ổn định thì phương trình cân bằng của pittông là :

$$P_A \cdot A_P - P_B \cdot A_R - F_L = 0 \quad (1.79)$$

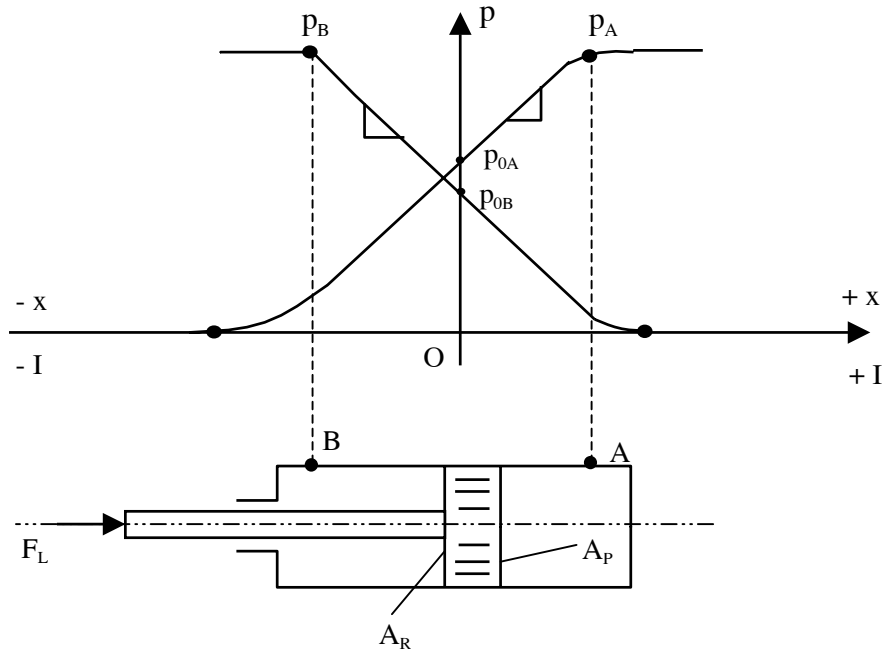
trong đó :

$$P_A = P_{OA} + G_A \cdot x ; \quad P_B = P_{OB} - G_B \cdot x \quad (1.80)$$

P_{OA} và P_{OB} - áp suất ở hai buồng của xylanh khi $x = 0$;

$G_A = \frac{P_A}{I}$ và $G_B = \frac{P_B}{I}$ - hệ số góc của đặc tính P - I hay gọi là hệ số

khuếch đại áp suất.



Hình 1.17. Quan hệ giữa áp suất P_A và P_B với I , x

Thay (1.80) vào (1.79) ta có :

$$x = \frac{F_L + P_{OB} \cdot A_R - P_{OA} \cdot A_P}{G_A \cdot A_P + G_B \cdot A_R} \quad (1.81)$$

Nếu thay đổi kết cấu sao cho $P_{OA} = P_{OB} = P_O$ thì :

$$x = \frac{F_L + P_O (A_R - A_P)}{G_A \cdot A_P + G_B \cdot A_R} \quad (1.82)$$

và :

$$P_A = \frac{G_A \cdot F_L + P_O \cdot A_R (G_A + G_B)}{G_A \cdot A_P + G_B \cdot A_R} \quad (1.83)$$

$$P_B = \frac{-G_B \cdot F_L + P_O \cdot A_P (G_A + G_B)}{G_A \cdot A_P + G_B \cdot A_R} \quad (1.84)$$

1.3.2. Quan hệ giữa van và động cơ dầu

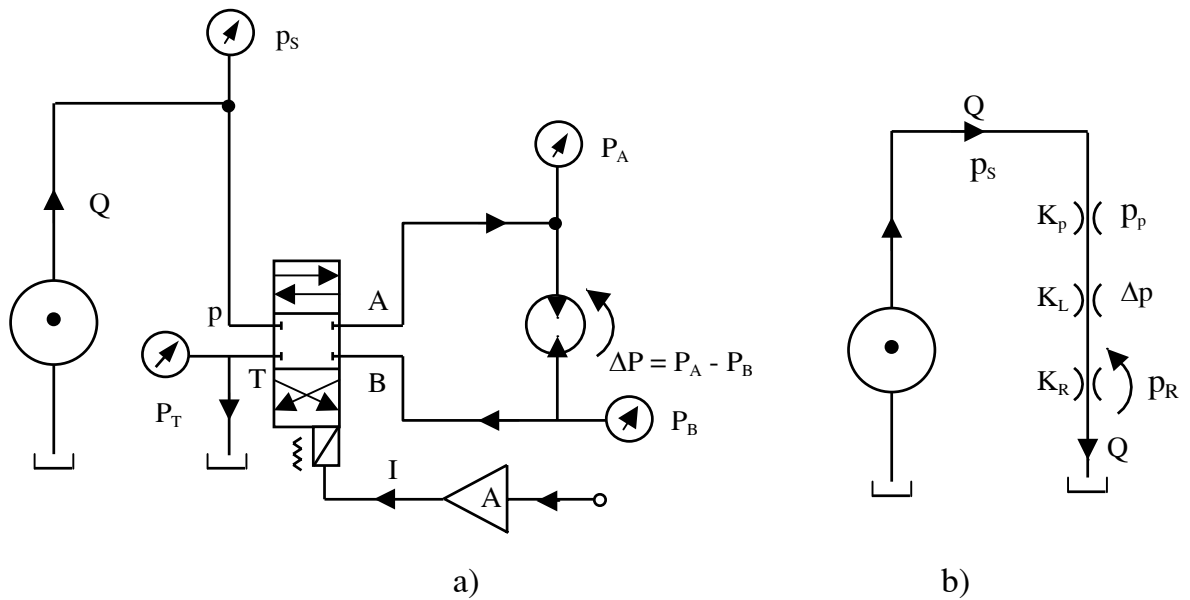
Động cơ dầu có kết cấu hoàn toàn đối xứng nên lưu lượng vào bằng lưu lượng ra (động cơ dầu hoặc xylanh đối xứng). Sơ đồ thủy lực trên hình (1.18a) có thể mô hình hoá như ở hình 1.18b.

Phương trình cân bằng áp suất sẽ là :

$$P_S = P_P + P_R + \Delta P \quad (1.85)$$

Theo công thức (1.21) thì (1.85) viết lại như sau :

$$P_S = \frac{Q^2}{K_P^2} + \frac{Q^2}{K_R^2} + \frac{Q^2}{K_L^2} = Q^2 \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{K_R^2} + \frac{1}{K_L^2} \right] \quad (1.86)$$



Hình 1.18. Sơ đồ mạch thủy lực có kết cấu đối xứng

a- Sơ đồ nguyên lý; b- Mô hình tính toán.

hay :

$$Q = K_T \cdot \sqrt{P_S} \quad (1.87)$$

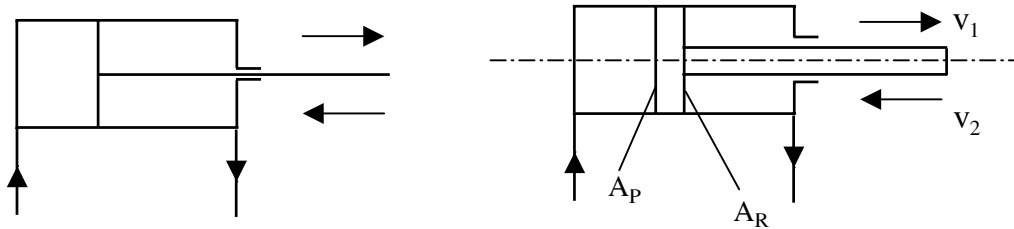
với :

$$K_T = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{K_R^2} + \frac{1}{K_L^2}}} \quad (1.88)$$

1.4. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG LƯU LƯỢNG VÀ PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG LỰC TRONG XYLANH THỦY LỰC

1.4.1. Các ký hiệu

Theo tiêu chuẩn quốc tế, xy lanh thủy lực được ký hiệu như ở hình 1.19.



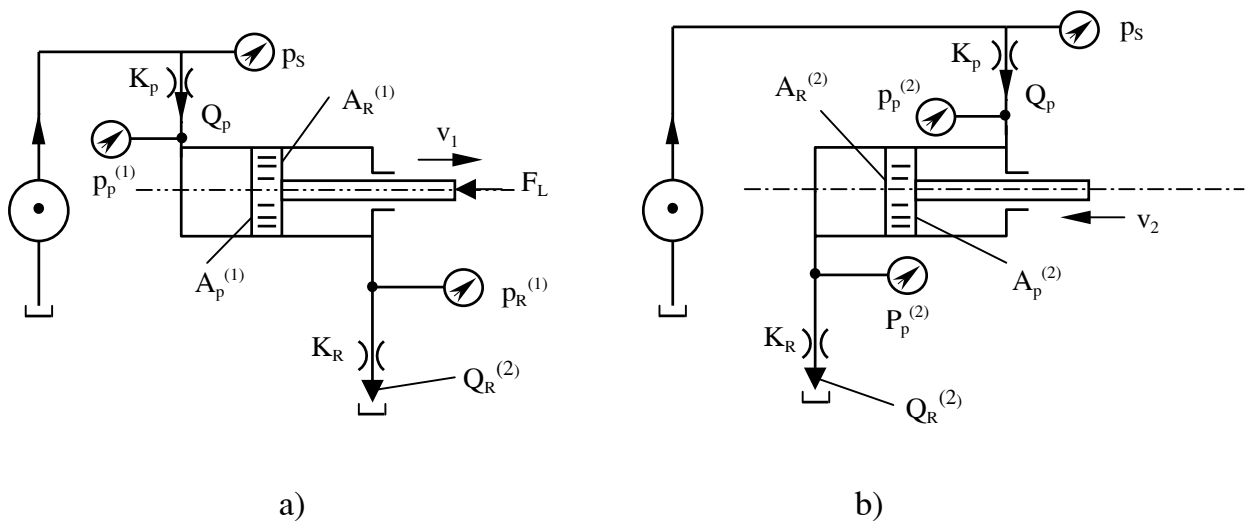
Hình 1.19. Ký hiệu của xy lanh thủy lực

Nếu gọi A_P là diện tích của pittông ở buồng đầu vào và A_R là diện tích pittông ở buồng đầu ra theo công thức (1.72) thì :

$$\rho_x = \frac{A_P}{A_R} \quad (1.89)$$

ρ_x gọi là hệ số kết cấu của xy lanh. Hệ số này liên quan đến vận tốc chuyển động của pittông, nghĩa là : $v_1 = \rho_x \cdot v_2$ nếu lưu lượng cung cấp Q là như nhau.

Mạch thủy lực ở hình 1.15 nếu tách thành hai sơ đồ, một sơ đồ là mạch thực hiện chuyển động công tác v_1 và một sơ đồ là mạch thực hiện chuyển động lùi v_2 thì ta có hình 1.20.



Hình 1.20. Sơ đồ tính toán của xy lanh thủy lực

a- Sơ đồ khi chuyển động công tác v_1 ; b- Sơ đồ khi chuyển động lùi về v_2 .

Hệ số kết cấu của xylanh trong hai trường hợp trên là :

$$\rho_x^{(1)} = \frac{A_P^{(1)}}{A_R^{(1)}} \text{ và } \rho_x^{(2)} = \frac{A_P^{(2)}}{A_R^{(2)}} \text{ hay } \rho_x^{(2)} = \frac{1}{\rho_x^{(1)}} \quad (1.90)$$

1.4.2. Phương trình cân bằng lưu lượng

Do tính chất đàn hồi của dầu nên khi áp suất thay đổi thì thể tích dầu sẽ thay đổi, lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu được xác định theo công thức sau :

$$Q_C = C \cdot \frac{dP}{dt} \quad (1.91)$$

C được gọi là hệ số tích lũy đàn hồi của dầu (phần này sẽ trình bày ở chương 2).

Phương trình lưu lượng trên đường dầu vào là :

$$Q_P = Q_A + Q_C \quad (1.92)$$

trong đó : Q_P - lưu lượng cung cấp của van;

Q_A - lưu lượng làm pittông chuyển động;

Q_C - lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu trên đường dầu vào.

Phương trình lưu lượng trên đường dầu ra là :

$$Q_R = Q_B - Q_P \quad (1.93)$$

trong đó : Q_R - lưu lượng về bể dầu;

Q_B - lưu lượng pistông đẩy ra;

Q_D - lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu trên đường dầu ra.

Theo sơ đồ ở hình 1.20, ta có hai trường hợp như sau :

- Khi pittông chuyển động công tác v_1 :

$$Q_P = v_1 \cdot A_P^{(1)} + C_P^{(1)} \cdot \frac{dP_P^{(1)}}{dt} \quad (1.94)$$

và :
$$Q_R^{(1)} = v_1 \cdot A_R^{(1)} - C_R^{(1)} \cdot \frac{dP_R^{(1)}}{dt}$$

- Khi pittông chuyển động lùi về v_2 :

$$Q_P = v_2 \cdot A_P^{(2)} + C_P^{(2)} \cdot \frac{dP_P^{(2)}}{dt} \quad (1.95)$$

và :
$$Q_R^{(2)} = V_2 \cdot A_R^{(2)} - C_R^{(2)} \cdot \frac{dP_R^{(2)}}{dt}$$

Vì cùng nguồn cung cấp và van trượt có kết cấu đối xứng nên lưu lượng cung cấp của van khi chuyển động công tác v_1 và chuyển động lùi về v_2 là như nhau, nhưng lưu lượng $Q_R^{(1)} \neq Q_R^{(2)}$ và $v_1 \neq v_2$.

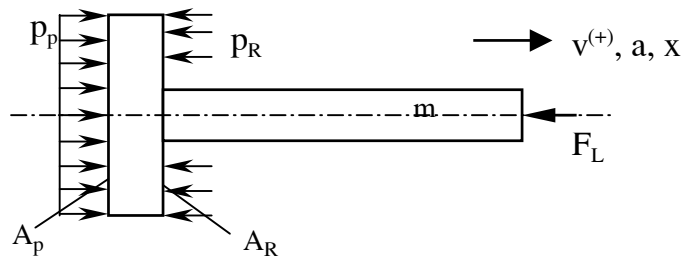
Nếu hệ làm việc ổn định thì áp suất sẽ không thay đổi, ta có :

$$\frac{dP_P}{dt} = 0 \text{ và } \frac{dP_R}{dt} = 0 \quad (1.96)$$

và lưu lượng vào và ra lúc đó là :

$$Q_P = v \cdot A_P ; Q_R = v \cdot A_R \quad (1.97)$$

1.4.3. Phương trình cân bằng lực



Hình 1.21. Sơ đồ phân tích lực trên pittông

Nếu bỏ qua ma sát, lực tác dụng lên pittông thể hiện ở hình 1.21 thì phương trình cân bằng lực là :

$$P_P \cdot A_P - P_R \cdot A_R - F_L = m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (1.98)$$

trong đó : F_L - tải trọng ngoài;

P_P và P_R - áp suất tác dụng lên diện tích của pittông A_P và A_R ;

m - khối lượng của phần chuyển động.

x , v và a - tương ứng là hành trình, vận tốc và gia tốc chuyển động của pittông.

Ở trạng thái ổn định thì $a = \frac{d^2 x}{dt^2} = 0$ nên phương trình (1.98) được viết lại là :

$$P_P \cdot A_P - P_R \cdot A_R - F_L = 0 \quad (1.99)$$

Nếu tải trọng ngoài $F_L \approx 0$ thì :

$$\frac{P_P}{P_R} = \frac{A_R}{A_P} \Big|_{F_L=0} \quad (1.100)$$

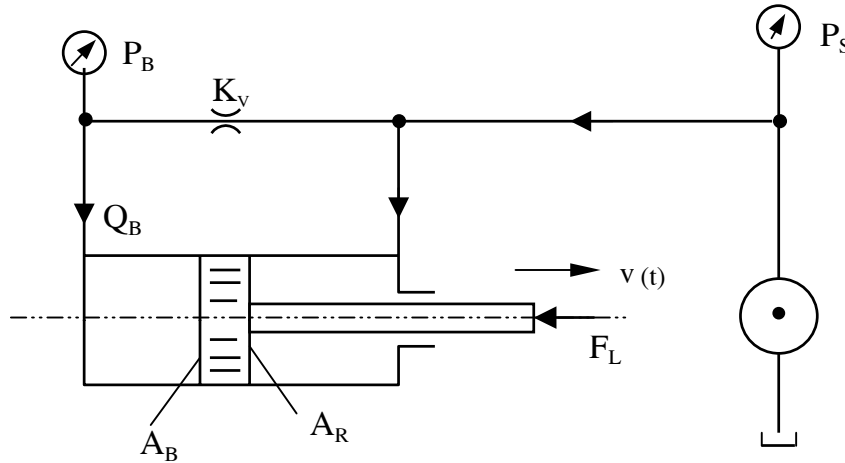
Thay $P_P = \frac{Q_P^2}{K_P^2}$ và $P_R = \frac{Q_R^2}{K_R^2}$ vào (1.100) ta được :

$$\frac{Q_P^2}{Q_R^2} = \frac{1}{\rho_x} \cdot \frac{K_P^2}{K_R^2} \quad (1.101)$$

1.4.4. Mạch thủy lực có van điều khiển làm việc đồng thời cả hai cửa

Ở trạng thái ổn định, nếu bỏ qua ma sát thì phương trình cân bằng lực của pittông sẽ là :

$$P_S A_R - P_B \cdot A_B + F_L = 0 \quad (1.102)$$



Hình 1.22. Sơ đồ mạch thủy lực có đường dầu vào ra ghép phối hợp

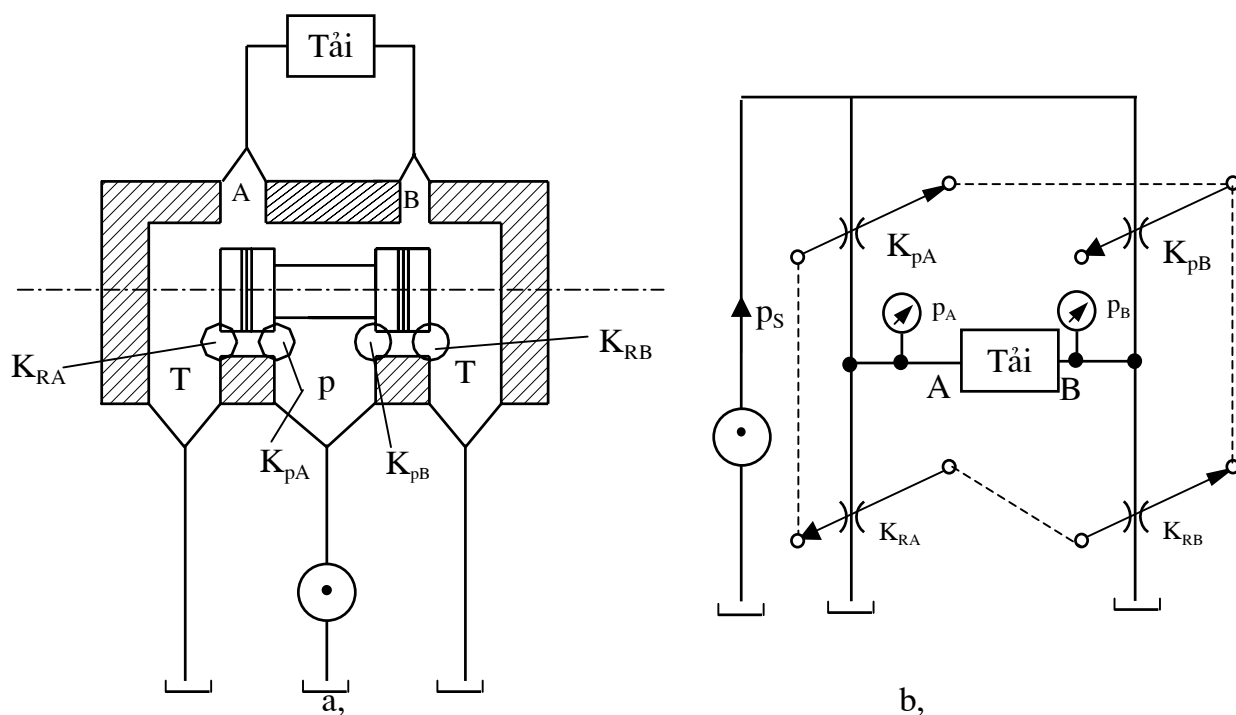
Ta còn có quan hệ : $Q_B = K_0 \cdot \sqrt{P_B}$ và $v = \frac{Q_B}{A_B}$ (1.103)

hoặc : $v = \frac{K_0 \sqrt{P_B}}{A_B} = \frac{K_0}{A_B} \sqrt{\frac{P_S \cdot A_R + F_L}{A_B}}$ (1.104)

1.5. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MẠCH THỦY LỰC ĐIỀU KHIỂN BẰNG VAN TRƯỢT

1.5.1. Xác định quan hệ giữa vận tốc và tải trọng

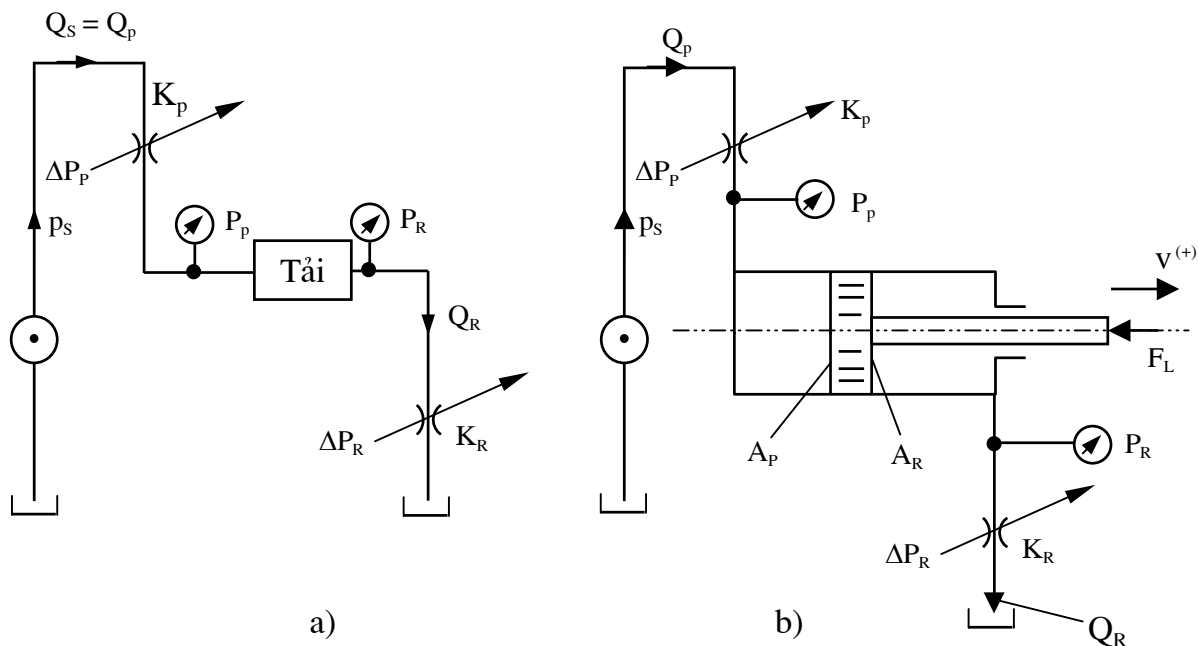
Tương tự như sơ đồ ở hình 1.14 và hình 1.20, sơ đồ nguyên lý ở hình 1.23a được mô hình hoá thành sơ đồ mạch thủy lực như ở hình 1.23b.



Hình 1.23. Sơ đồ thủy lực dùng van trượt có 4 mép điều khiển

a- Sơ đồ nguyên lý ; b- Mô hình mạch thủy lực.

Nếu chỉ nghiên cứu một nhánh thì hình 1.23b vẽ lại như hình 1.24a hoặc hình 1.24b.



Hình 1.24. Sơ đồ thủy lực vẽ theo một nhánh truyền động

a- Sơ đồ tổng quát; b- Sơ đồ có xylanh chịu tải trọng.

Ta có các quan hệ sau đây :

- Áp suất trên đường dầu vào : $P_P = P_S - \Delta P_P$ (1.105)

- Áp suất trên đường dầu ra : $P_R = \Delta P_R$ (1.106)

- Tổn thất áp suất qua các tiết diện chảy của van :

$$\Delta P_P = \frac{Q_P^2}{K_P^2} \text{ và } \Delta P_R = \frac{Q_R^2}{K_R^2} \quad (1.107)$$

- Quan hệ giữa lưu lượng và vận tốc chuyển động của pittông như sau :

$$Q_P = v \cdot A_P \text{ và } Q_R = v \cdot A_R \quad (1.108)$$

- Các chú ý :

+ Nếu van có kết cấu hình học đối xứng $K_P = K_R$ thì $\rho_v = 1$.

+ Nếu $\Delta P_P = \Delta P_R$, tức là tổn thất áp suất trên đường vào và ra của van bằng nhau :

$$\frac{Q_P^2}{K_P^2} = \frac{Q_R^2}{K_R^2} \Rightarrow \frac{v^2 \cdot A_P^2}{K_P^2} = \frac{v^2 \cdot A_R^2}{K_R^2} \quad (1.109)$$

hay : $\frac{A_P}{A_R} = \frac{K_P}{K_R} \text{ hoặc } \rho_x = \rho_v \quad (1.110)$

+ Nếu năng lượng vào và ra của van bằng nhau, tức là :

$$Q_P \cdot \Delta P_P = Q_R \cdot \Delta P_R \quad (1.111)$$

$$Q_P \cdot \frac{Q_P^2}{K_P^2} = Q_R \cdot \frac{Q_R^2}{K_R^2}$$

Suy ra : $\frac{Q_P^3}{K_P^2} = \frac{Q_R^3}{K_R^2} \Rightarrow \frac{v^3 \cdot A_P^3}{K_P^2} = \frac{v^3 \cdot A_R^3}{K_R^2} \quad (1.112)$

Công thức (1.112) có thể viết lại như sau :

$$\frac{A_P^3}{A_R^3} = \frac{K_P^2}{K_R^2} \text{ hay } \rho_x^3 = \rho_v^2 \quad (1.113)$$

Từ các quan hệ (1.105), (1.106), (1.107) và (1.108) thay vào (1.112) ta được :

$$P_S \cdot A_P - v^2 \cdot \frac{A_P^3}{K_P^2} - v^2 \cdot \frac{A_R^3}{K_R^2} - F_L = 0 \quad (1.114)$$

hay : $P_S \cdot A_P - v^2 \cdot \frac{A_P^3}{K_P^2} \left[1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right] - F_L = 0 \quad (1.115)$

Theo cách phân tích và tính toán như trên, ta cũng lập được phương trình lực cho nhánh còn lại.

Phương trình (1.115) sử dụng để thiết kế kết cấu của mạch thủy lực.

Xét các trường hợp sau đây :

* Khi vận tốc bằng không ($v = 0$) thì pittông dừng chuyển động nên công thức (1.115) sẽ là :

$$P_S \cdot A_P - F_L^0 = 0 \quad (1.116)$$

hay :

$$A_P = \frac{F_L^0}{P_S}$$

F_L^0 gọi là tải "dừng" (lực giới hạn tạo sự quá tải cho xylanh).

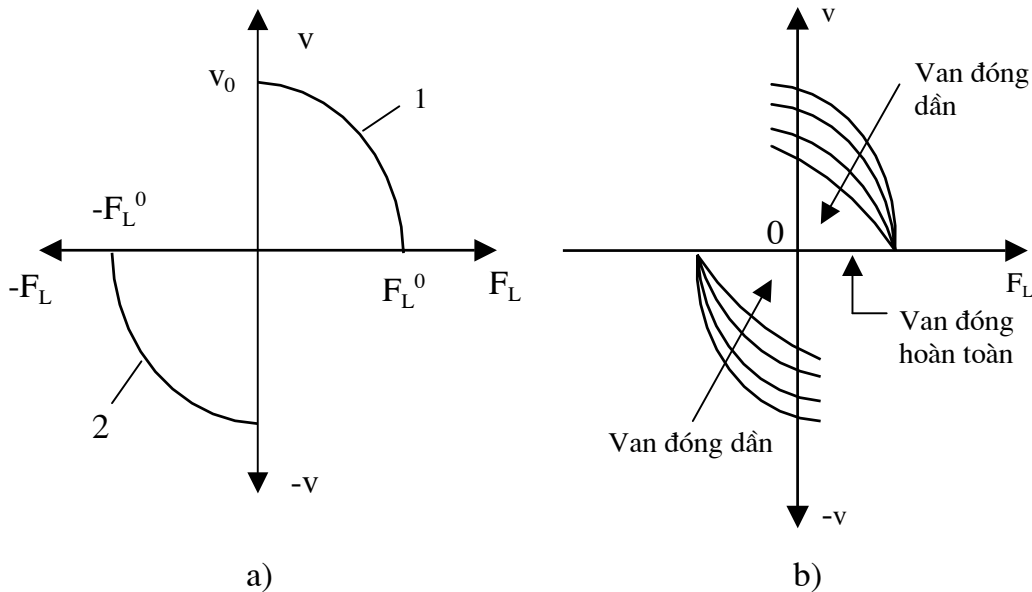
* Khi $F_L = 0$ hoặc $F_L \approx 0$ thì công thức (1.115) sẽ là :

$$P_S \cdot A_P - V_0^2 \cdot \frac{A_P^3}{K_P^2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) = 0 \quad (1.117)$$

Suy ra :

$$v_0 = \sqrt{\frac{P_S \cdot A_P}{\frac{A_P^3}{K_P^2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right)}} \quad (1.118)$$

Hình 1.25 là đồ thị biểu diễn quan hệ giữa vận tốc và tải trọng của công thức (1.115). Trên đó có các điểm đặc biệt thể hiện qua công thức (1.116) và (1.118).



Hình 1.25. Đồ thị quan hệ giữa vận tốc và tải trọng

a- Quan hệ $v - F_L$ ở các giá trị đặc biệt; b- Quan hệ $v - F_L$ khi đóng, mở van.

Đường cong đặc tính $v - F_L$ là parabol, đường 1 tương ứng với pittong chuyển động theo chiều thuận (vận tốc dương) và đường 2 tương ứng với pittong chuyển động theo chiều ngược lại (hình 1.25a). Ở mỗi vị trí của van sẽ cho ta các đường cong khác nhau, hình 1.25b thể hiện sự thay đổi của đặc tính $v - F_L$ khi đóng mở van.

1.5.2. Xác định các thông số kết cấu cơ bản

1- Khi biết các cặp thông số v_1, F_1 , và v_2, F_2

Đặt :
$$B^0 = \frac{A_p^3}{K_p^3} \cdot \left[1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right] \quad (1.119)$$

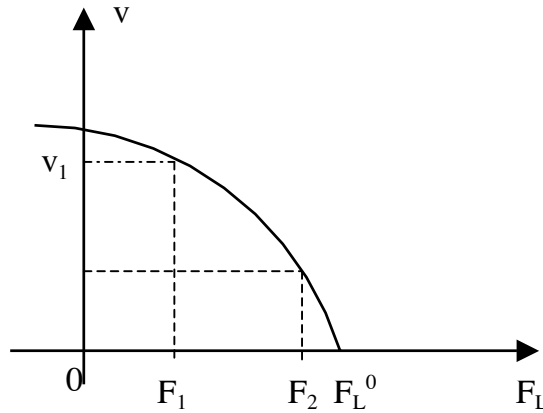
thì phương trình (1.115) sẽ là :

$$P_s \cdot A_p - v^2 \cdot B^0 - F_L = 0 \quad (1.120)$$

Giả sử biết trước các cặp giá trị (v_1, F_1) và (v_2, F_2) thể hiện như trên hình 1.26, ta có thể thiết lập được hai phương trình dạng (1.120) như sau :

$$F_L^0 - v_1^2 \cdot B^0 - F_1 = 0 \quad (1.121)$$

và :
$$F_L^0 - v_2^2 \cdot B^0 - F_2 = 0 \quad (1.122)$$



Hình 1.26. Đồ thị biểu diễn các cặp giá trị v_1, F_1 và v_2, F_2 trên đặc tính $v - F_L$

Từ (1.121) và (1.122) suy ra :

$$v_2^2 \cdot B^0 - v_1^2 \cdot B^0 + F_2 - F_1 = 0 \quad (1.123)$$

hay :
$$B^0 = \frac{F_1 - F_2}{v_2^2 - v_1^2} \quad (1.124)$$

Thay (1.124) vào (1.121) ta có :

$$F_L^0 = v_1^2 \cdot \left[\frac{F_1 - F_2}{v_2^2 - v_1^2} \right] + F_1$$

hay :

$$F_L^0 = \frac{v_2^2 \cdot F_1 - v_1^2 F_2}{v_2^2 - v_1^2} \quad (1.125)$$

Như vậy nếu biết trước các cặp giá trị v_1, F_1 và v_2, F_2 sẽ xác định được F_L^0 và B^0 .

Có nghĩa rằng nếu biết được F_L^0 và B^0 ta xác định các thông số P_s, A_p và K_p từ các công thức sau :

$$B^0 = \frac{A_p^3}{K_p^2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) \quad (1.126)$$

$$F_L^0 = P_s \cdot A_p$$

Các trường hợp xảy ra như sau :

Trường hợp A : Nếu cho trước P_s thì :

$$A_p = \frac{F_L^0}{P_s} = \frac{1}{P_s} \cdot \left[\frac{v_2^2 \cdot F_1 - v_1^2 F_2}{v_2^2 - v_1^2} \right] \quad (1.127)$$

và :

$$K_p^2 = \frac{A_p^3}{B} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) = \frac{A_p^3}{\left(\frac{F_1 - F_2}{v_2^2 - v_1^2} \right)} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) \quad (1.128)$$

hay :

$$K_p = \sqrt{\frac{A_p^3 (v_2^2 - v_1^2)}{F_1 - F_2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right)} \quad (1.129)$$

Trường hợp B : Nếu cho trước A_p thì :

$$P_s = \frac{1}{A_p} \cdot \left[\frac{v_2^2 \cdot F_1 - v_1^2 F_2}{v_2^2 - v_1^2} \right] \quad (1.130)$$

và K_p cũng được xác định theo công thức (1.128).

Trường hợp C : Nếu biết trước K_p thì P_s và A_p xác định như sau.

$$A_p^3 = \frac{K_p^2 \cdot B}{1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3}} = \frac{K_p^2 (F_1 - F_2)}{(v_2^2 - v_1^2) \left[1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right]} \quad (1.131)$$

hay :

$$A_P = \sqrt[3]{\frac{K_P^2 (F_1 - F_2)}{(v_2^2 - v_1^2) \left[1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right]}} \quad (1.132)$$

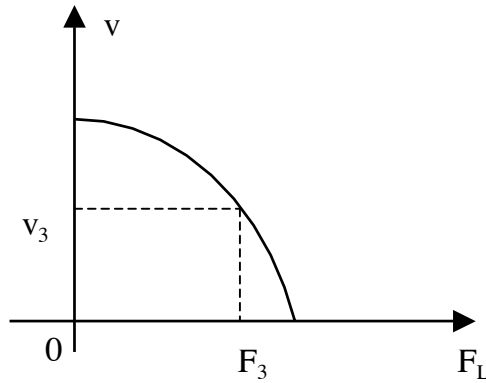
và :

$$P_S = \frac{1}{A_P} \cdot \left[\frac{v_2^2 \cdot F_1 - v_1^2 \cdot F_2}{v_2^2 - v_1^2} \right] \quad (1.133)$$

2. Khi chỉ biết một cặp giá trị v_3, F_3 (hình 1.27)

Nếu biết trước A_P và K_P thì P_S được xác định theo công thức (1.115) là :

$$P_S = \frac{v_3^2 \cdot A_P^2}{K_P^2} \cdot \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) + \frac{F_3}{A_P} \quad (1.134)$$



Hình 1.27. Đồ thị biểu diễn cặp giá trị v_3, F_3 trên đặc tính $v - F_L$

Nếu biết trước A_P và áp suất cung cấp P_S ta xác định K_P cũng từ công thức (1.115) như sau :

$$K_P = \sqrt{\frac{v_3^2 A_P^3}{P_S \cdot A_P - F_3} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right)} \quad (1.135)$$

3. Khi biết các thông số P_S, A_P và K_P

Nếu biết trước các thông số thiết kế P_S, A_P và K_P thì đó là dạng bài toán phân tích hệ thống, tức là xác định vận tốc và tải trọng làm việc.

Nếu biết trước vận tốc làm việc v_T thì tải trọng sẽ là :

$$F_T = P_S \cdot A_P - \frac{v_T^2 \cdot A_P^3}{K_P^2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) \quad (1.136)$$

Nếu biết trước tải trọng làm việc F_T thì vận tốc sẽ là :

$$\frac{v_T^2 \cdot A_P^3}{K_P^2} \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right) = P_S \cdot A_P - F_T$$

Suy ra :

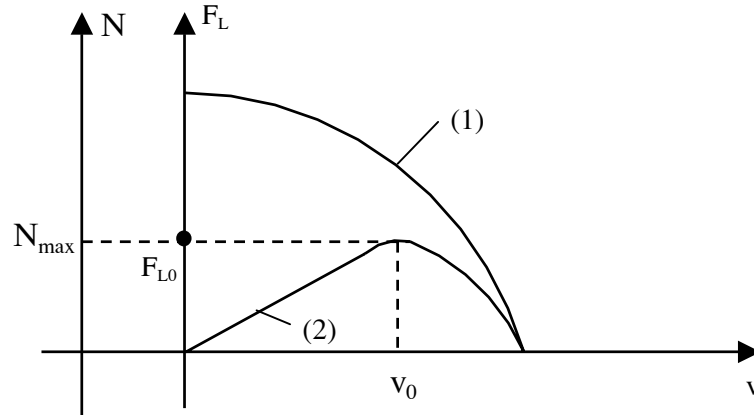
$$v_T = \sqrt{\frac{K_P^2 (P_S \cdot A_P - F_T)}{A_P^3 \cdot \left(1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right)}} \quad (1.137)$$

1.5.3. Xác định công suất lớn nhất và áp suất cung cấp nhỏ nhất

1. Xác định công suất lớn nhất

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa tải trọng F_L , công suất N và vận tốc v thể hiện ở hình 1.28. Nhân v vào công thức (1.115) ta có :

$$v \cdot P_S \cdot A_P - v^3 \cdot \frac{A_P^3}{K_P^2} \left[1 + \frac{\rho_v^2}{\rho_x^3} \right] - v \cdot F_L = 0 \quad (1.138)$$



Hình 1.28. Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa F_L , N và v

$N = v \cdot F_L$ là công suất truyền của xylanh thủy lực, công thức (1.138) có thể viết gọn lại như sau :

$$N = v \cdot F_L = v \cdot P_S \cdot A_P - v^3 \cdot B^0 \quad (1.139)$$

Để công suất lớn nhất N_{\max} thì cần tìm vận tốc v_0 nào đó thỏa mãn :

$$\frac{dN}{dv} = 0 = P_S \cdot A_P - 3 \cdot v_0^2 \cdot B^0 \quad (1.140)$$

hay :

$$v_0^2 = \frac{P_S \cdot A_P}{3 \cdot B^0} \quad (1.141)$$

Thay (1.141) vào (1.139) ta được :

$$P_S.A_P - \frac{P_S.A_P}{3.B^0}.B^0 - F_{LO} = 0 \quad (1.142)$$

Suy ra :

$$\frac{2}{3}P_S.A_P - F_{LO} = 0 \quad (1.143)$$

mà $P_S.A_P = F_L^0$ là tải trọng "dừng" nên :

$$\frac{2}{3}F_L^0 = F_{LO} \quad (1.144)$$

Vậy công suất lớn nhất khi vận tốc xác định theo (1.141) và tải trọng F_{LO} bằng $\frac{2}{3}$ tải trọng "dừng".

2. Xác định áp suất cung cấp nhỏ nhất

Từ công thức (1.115) ta suy ra :

$$P_S = v^2.A_P^2 \cdot \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{\rho_x^3.K_R^2} \right] + \frac{F_L}{A_P} \quad (1.145)$$

Lấy đạo hàm áp suất theo diện tích A_P và cho bằng không ta được :

$$\frac{dP_S}{dA_P} = 2.v^2.A_P \cdot \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{\rho_x^3.K_R^2} \right] - \frac{F_L}{A_P^2} = 0 \quad (1.146)$$

hay :

$$A_P^3 = \frac{F_L}{2.v^2 \cdot \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{\rho_x^3.K_R^2} \right]} \quad (1.147)$$

Thay (1.147) vào (1.115) ta có :

$$P_S^{\min}.A_P - v^2 \cdot \frac{F_L \cdot \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{\rho_x^3.K_R^2} \right]}{2.v^2 \cdot \left[\frac{1}{K_P^2} + \frac{1}{\rho_x^3.K_R^2} \right]} - F_L = 0$$

hay :

$$P_S^{\min}.A_P - \frac{F_L}{2} - F_L = 0 \quad (1.148)$$

nên :

$$P_S^{\min} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_L}{A_P} \quad (1.149)$$

Công thức xác định P_S^{\min} (1.149) phù hợp với công thức (1.143) khi xác định công suất lớn nhất N_{\max} .

1.5.4. Xác định gia tốc chuyển động lớn nhất của pittông

Từ hình 1.24b ta có phương trình cân bằng lực sau :

$$P_P \cdot A_P - P_R \cdot A_R - F_L = m \frac{dv}{dt} \quad (1.150)$$

trong đó :

$$P_P = P_S - \Delta P_P = P_S - \frac{Q_P^2}{K_P^2} \quad (1.151)$$

$$P_R = \Delta P_P = \frac{Q_R^2}{K_R^2}$$

Nên phương trình (1.150) có thể viết lại như sau :

$$P_S \cdot A_P - \frac{Q_P^2 \cdot A_P}{K_P^2} - \frac{Q_R^2 \cdot A_R}{K_R^2} - F_L = m \frac{dv}{dt}$$

hay :

$$P_S \cdot A_P - \frac{v^2 \cdot A_P^3}{K_P^2} - \frac{v^2 \cdot A_R^3}{K_R^2} - F_L = m \cdot a \quad (1.152)$$

trong đó :

$$Q_P = v \cdot A_P \text{ và } Q_R = v \cdot A_R$$

$$a = \frac{dv}{dt} \text{ là gia tốc chuyển động của pittông mang khối lượng } m.$$

Khi pittông chuyển động có gia tốc, ở thời điểm gia tốc lớn nhất sẽ có thể tạo ra khoảng trống trong xylanh, tức là áp suất P_P có thể giảm xuống bằng 0. Khi đó công thức (1.152) sẽ là :

$$P_S \cdot A_P - \frac{v^2 \cdot A_P^3}{K_P^2} = 0 \quad (1.153)$$

và :

$$m \cdot a_{\max} = -\frac{v^2 \cdot A_R^3}{K_R^2} - F_L \quad (1.154)$$

hay :

$$m \cdot a_{\max} = -\frac{P_S \cdot K_P^2}{A_P^2} \cdot \frac{A_R^3}{K_R^2} - F_L = -\left[A_R \frac{\rho_v^2}{\rho_x^2} \cdot P_S + F_L \right] \quad (1.155)$$

Suy ra :

$$a_{\max} = -\frac{1}{m} \left[A_R \frac{\rho_v^2}{\rho_x^2} \cdot P_S + F_L \right] \quad (1.156)$$

Chương 2

MÔ HÌNH NGHIÊN CỨU ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA DẦU, ĐỘ CỨNG THỦY LỰC, TẦN SỐ DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA XYLANH VÀ ĐỘNG CƠ DẦU

2.1. QUAN HỆ GIỮA ÁP SUẤT VÀ LƯU LƯỢNG KHI TÍNH ĐẾN ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA DẦU

2.1.1. Hệ số khả năng tích lũy đàn hồi của dầu

Khi áp suất trong buồng chứa dầu thay đổi thì thể tích dầu cũng thay đổi do dầu có biến dạng đàn hồi.

Nếu gọi C là hệ số tích lũy đàn hồi của dầu thì C được xác định như sau :

$$C = \frac{dV}{dp} = \frac{dV}{dt} \cdot \frac{dt}{dp} = q \frac{dt}{dp} \quad (2.1)$$

hay :

$$q = C \cdot \frac{dp}{dt} \text{ với } C = \frac{V_0}{B} \quad (2.2)$$

trong đó : q - lưu lượng biến dạng đàn hồi của dầu;

V - thể tích dầu biến dạng;

P - áp suất trong buồng dầu;

V_0 - thể tích ban đầu của buồng dầu;

B - mô đun đàn hồi của dầu.

2.1.2. Hệ số tích lũy đàn hồi tương đương khi áp suất trong mạch thủy lực bằng nhau

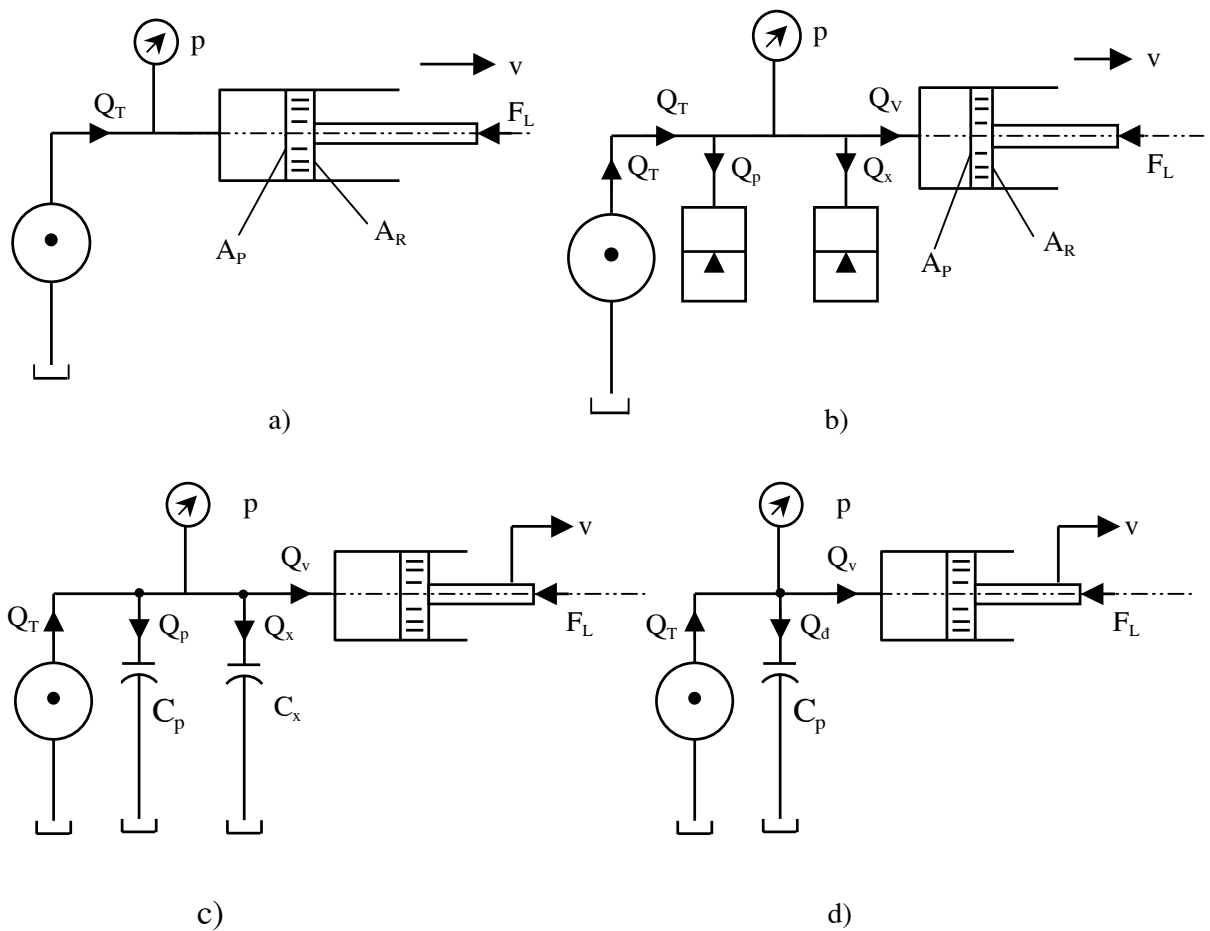
Xét mạch thủy lực trên hình 2.1a và hình 2.1b, nếu bài toán có tính đến biến dạng đàn hồi của dầu trong ống dẫn và trong buồng làm việc của xylanh thì sơ đồ trên hình 2.1a hoặc hình 2.1b có thể chuyển thành sơ đồ tính toán như ở hình 2.1c hoặc hình 2.1d.

Phương trình cân bằng lưu lượng có dạng :

$$Q_T = Q_P + Q_x + Q_v = C_P \cdot \frac{dp}{dt} + C_x \cdot \frac{dp}{dt} + Q_v = (C_P + C_x) \cdot \frac{dp}{dt} + Q_v \quad (2.3)$$

hay :

$$Q_T = C_T \cdot \frac{dp}{dt} + Q_v = Q_R + Q_v \quad (2.4)$$



Hình 2.1. Sơ đồ mạch thủy lực tính đến biến dạng đàn hồi của dầu khi áp suất bằng nhau

a và b - Các sơ đồ nguyên lý; c và d - Các sơ đồ tính toán.

trong đó :

- Q_P - lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu trong đường ống dẫn;
- Q_X - lưu lượng do biến dạng của dầu trong xy lanh;
- Q_R - lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu trong đường ống dẫn và trong xy lanh;
- Q_v - lưu lượng cần thiết để pittông chuyển động với vận tốc v ;
- C_P và C_X - hệ số tích lũy đàn hồi của dầu trên đường ống dẫn và trong xy lanh;
- C_T - hệ số tích lũy đàn hồi tương đương.

Bài toán trên chỉ ứng dụng cho trường hợp coi áp suất trong ống dẫn và xy lanh bằng nhau.

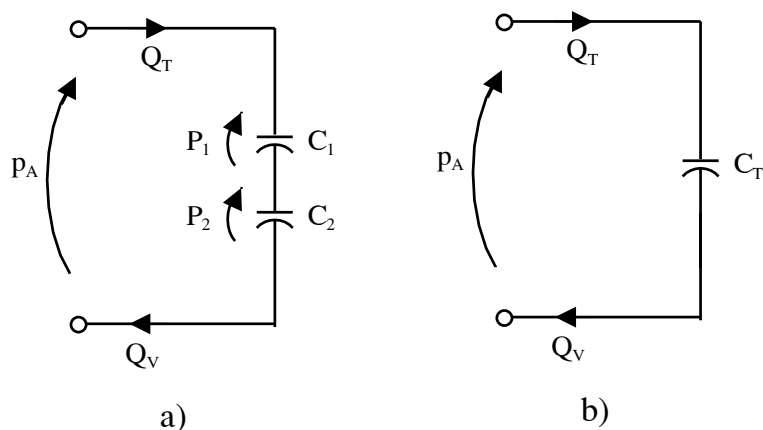
2.1.3. Hệ số tích lũy đàn hồi tương đương khi áp suất trong mạch thủy lực khác nhau

Nếu có mạch thủy lực như ở hình 2.2a, trong đó áp suất trên đường truyền của mạch là khác nhau thì hệ số tích lũy đàn hồi tương đương xác định như dưới đây.

Phương trình cân bằng áp suất :

$$P_A = P_1 + P_2 \quad (2.5)$$

Theo (2.2) ta có : $P_1 = \frac{1}{C_1} \cdot \int_0^t Q_T \cdot dt$ và $P_2 = \frac{1}{C_2} \cdot \int_0^t Q_T \cdot dt$



Hình 2.2. Sơ đồ mạch thủy lực có áp suất không bằng nhau

a- Sơ đồ chi tiết; b- Sơ đồ tương đương.

nên : $P_A = \frac{1}{C_1} \cdot \int_0^t Q_T \cdot dt + \frac{1}{C_2} \cdot \int_0^t Q_T \cdot dt = \left(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right) \int_0^t Q_T \cdot dt$ (2.6)

hay : $P_A = \frac{1}{C_T} \cdot \int_0^t Q_T \cdot dt$ (2.7)

với : $C_T = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}$

C_T được gọi là hệ số tích lũy đàn hồi tương đương. Sơ đồ mạch thủy lực ở hình 2.2a có thể thay thế bằng sơ đồ tương đương như ở hình 2.2b.

2.2. PHÂN TÍCH MẠCH THỦY LỰC KHI CẢ HAI BUỒNG CỦA XYLANH ĐỀU CÓ DẦU ĐÀN HỒI

Hình 2.3a là sơ đồ cụm van- xy lanh thủy lực khi cả hai buồng A và B đều có áp suất thay đổi và tính đến độ đàn hồi của dầu.

Phương trình cân bằng lưu lượng có dạng :

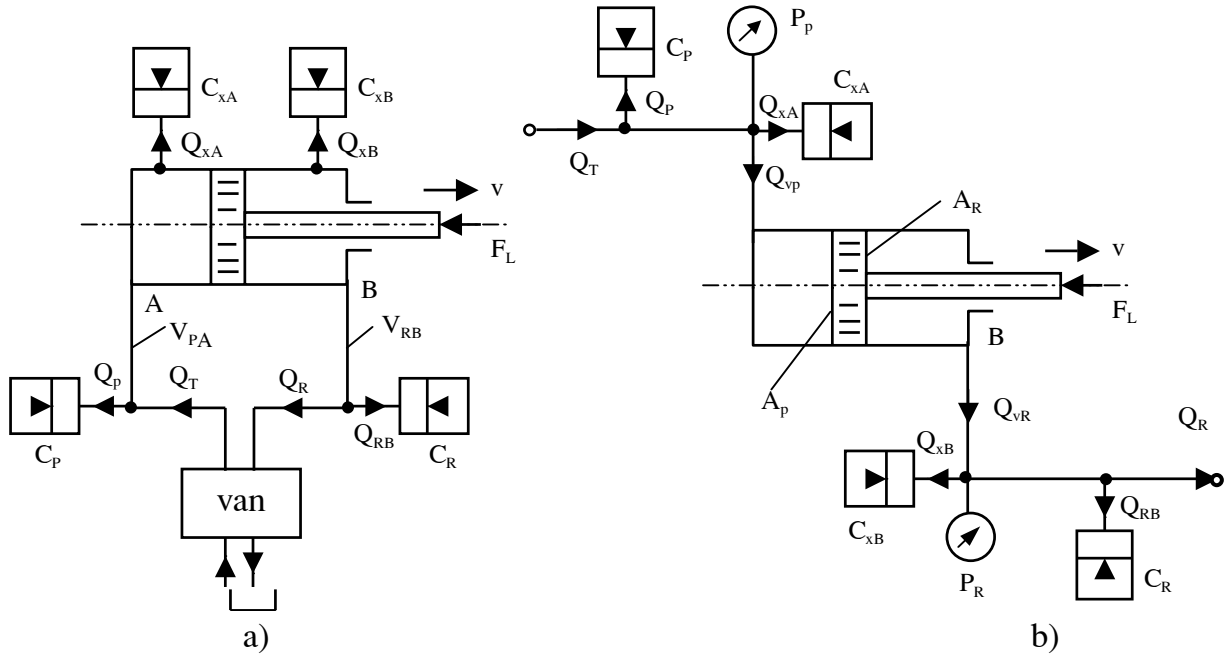
$$Q_T = Q_P + Q_{XA} + Q_{VP} \quad (2.8)$$

và $Q_R = Q_{VR} - Q_{XB} - Q_{RB}$ (2.9)

Mặt khác ta thấy rằng :

$$V_A = V_{PA} + V_{XA} \text{ và } V_B = V_{RB} + V_{XB} \quad (2.10)$$

nên :
$$C_A = \frac{V_A}{B} \text{ và } C_B = \frac{V_B}{B} \quad (2.11)$$



Hình 2.3. Mô hình điều khiển xylanh thủy lực khi cả hai buồng đều có dầu đàn hồi

a- Sơ đồ chung; b- Mô hình tính toán.

C_P và C_R - hệ số tích lũy đàn hồi của dầu trên đường ống vào và ra;

C_{XA} và C_{XB} - hệ số tích lũy đàn hồi của dầu trong các buồng A và B của xylanh;

V_{PA} và V_{RB} - thể tích chứa dầu trên đường ống vào và ra của xylanh;

V_{XA} và V_{XB} - thể tích chứa dầu trong các buồng A và B của xylanh;

Q_P và Q_{RB} - thành phần lưu lượng dầu bị nén trên đường ống vào và ra của xylanh;

Q_{XA} và Q_{XB} - thành phần lưu lượng bị nén trong các buồng A và B của xylanh;

Q_{VP} và Q_{VR} - lưu lượng đẩy pittông chuyển động với vận tốc v và lưu lượng pittông đẩy dầu ra khỏi xylanh;

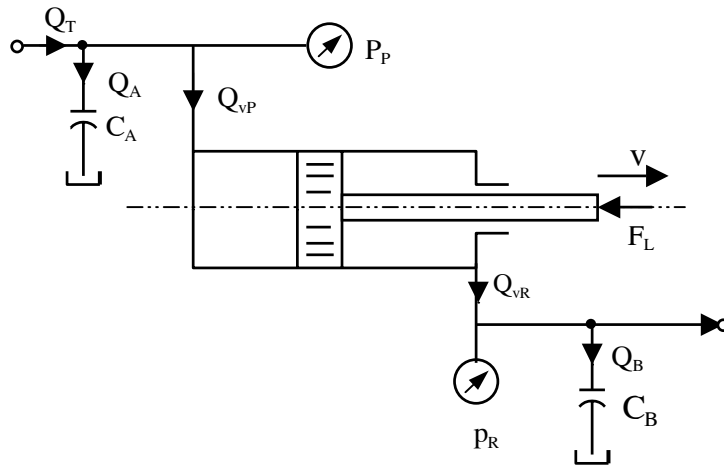
Q_T và Q_R - lưu lượng cung cấp và lưu lượng về của van.

Theo các công thức (2.8), (2.9), (2.10) và (2.11) thì hình 2.3 có thể thay thế bằng hình 2.4.

Phương trình lưu lượng là :

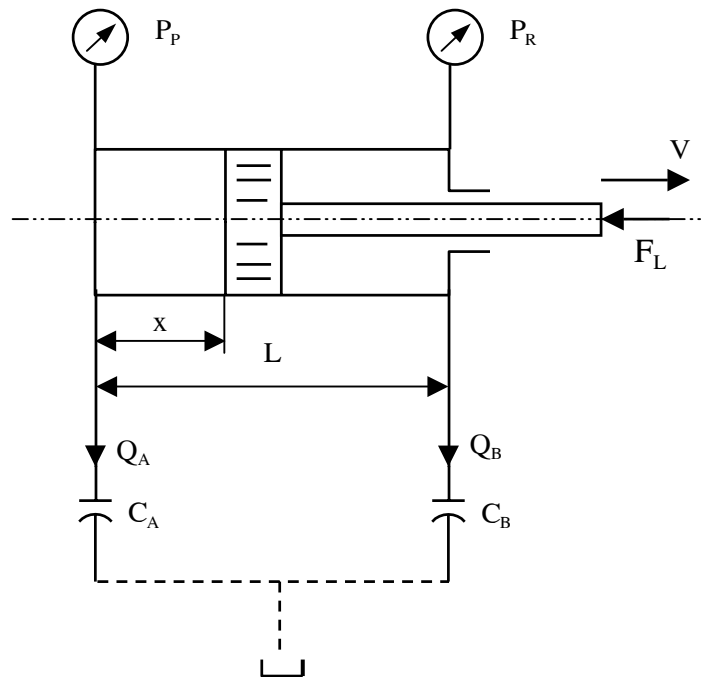
$$Q_T = C_A \cdot \frac{dP_P}{dt} + Q_{VP} \quad (2.12)$$

và :
$$Q_R = C_B \cdot \frac{dP_R}{dt} + Q_{VR} \quad (2.13)$$



Hình 2.4. Mô hình tính toán của cụm van.xylanh

2.3. XÁC ĐỊNH HỆ SỐ TÍCH LŨY ĐÀN HỒI CỰC ĐẠI CỦA XYLANH



Hình 2.5. Mô hình xác định hệ số tích lũy đàn hồi cực đại của xylanh

Nếu lưu lượng dầu bị nén ở các buồng của xylanh bằng nhau $Q_A = - Q_B$, nghĩa là :

$$C_A \cdot \frac{dP_P}{dt} = -C_B \cdot \frac{dP_R}{dt} \quad (2.14)$$

Mô hình này tương đương với mô hình có lưu lượng bằng nhau và áp suất thay đổi khác nhau ở hình 2.2. Nên cũng có thể tính hệ số tích lũy đàn hồi tương đương của hình 2.5 theo công thức (2.15).

$$C_T = \frac{C_A \cdot C_B}{C_A + C_B} \quad (2.15)$$

hay :

$$\frac{1}{C_T} = \frac{1}{C_A} + \frac{1}{C_B} = \frac{B}{V_A} + \frac{B}{V_B} \quad (2.16)$$

Khi nghiên cứu đến vấn đề này người ta đã khẳng định rằng, nếu hệ số C_T cực đại thì tần số dao động riêng của xylanh sẽ cực tiểu.

Muốn tìm vị trí của pittông để C_T cực đại người ta tính toán như sau :

Công thức (2.16) có thể viết lại là :

$$\frac{1}{B \cdot C_T} = \frac{1}{V_A} + \frac{1}{V_B} \quad (2.17)$$

Lấy đạo hàm hai vế của (2.17) theo x ta có :

$$\frac{d}{dx} \frac{1}{B \cdot C_T} = -\frac{1}{V_A^2} \cdot \frac{dV_A}{dx} - \frac{1}{V_B^2} \cdot \frac{dV_B}{dx} = 0 \quad (2.18)$$

Suy ra :

$$-\frac{V_B^2}{V_A^2} = \frac{\frac{dV_B}{dx}}{\frac{dV_A}{dx}} \quad (2.19)$$

Mà : $V_A = A_P \cdot x + V_{PA}$ và $V_B = A_R \cdot (L - x) + V_{RB}$ (2.20)

nên : $\frac{dV_A}{dx} = A_P$ và $\frac{dV_B}{dx} = -A_R$ (2.21)

Thay (2.21) vào (2.19) ta được : $\frac{V_B^2}{V_A^2} = \frac{A_R}{A_P}$ hay $\frac{V_B}{V_A} = \frac{1}{\sqrt{\rho_x}}$ (2.22)

Do đó công thức (2.20) được viết lại như sau :

$$A_P \cdot x + V_{PA} = V_B \cdot \sqrt{\rho_x} = (A_R (L - x) + V_{RB}) \cdot \sqrt{\rho_x} \quad (2.23)$$

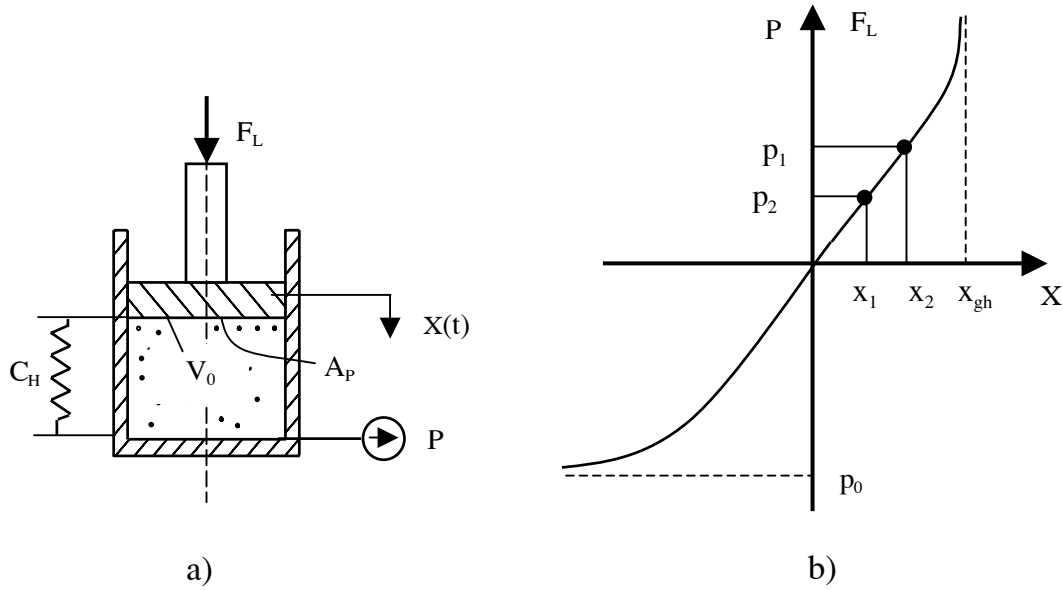
Suy ra :

$$x = \frac{A_R \cdot L \cdot \sqrt{\rho_x} + V_{RB} \cdot \sqrt{\rho_x}}{A_P + A_R \cdot \sqrt{\rho_x}} - V_{PA}$$

$$\text{Vì } \rho_x = \frac{A_P}{A_R} \text{ nên : } x = \frac{\left[\frac{A_P \cdot L}{\rho_x} + V_{RB} \right] \cdot \sqrt{\rho_x} - V_{PA}}{A_P \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\rho_x}} \right)} \quad (2.24)$$

Như vậy khi x xác định theo công thức (2.24) thì C_T sẽ đạt cực đại (với $0 \leq x \leq L$).

2.4. ĐỘ CỨNG THỦY LỰC VÀ ĐỘ CỨNG TƯƠNG ĐƯƠNG



Hình 2.6. Mô hình nghiên cứu độ đàn hồi của dầu

a- Mô hình thí nghiệm; b- Đặc tính $p - x$.

Hình 2.6a là mô hình thí nghiệm nghiên cứu sự đàn hồi của dầu. Nếu thành xy lanh, cần dẫn của pittông cứng tuyệt đối, không tính đến ma sát và sự rò dầu thì khi tăng lực ép F_L , áp suất P tăng (P tăng tỉ lệ với F_L) đồng thời độ dịch chuyển của pittông x cũng tăng tỉ lệ thuận với P . Quá trình đó thể hiện ở đặc tính trên hình 2.6b.

Trong phạm vi nhất định, quan hệ $P - x$ được coi là tuyến tính. Đặc tính này giống đặc tính của một lò xo hay một khâu đàn hồi cơ khí nào đó. Nghĩa là P tăng thì x tăng nhưng đến một giá trị giới hạn x_{gh} thì dù P tăng nhưng x không tăng nữa.

Như vậy trong phạm vi quan hệ $P - x$ tuyến tính thì độ đàn hồi của dầu tương đương độ đàn hồi của một lò xo và độ cứng của khâu đàn hồi thủy lực được gọi là độ cứng thủy lực C_H .

Theo tính toán lý thuyết ở mục 3.6, nếu tính đến cả hệ số ma sát f và sức cản thủy lực R_L thì độ cứng thủy lực được xác định theo công thức như sau :

$$C_H = \frac{f}{C \cdot R_L} + \frac{A_P^2}{C} \quad (2.25)$$

Với $C = \frac{V_0}{B}$ và hệ số tổn thất lưu lượng $K = \frac{1}{R_L}$ thì :

$$C_H = \frac{B(f.K + A_p^2)}{V_0}, \quad \text{N/m hoặc lbf/in} \quad (2.26)$$

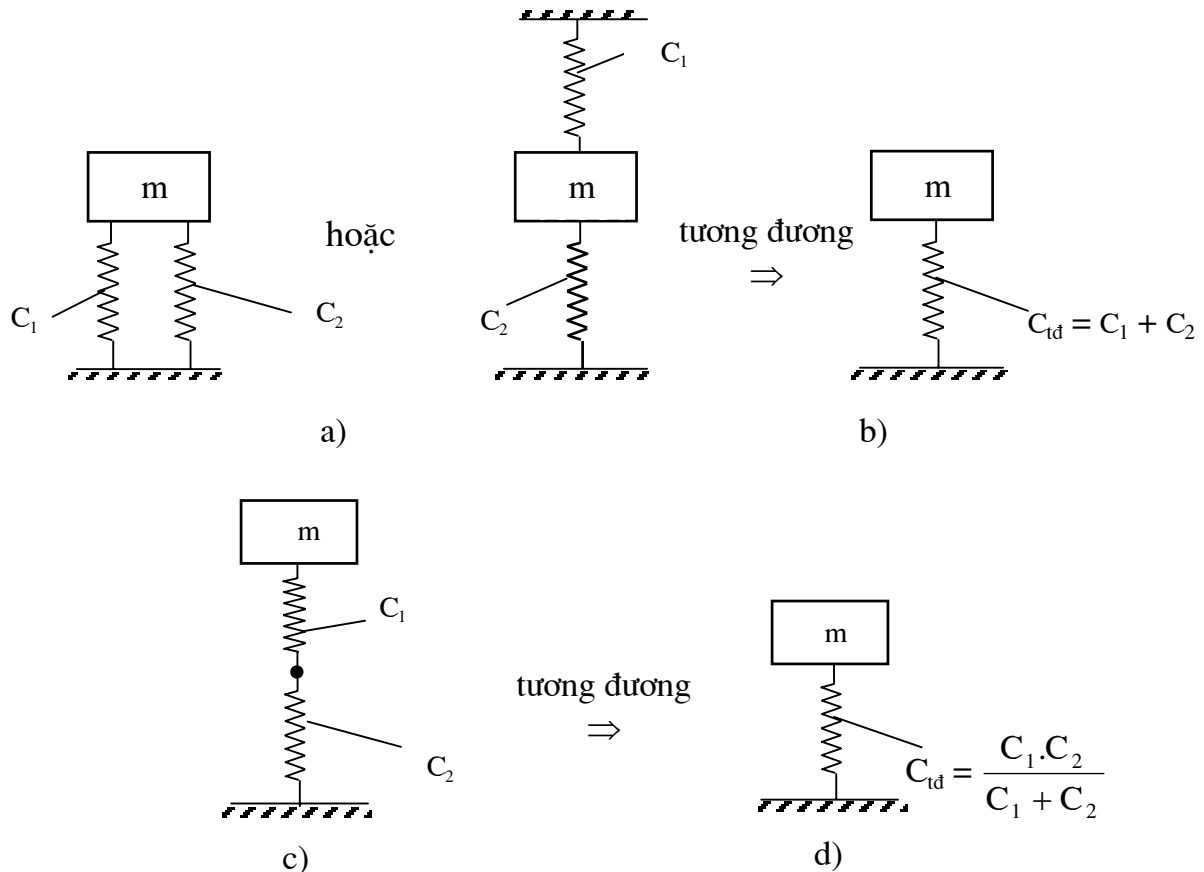
trong đó : V_0 - thể tích chứa dầu ban đầu (cm^3 hoặc in^3);

B - môđun đàn hồi của dầu, $B = 1,4 \cdot 10^7 \text{ kg/cm.s}^2 = 2 \cdot 10^5 \text{ lbf/in}^2$.

Nếu bỏ qua ma sát ($f = 0$) hoặc bỏ qua tổn thất lưu lượng ($K = 0$ hay $R_L = \infty$ không có rò dầu) thì độ cứng thủy lực là :

$$C_H = \frac{B.A_p^2}{V_0} = \frac{A_p^2}{C} \quad (2.27)$$

Việc giới hạn dầu làm việc trong miền đàn hồi tuyến tính có độ cứng C_H tương đương với một lò xo thì mô hình nghiên cứu động lực học hệ thủy lực giống như mô hình động lực học hệ vật rắn đàn hồi (hình 2.7).

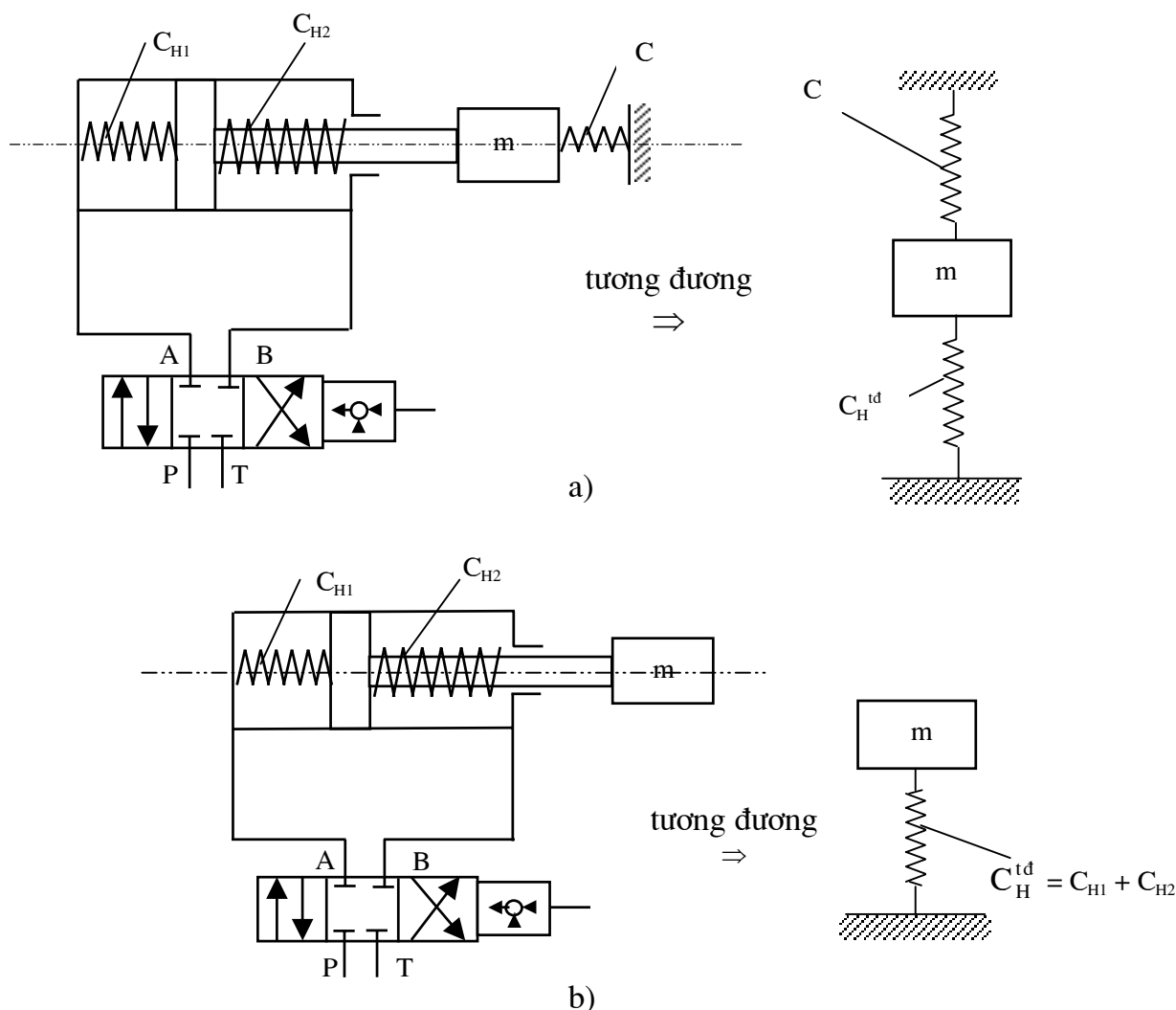


Hình 2.7. Mô hình xác định độ cứng tương đương

a, c - Sơ đồ ghép các lò xo; b, d - Sơ đồ tương đương.

Trên hình 2.7a lò xo C_1 và C_2 có cùng chuyển vị, còn trên hình 2.7c chuyển vị của lò xo C_1 và lò xo C_2 khác nhau.

Hình 2.8 là ví dụ về mô hình tính toán độ cứng tương đương của hệ thủy lực. Độ cứng tương đương C_H^{td} được tính như ở hình 2.7b.



Hình 2.8. Mô hình xác định độ cứng tương đương của hệ pittông-xylanh thủy lực

a - Mô hình khi áp suất 2 buồng dầu thay đổi;

b - Mô hình khi có thêm tải trọng là khâu đàn hồi.

2.5. ĐỘ CỨNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA HỆ CHUYỂN ĐỘNG TỊNH TIẾN

2.5.1. Xylanh thủy lực có kết cấu không đối xứng

Hình 2.9 là mô hình xác định độ cứng tương đương của cụm pittông-xylanh thủy lực có kết cấu không đối xứng.

Độ cứng thành phần khí tính đến cả thể tích chứa dầu trong các đường dẫn dầu từ van đến xylanh là :

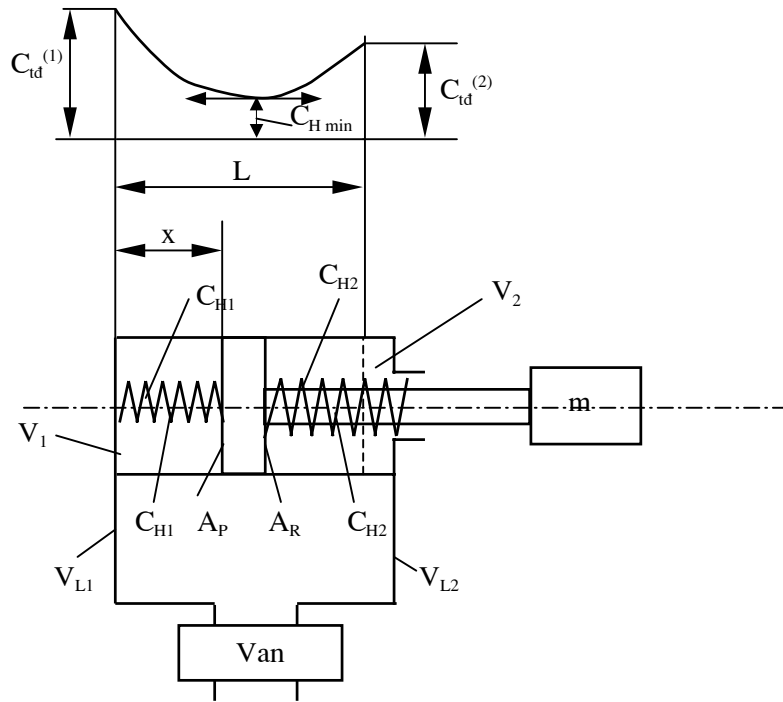
$$C_{H1} = \frac{B \cdot A_P^2}{A_P \cdot x + V_{L1}} \quad \text{và} \quad C_{H2} = \frac{B \cdot A_R^2}{A_R \cdot (L - x) + V_{L2}} \quad (2.28)$$

trong đó : x - vị trí của pittông;
 L - hành trình lớn nhất của pittông;
 V_{L1} - thể tích chứa dầu trên đường ống vào;
 V_{L2} - thể tích chứa dầu trên đường ống ra.

Độ cứng tương đương của hệ sẽ là :

$$C_{td} = C_{H1} + C_{H2} = B \left(\frac{A_P^2}{A_P \cdot x + V_{L1}} + \frac{A_R^2}{A_R (L - x) + V_{L2}} \right) \quad (2.29)$$

* Khi $x = 0$ thì : $C_{td}^{(1)} = B \left(\frac{A_P^2}{V_{L1}} + \frac{A_R^2}{A_R L + V_{L2}} \right) \quad (2.30)$



Hình 2.9. Mô hình xác định độ cứng tương đương khi xylanh có kết cấu không đối xứng

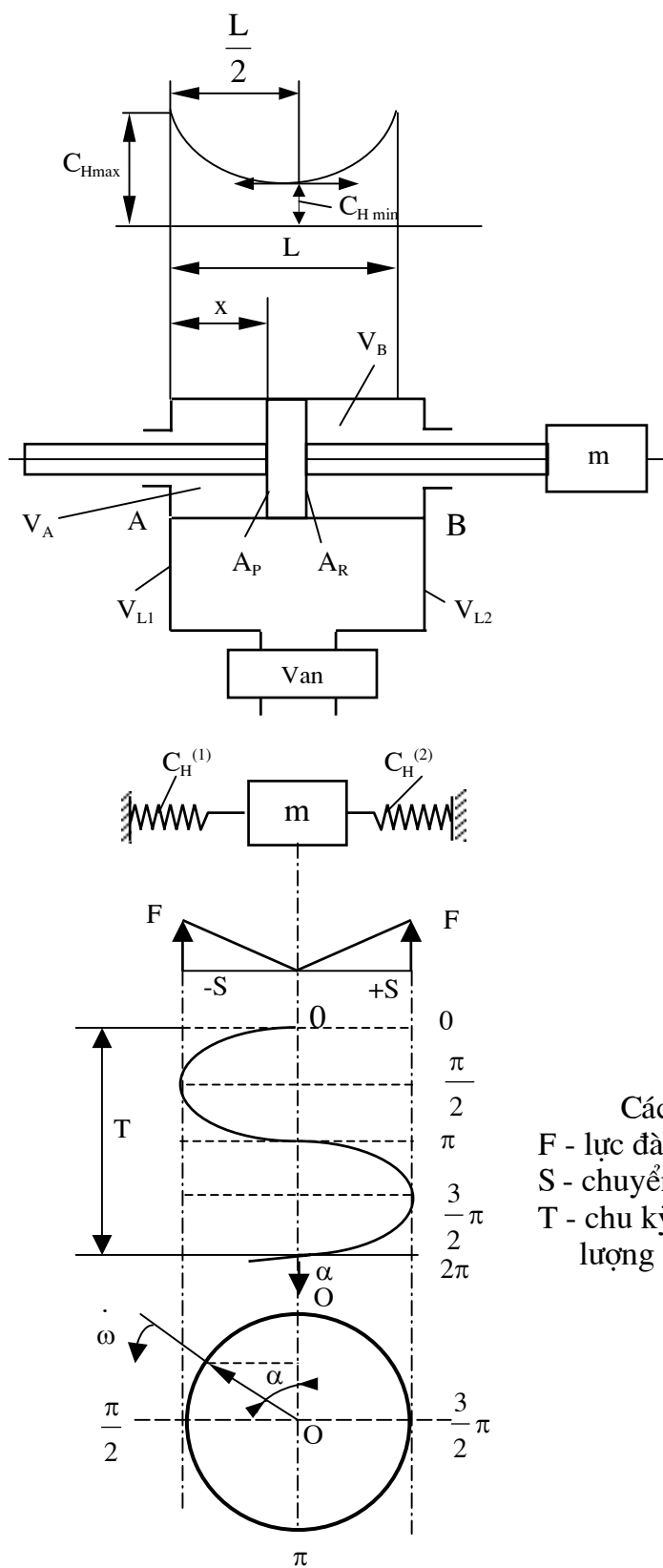
* Khi $x = L$ thì : $C_{td}^{(2)} = B \left(\frac{A_P^2}{A_P \cdot L + V_{L1}} + \frac{A_R^2}{V_{L2}} \right) \quad (2.31)$

Khảo sát cực trị của (2.29) ta thấy, độ cứng tương đương nhỏ nhất $C_{H \min}$ khi :

$$x = \frac{\sqrt{R} \cdot \left(\frac{V_{L2}}{A_R} + L \right) - \frac{V_{L1}}{A_P}}{1 + \sqrt{R}} \quad (2.32)$$

với : $R = \frac{A_P}{A_R} = \rho_x$

2.5.2. Xylanh thủy lực có kết cấu đối xứng ($A_P = A_R = A$)



Hình 2.10. Mô hình xác định độ cứng tương đương khi xylanh có kết cấu đối xứng

Nếu pittông-xylanh có kết cấu đối xứng (hình 2.11) thì độ cứng tương đương nhỏ nhất $C_{H\min}$ sẽ ở vị trí $x = \frac{L}{2}$, ở vị trí này $C_{H1} = C_{H2}$.

Theo công thức (2.29) độ cứng tương đương trong trường hợp này sẽ là :

$$C_{td} = B.A^2 \cdot \left(\frac{1}{V_A + V_{L1}} + \frac{1}{V_B + V_{L2}} \right) \quad (2.33)$$

Ở vị trí trung gian ($x = \frac{L}{2}$) thì : $V_A = V_B = V$ và nếu $V_{L1} = V_{L2} = V_L$ thì $C_{H\min}$ sẽ

$$\text{là :} \quad C_{H\min} = \frac{2.B.A^2}{V_0} \quad (2.34)$$

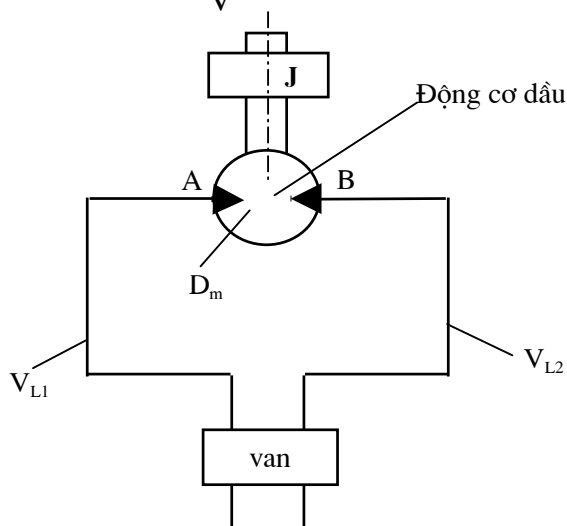
$$\text{với :} \quad V_0 = V + V_L \quad (2.35)$$

Qua hai bài toán trình bày ở mục 2.5.1 và 2.5.2 ta thấy, khi pittông di chuyển thì độ cứng tương sẽ thay đổi làm cho tần số dao động riêng của hệ cũng thay đổi và thay đổi theo quy luật nhất định.

2.6. ĐỘ CỨNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA HỆ CHUYỂN ĐỘNG QUAY

Nếu bỏ qua ma sát và tổn thất lưu lượng thì công thức cơ bản để xác định độ cứng thủy lực là :

$$C_H = \frac{B.A^2}{V} \quad (2.36)$$



Hình 2.11. Mô hình xác định độ cứng tương đương của động cơ dầu

Đối với động cơ dầu, diện tích ảnh hưởng A là hệ số kết cấu D_m (hoặc ký hiệu là A_m) được xác định từ thể tích riêng D :

$$D_m = \frac{D}{2.\pi} , \quad (\text{cm}^3/\text{rad} \text{ hoặc } \text{in}^3/\text{rad}) \quad (2.37)$$

D_m - hệ số kết cấu của động cơ dầu, (cm^3/rad);

D - thể tích riêng của động cơ dầu, (cm^3/vg).

Do động cơ dầu có kết cấu hoàn toàn đối xứng, thể tích chứa dầu trong quá trình làm việc không thay đổi và xác định là :

$$V_A = V_B = \frac{D}{2} = V, \quad (\text{cm}^3/\text{vg hoặc in}^3/\text{vg})$$

Công thức tổng quát để xác định độ cứng thủy lực thành phần của động cơ dầu theo (2.36) là :

$$C_H = \frac{B.D^2}{V} \quad (2.38)$$

Cụ thể theo hình 2.11 sẽ là :

$$C_H^{(A)} = B \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L1}} \right) \quad (2.39)$$

$$C_H^{(B)} = B \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L2}} \right) \quad (2.40)$$

Độ cứng tương đương :

$$C_{t\otimes}^{(m)} = C_H^{(A)} + C_H^{(B)} \quad (2.41)$$

Theo hệ mét :

$$C_{td}^{(m)} = \frac{B}{10.000} \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L1}} + \frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L2}} \right) \quad (2.42)$$

trong đó : $C_{td}^{(m)}$ - độ cứng tương đương của động cơ dầu, (N.m/rad);

B - môđun đàn hồi của dầu, (kg/cm.s^2);

D - thể tích riêng của động cơ dầu, (cm^3/vg);

V_{L1} và V_{L2} - thể tích đường ống đi và về của động cơ dầu, (cm^3).

Nếu $V_{L1} = V_{L2} = V_L$ thì :

$$C_{td}^{(m)} = \frac{B}{10.000} \left(\frac{D}{\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + 2.V_L} \right) \quad (2.43)$$

Theo hệ Anh :

$$C_{td}^{(m)} = B \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L1}} + \frac{1}{\frac{D}{2} + V_{L2}} \right) \quad (2.44)$$

Nếu $V_{L1} = V_{L2} = V_L$ thì :

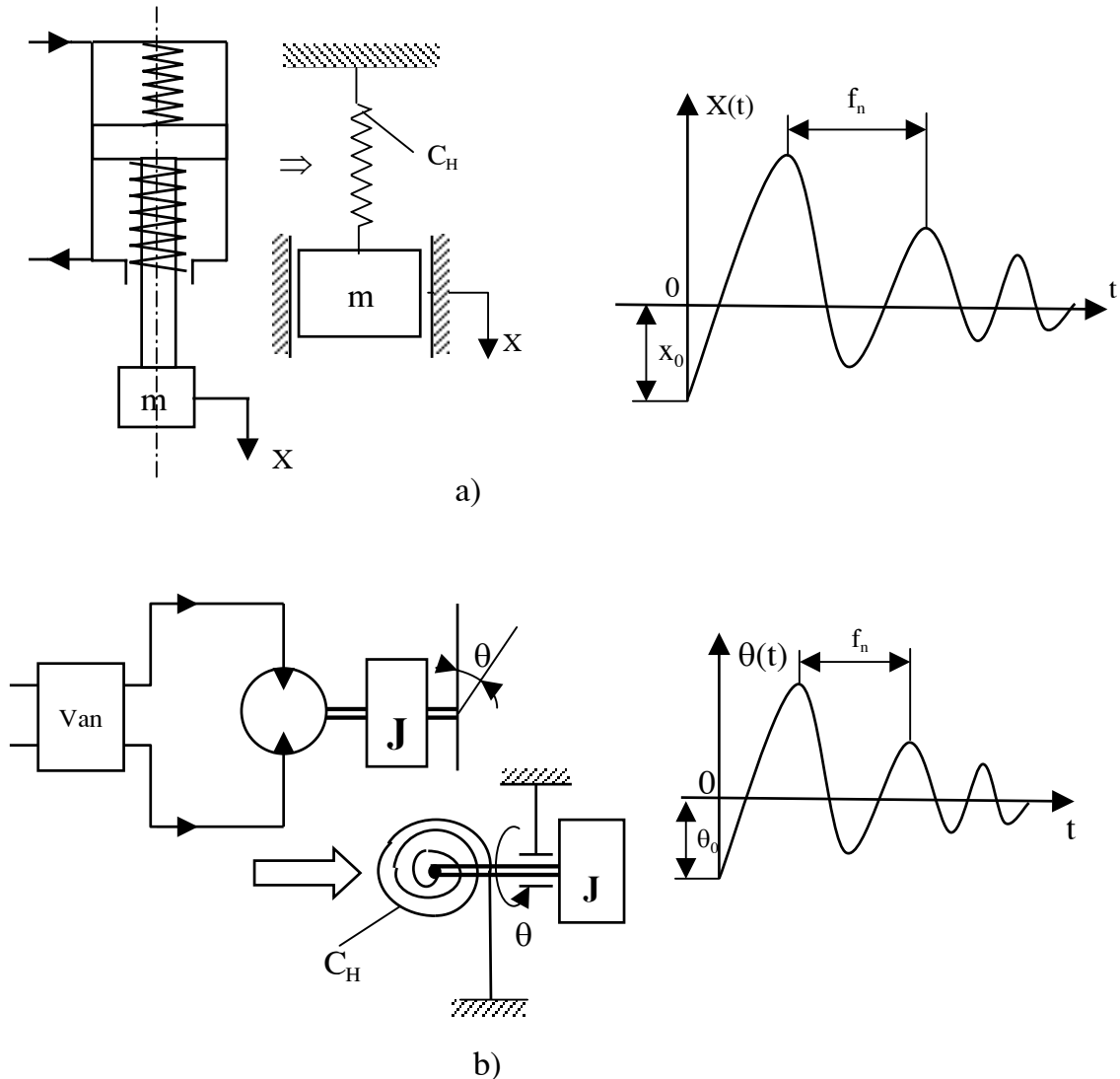
$$C_{td}^{(m)} = B \cdot \left(\frac{D}{\pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\frac{D}{2} + 2 \cdot V_L} \right) \quad (2.45)$$

Thứ nguyên theo hệ Anh : $C_{td}^{(m)}$ là lbf/rad; B là lbf/in²; D là in³/vg; V_{L1} , V_{L2} và V_L là in³.

Vì thể tích dầu của động cơ dầu trong quá trình quay không thay đổi nên độ cứng tương đương sẽ không thay đổi, nghĩa là $C_{td}^{(min)} = C_{td}$

2.7. TẦN SỐ DAO ĐỘNG RIÊNG

Mô hình nghiên cứu dao động của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay thể hiện ở hình 2.12.



Hình 2.12. Mô hình dao động của hệ thủy lực

a - Mô hình dao động của xylanh thủy lực ; b-Mô hình dao động của động cơ dầu.

Tần số dao động riêng của hệ chuyển động thẳng là :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{m}} \quad , \quad \text{rad/s} \quad (2.46)$$

trong đó : C_H - độ cứng thủy lực tương đương, (N/m hoặc lbf/in);

m - khối lượng chuyển động, (kg hoặc lbf.s²/in).

hoặc :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_H}{m}} \quad , \quad \text{Hz} \quad (2.47)$$

Tần số dao động riêng của hệ dao động xoắn (của động cơ dầu) được xác định là :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{J}} \quad , \quad \text{rad/s} \quad (2.48)$$

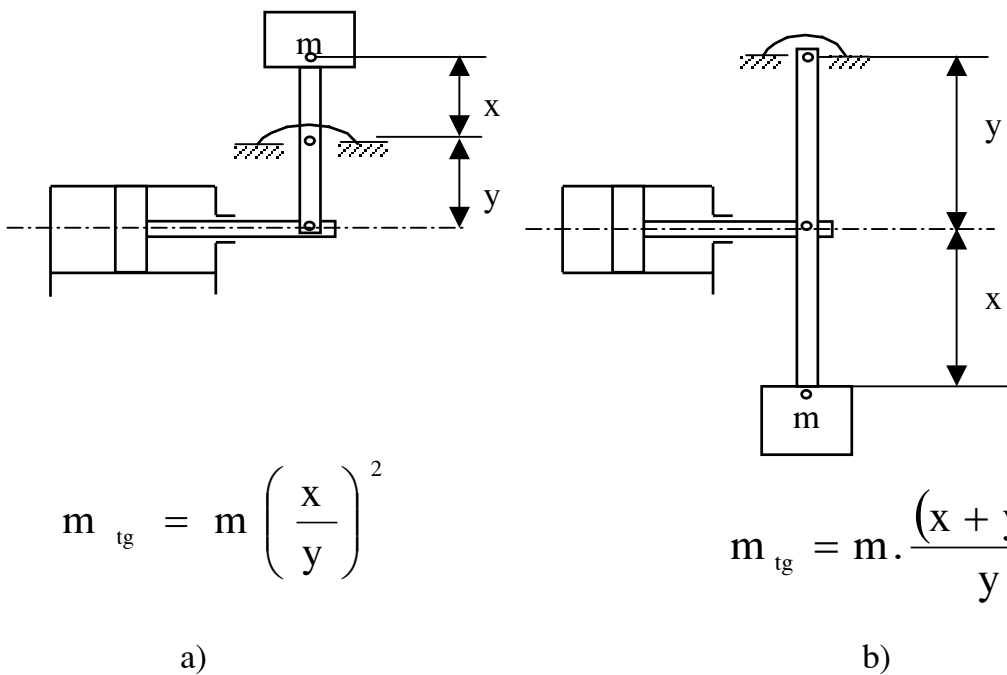
trong đó : C_H - độ cứng chống xoắn tương đương, (N.m/rad hoặc lbf.in/rad);

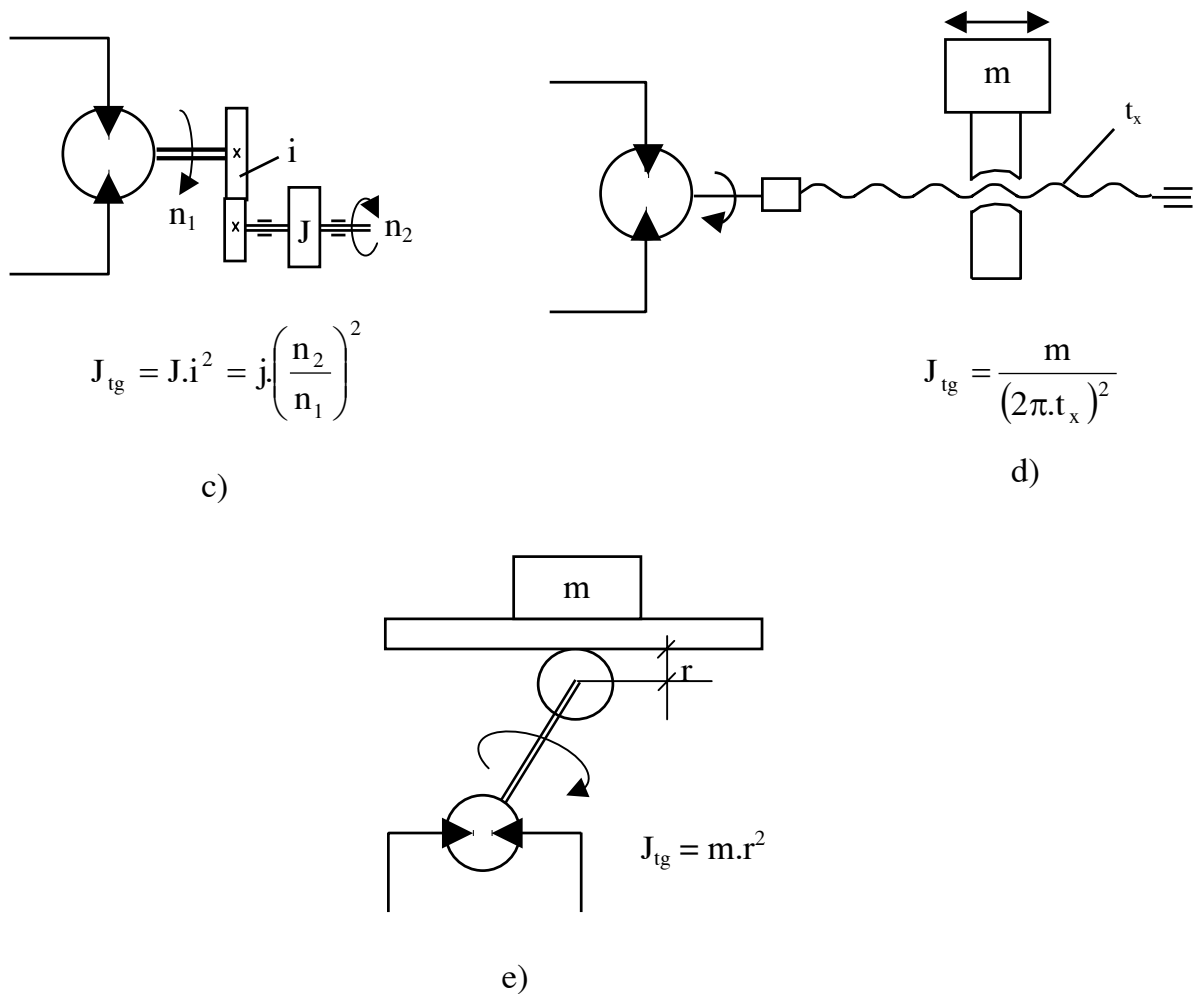
J - mômen quán tính khối lượng, (N.m.s² hoặc inlbf.s²).

2.8. CÁC GIÁ TRỊ THU GỌN CỦA MỘT SỐ CƠ CẤU THÔNG DỤNG

Thực tế xylanh thủy lực hoặc động cơ dầu có thể truyền đến một hệ thống truyền động cơ khí nào đó, trong trường hợp này khối lượng quán tính m và mômen quán tính khối lượng J trong các công thức (2.46) và (2.48) phải là các giá trị thu gọn về đầu pittông hoặc trục động cơ dầu (m_{tg} hoặc J_{tg}).

Hình 2.13 trình bày cách xác định m_{tg} và J_{tg} của một số cơ cấu thông dụng.





Hình 2.13. Sơ đồ xác định các giá trị thu gọn (m_{tg} và J_{tg}) của một số cơ cấu thông dụng
a, b - Các cơ cấu dạng càng dùng cho hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến; c- Truyền động bánh răng (hộp giảm tốc bánh răng) dùng cho động cơ dầu; d- Truyền động vít me có bước t_x dùng cho động cơ dầu; e- Truyền động bánh răng - thanh răng có bán kính lăn của bánh răng là r dùng cho động cơ dầu.

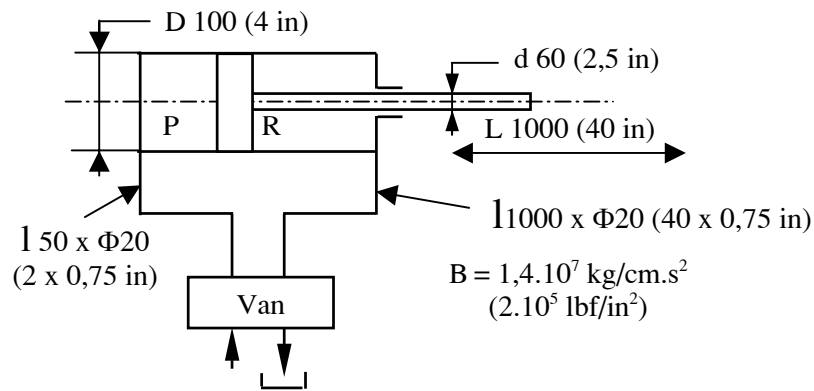
2.9. CÁC VÍ DỤ ỨNG DỤNG

2.9.1. Ví dụ 1

Xác định độ cứng thủy lực nhỏ nhất của cụm truyền động thủy lực chuyển động tịnh tiến trên hình 2.14.

Theo công thức (2.29) ta có :

$$C_H^{(\min)} = B.\left(\frac{A_p^2}{A_p.x + V_{L1}} + \frac{A_p^2}{A_p.(L-x) + V_{L2}}\right)$$



Hình 2.14. Sơ đồ xác định độ cứng của cụm truyền động thủy lực chuyển động tịnh tiến

Gần đúng coi $x \approx \frac{1}{2}L$, nghĩa là $A_P \cdot x = V_P$ và $A_R(L - x) = V_R$.

Nếu tính theo hệ mét ta có :

$$A_P = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 79 \text{ cm}^2; A_R = A_P - \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 50 \text{ cm}^2$$

$$V_{L1} = \left(\frac{\pi \cdot 2^2}{4} \right) \cdot 5 = 16 \text{ cm}^3; V_{L2} = \left(\frac{\pi \cdot 2^2}{4} \right) \cdot 100 = 314 \text{ cm}^3$$

$$V_P = 79 \cdot \frac{100}{2} = 3950 \text{ cm}^3; V_R = 50 \cdot \frac{100}{2} = 2500 \text{ cm}^3$$

$$C_H^{\min} = 1,4 \cdot 10^7 \left(\frac{79^2}{16 + 3950} + \frac{50^2}{314 + 2500} \right)$$

$$C_H^{\min} = 3,4 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Nếu tính theo hệ Anh ta có :

$$A_P = \frac{\pi \cdot 4^2}{4} = 12,6 \text{ in}^2; A_R = A_P - \frac{\pi \cdot 2,5^2}{4} = 7,7 \text{ in}^2$$

$$V_{L1} = \left(\frac{\pi \cdot 0,75^2}{4} \right) \cdot 2 = 0,9 \text{ in}^3; V_{L2} = \left(\frac{\pi \cdot 0,75^2}{4} \right) \cdot 40 = 17,7 \text{ in}^3$$

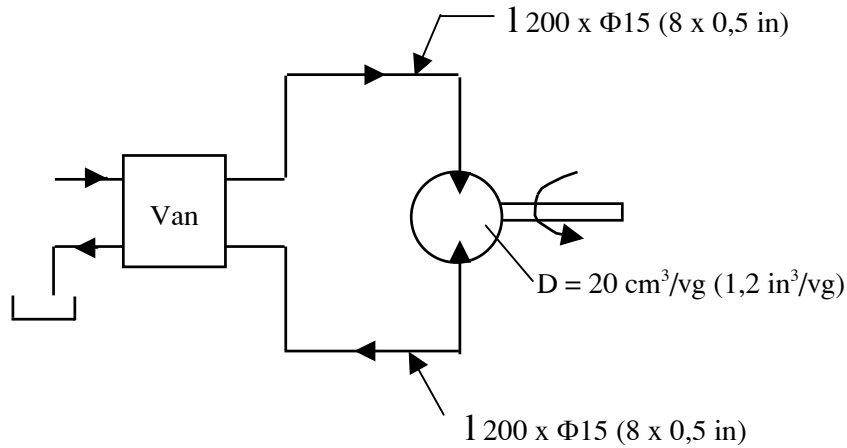
$$V_P = 40 \cdot \frac{12,6}{2} = 252 \text{ in}^3; V_R = 40 \cdot \frac{7,7}{2} = 154 \text{ in}^3$$

$$C_H^{\min} = 2 \cdot 10^5 \cdot \left[\frac{(12,6)^2}{0,9 + 252} + \frac{(7,7)^2}{17,7 + 154} \right]$$

$$C_H^{\min} = 1,95.10^5 \text{ lbf/in}$$

2.9.2. Ví dụ 2

Xác định độ cứng của cụm truyền động thủy lực chuyển động quay trên hình 2.15.



Hình 2.15. Sơ đồ xác định độ cứng của cụm truyền động thủy lực chuyển động quay

Theo công thức (2.44) ta có :

$$C_H = \frac{B}{10.000} \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{V_{L1} + \frac{D}{2}} + \frac{1}{V_{L2} + \frac{D}{2}} \right)$$

Tính theo hệ mét : $V_{L1} = \frac{\pi \cdot 1,5^2}{4} \cdot \frac{200}{10} = 35,3 \text{ cm}^3$; $V_{L2} = V_{L1} = 35,3 \text{ cm}^3$

$$C_H = \frac{1,4 \cdot 10^7}{10.000} \left(\frac{20}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{35,3 + \frac{20}{2}} + \frac{1}{35,3 + \frac{20}{2}} \right) = 6,3 \cdot 10^2 \text{ N.m/rad}$$

$$C_H = 6,3 \cdot 10^2 \text{ N.m/rad}$$

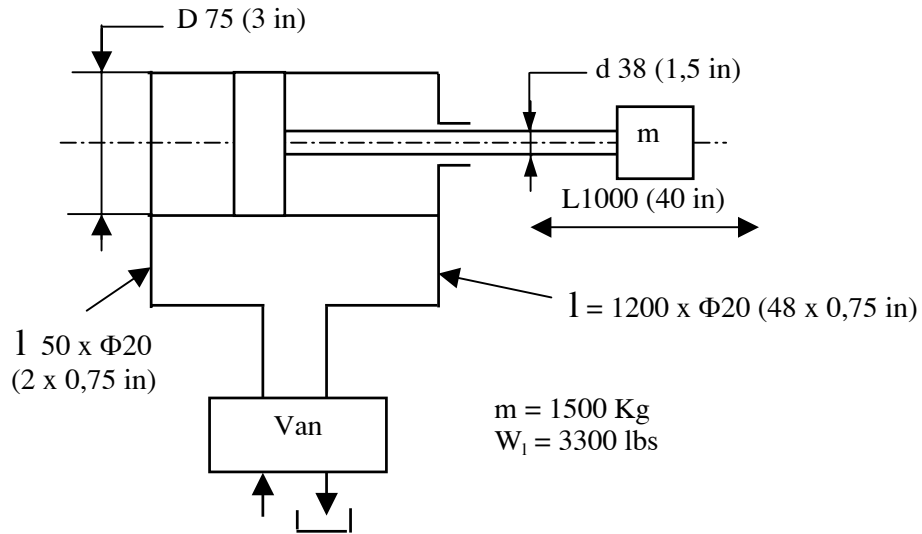
Tính theo hệ Anh : $V_{L2} = V_{L1} = \left[\frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} \right] \cdot 8 = 1,6 \text{ in}^3$

$$C_H = 2 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1,2}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{1,6 + \frac{1,2}{2}} + \frac{1}{1,6 + \frac{1,2}{2}} \right)$$

$$C_H = 6,6 \cdot 10^3 \text{ lbs/rad.}$$

2.9.3. Ví dụ 3

Xác định tần số dao động riêng của cụm truyền động thủy lực chuyển động tịnh tiến trên hình 2.16.



Hình 2.16. Sơ đồ xác định tần số dao động riêng của cụm truyền động thủy lực chuyển động tịnh tiến

Tính theo hệ mét : $A_p = \frac{\pi \cdot 7,5^2}{4} = 44 \text{ cm}^2$; $A_R = A_p - \frac{\pi \cdot 3,8^2}{4} = 33 \text{ cm}^2$

$$V_{L1} = \left[\frac{\pi \cdot 2^2}{4} \right] \cdot 5 = 16 \text{ cm}^3 ; V_{L2} = \left[\frac{\pi \cdot 2^2}{4} \right] \cdot 120 = 377 \text{ cm}^3$$

$$C_H = B \left(\frac{A_p^2}{V_{L1} + \frac{1 \cdot A_p}{2}} + \frac{A_R^2}{V_{L2} + \frac{1 \cdot A_R}{2}} \right) = 1,4 \cdot 10^7 \left(\frac{44^2}{16 + \frac{100}{2} \cdot 44} + \frac{33^2}{377 + \frac{100}{2} \cdot 33} \right)$$

$$= 1,97 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Tần số dao động riêng tính theo công thức (2.46) là :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{m}} = \sqrt{\frac{1,97 \cdot 10^7}{1500}} = 115 \text{ rad/s hay } f_n = \frac{115}{2\pi} = 18 \text{ Hz}$$

Tính theo hệ Anh :

$$A_p = \frac{\pi \cdot 3^2}{4} = 7,1 \text{ in} ; A_R = A_p - \frac{\pi \cdot 1,5^2}{4} = 5,3 \text{ in}$$

$$V_{L1} = \frac{\pi \cdot 0,75^2}{4} \cdot 2 = 0,9 \text{ in}^3 ; V_{L2} = \frac{\pi \cdot 0,75^2}{4} \cdot 48 = 21,2 \text{ in}^3$$

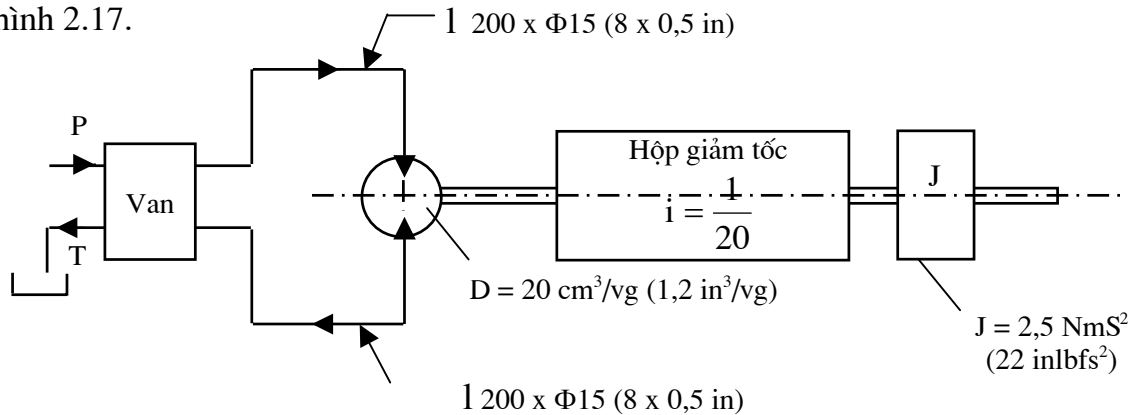
$$C_H = 2.10^5 \cdot \left(\frac{7,1^2}{0,9 + \frac{40}{2} \cdot 7,1} + \frac{5,3^2}{21,2 + \frac{40}{2} \cdot 5,3} \right); C_H = 1,1.10^5 \text{ lbf/in}$$

Tần số dao động riêng :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1,1.10^5}{\frac{3300}{380}}} = 18 \text{ Hz}$$

2.9.4. Ví dụ 4

Xác định tần số dao động riêng của hệ truyền động thủy lực chuyển động quay ở hình 2.17.



Hình 2.17. Sơ đồ xác định tần số dao động riêng của cụm truyền động thủy lực chuyển động quay

Tính theo hệ mét :

- Độ cứng thủy lực $C_H = 6,3.10^2 \text{ N.m/rad}$
- Mômen quán tính khối lượng thu gọn ở hình 2.1 được xác định theo công thức :

$$J_{tg} = J \cdot i^2 = 2,5 \cdot \left(\frac{1}{20} \right)^2 = 6,25.10^{-3} \text{ N.ms}^2.$$

- Tần số dao động riêng :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{J_{tg}}} = \sqrt{\frac{6,3.10^2}{6,25.10^{-3}}} = 318 \text{ rad/s}; f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{318}{2\pi} = 50 \text{ Hz}$$

Tính theo hệ Anh : $C_H = 6,6.10^3 \text{ lbf/rad}; J_{tg} = 22 \cdot \left(\frac{1}{20} \right)^2 = 5,5.10^{-2} \text{ inlbfs}^2$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{J_{tg}}} = \sqrt{\frac{6,6.10^3}{5,5.10^{-2}}} = 346 \text{ rad/s}; f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{346}{2\pi} = 55 \text{ Hz}$$

Do làm tròn khi chuyển đổi đơn vị tính nên tần số khi tính theo hệ Anh có sai khác với hệ mét.

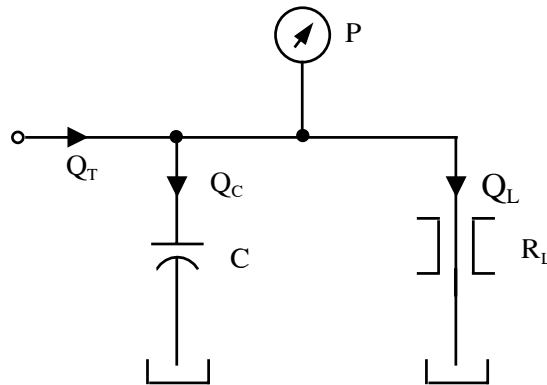
Chương 3

ĐỘNG LỰC HỌC CỦA HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

3.1. QUY LUẬT THAY ĐỔI CỦA ÁP SUẤT

3.1.1 Xác định lưu lượng khi biết quy luật thay đổi của áp suất

Nghiên cứu mạch thủy lực ở hình 3.1, trên đó có hai yếu tố chính là lưu lượng tính đến độ đàn hồi của dầu qua C và lưu lượng thực hiện chảy tầng qua R_L .



Hình 3.1. Mạch thủy lực có $R_L - C$

Phương trình cân bằng lưu lượng là :

$$Q_T = Q_C + Q_L \quad (3.1)$$

$$Q_C = C \frac{dP}{dt} \text{ và } Q_L = \frac{P}{R_L} \quad (3.2)$$

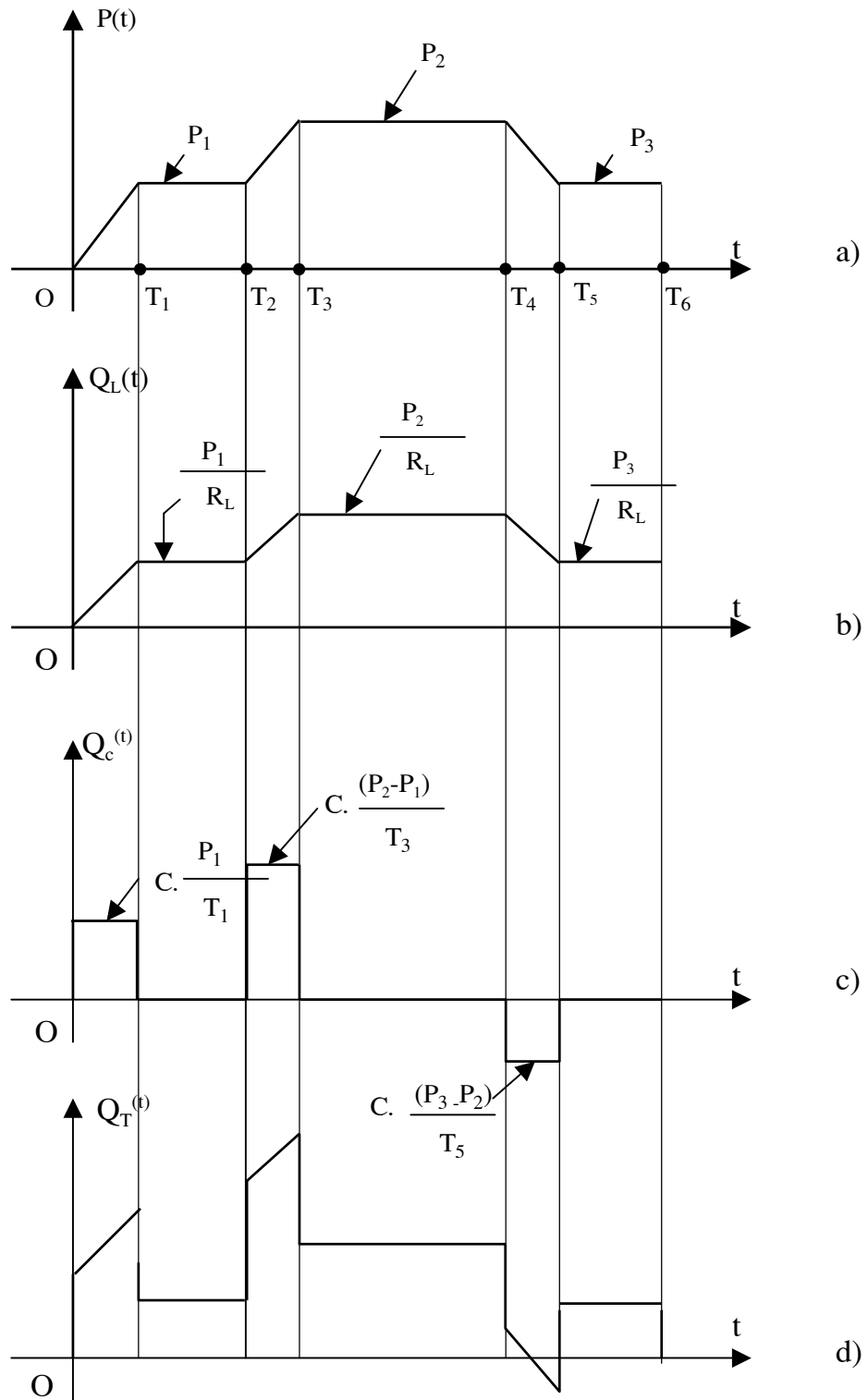
hay :

$$Q_T = C \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{P}{R_L} \quad (3.3)$$

Như vậy theo công thức (3.3), nếu biết quy luật thay đổi của áp suất P thì ta xác định được lưu lượng Q_T .

Giả sử quy luật thay đổi áp suất như ở hình 3.2a thì lưu lượng Q_L sẽ thay đổi đồng dạng với áp suất P (hình 3.2b) vì $Q_L = \frac{P}{R_L}$ và Q_C sẽ như ở hình 3.2c vì $Q_C = C \frac{dP}{dt}$.

Lưu lượng tổng cộng Q_T là tổng của Q_L và Q_C theo phép cộng đồ thị (hình 3.2d).



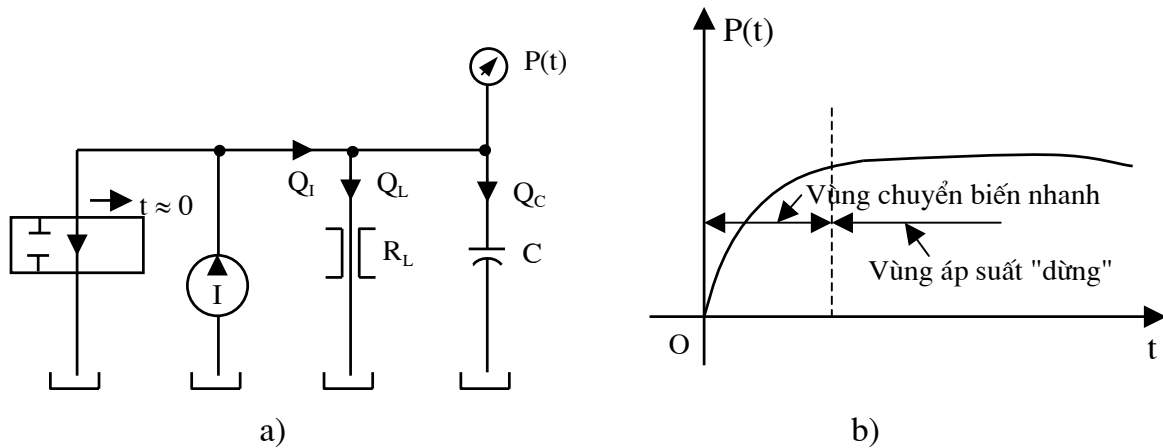
Hình 3.2. Đồ thị xác định lưu lượng Q_T từ đặc tính áp suất

- a- Đồ thị quy luật thay đổi áp suất; b- Lưu lượng của dòng chảy tầng;
c- Lưu lượng do biến dạng đàn hồi của dầu; d- Lưu lượng tổng cộng Q_T .

3.1.2. Xác định quy luật thay đổi áp suất khi biết lưu lượng cung cấp Q_I trong mạch $R_L C$ thủy lực

Nếu biết lưu lượng cung cấp Q_I có thể xác định được quy luật thay đổi áp suất $P(t)$.

Giả sử ta có mạch thủy lực như ở hình 3.3a, trong đó bơm có lưu lượng Q_I (I ký hiệu cho bơm có lưu lượng lý tưởng tức là không có tổn thất lưu lượng) và một van trượt 2 vị trí điều khiển. Van có tác dụng là khi đóng thì toàn bộ dầu từ bơm sẽ về hệ thống và khi mở thì dầu từ bơm sẽ thông vào bể dầu.



Hình 3.3. Mô hình nghiên cứu quy luật thay đổi áp suất

a- Sơ đồ mạch thủy lực $R_L C$; b- Quy luật chuyển biến của áp suất.

Khi van mở, toàn bộ lưu lượng của bơm sẽ qua van và về bể dầu. Lúc đó áp suất hệ thống $P(t) = 0$; Lưu lượng tổn thất qua R_L bằng 0 và chưa có dầu tích lũy trong C .

Khi van đột ngột đóng ($t \approx 0$) thì tất cả lưu lượng dầu cung cấp của bơm đều vào hệ thống. Ban đầu áp suất còn thấp chưa có chất lỏng rò qua R_L và dầu tích vào C còn ít. Sau một thời gian áp suất tăng lên, dầu tích vào C nhiều hơn và chất lỏng rò qua R_L tăng dần. Kết quả chất lỏng rò qua R_L sẽ làm cho áp suất chỉ tăng đến một mức nào đó rồi không tăng và chất lỏng không còn tích thêm vào C được (P "dừng" tăng), điều này sẽ dẫn tới toàn bộ lưu lượng của bơm tràn qua R_L . Thời điểm áp suất không tăng nữa có thể gọi là thời điểm bắt đầu "dừng" và đồ thị đặc tính của áp suất thể hiện như trên hình 3.3b.

Trong quá trình nghiên cứu mạch thủy lực hãy so sánh với mạch điện, giữa chúng có những đặc điểm tương tự về hoạt động cũng như mô hình tính toán. Ví dụ sơ đồ đang nghiên cứu trên hình 3.3 tương đương với mạch điện RC , trong đó R_L tương đương với điện trở R và C tương đương với một tụ điện C . Quan hệ giữa áp suất và lưu lượng là tuyến tính (cho trường hợp dòng chảy tầng) hoặc là bậc hai (cho trường hợp chảy rối).

Khi đóng van, phương trình lưu lượng sẽ là :

$$Q_I = Q_L + Q_C = \frac{P}{R_L} + C \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.4)$$

Giả sử $P(t)$ tăng theo quy luật hàm mũ và dạng tổng quát là :

$$P(t) = P_s + P_0 \cdot e^{S \cdot t} \quad (3.5)$$

trong đó : P_0 - áp suất ở thời điểm ban đầu ($t \approx 0$);

P_s - áp suất ở trạng thái "dừng" (áp suất làm việc ổn định).

Thay (3.5) vào (3.4) ta được :

$$Q_I = \left(\frac{P_s}{R_L} + \frac{P_0 \cdot e^{S \cdot t}}{R_L} \right) + C \cdot \frac{d(P_s + P_0 \cdot e^{S \cdot t})}{dt} \quad (3.6)$$

hay :

$$Q_I = \frac{P_s}{R_L} + \frac{P_0 \cdot e^{S \cdot t}}{R_L} + C \cdot S \cdot P_0 \cdot e^{S \cdot t} \quad (3.7)$$

Theo lý thuyết về phương trình vi phân tuyến tính, có thể tách phương trình (3.7) thành hai phương trình độc lập. Các số hạng không đổi cân bằng nhau và các số hạng tồn tại trong thời gian ngắn cân bằng nhau.

Tức là (3.7) có thể được viết lại như sau :

$$Q_I = \frac{P_s}{R_L} \quad (3.8)$$

và :

$$\frac{P_0 \cdot e^{S \cdot t}}{R_L} + C \cdot S \cdot P_0 \cdot e^{S \cdot t} = 0 \quad (3.9)$$

do $e^{S \cdot t} \neq 0$ suy ra :

$$\frac{P_0}{R_L} + C \cdot S \cdot P_0 = 0 \quad (3.10)$$

hoặc :

$$\frac{1}{R_L} + S \cdot C = 0 \quad \text{nên} : S = - \frac{1}{R_L \cdot C} \quad (3.11)$$

Thay (3.8) và (3.11) vào (3.5) ta được :

$$P(t) = Q_I \cdot R_L + P_0 \cdot e^{-\frac{1}{R_L \cdot C} \cdot t} \quad (3.12)$$

Ta biết tại thời điểm $t = 0$ van bắt đầu đóng thì $P(0) = 0$ nên :

$$P(0) = Q_I \cdot R_L + P_0 \cdot e^{-0} = 0 \quad (3.13)$$

Vì $e^{-0} = 1$ nên :

$$P_0 = - Q_I \cdot R_L \quad (3.14)$$

Vậy :

$$P(t) = Q_I \cdot R_L \left(1 - e^{-\frac{1}{R_L \cdot C} \cdot t} \right) \quad (3.15)$$

Trường hợp khi van mở hoàn toàn ($t = 0$) mà áp suất $P(0) \neq 0$ thì

$$P(0) = Q_I \cdot R_L + P_0 \cdot e^0 \quad (3.16)$$

Suy ra :

$$P_0 = P(0) - Q_I \cdot R_L \quad (3.17)$$

$$\text{Thay (3.17) vào (3.12) ta có : } P(t) = Q_L \cdot R_L + [P(0) - Q_L \cdot R_L] \cdot e^{-\frac{1}{R_L \cdot C} \cdot t} \quad (3.18)$$

$$\text{hay : } P(t) = P_S + [P(0) - P_S] \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.19)$$

$$\text{trong đó : } \tau = R_L \cdot C \quad (3.20)$$

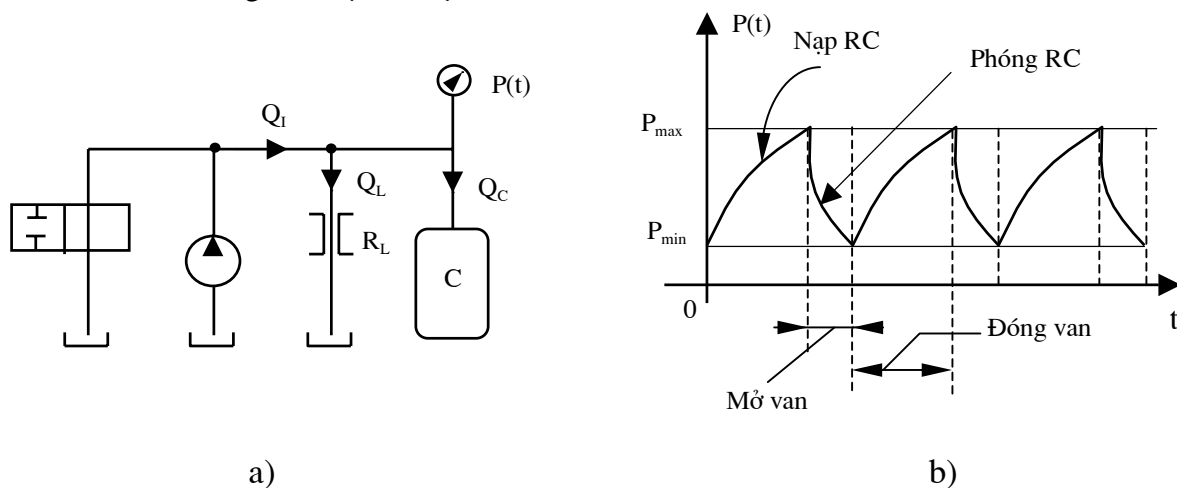
τ gọi là hằng số thời gian của đặc tính áp suất.

3.1.3. Quá trình phóng và nạp dầu trong mạch RC thủy lực

Mạch thủy lực ví dụ ở trên gọi là mạch RC thủy lực. Mạch này có thể ứng dụng để thực hiện thí nghiệm xác định đặc tính áp suất hoặc xác định hệ số khả năng tích lũy đàn hồi C.

Hãy nghiên cứu sơ đồ hình 3.4, trên đó có bơm dầu, van trượt hai vị trí, bộ tạo tổn thất lưu lượng R_L và một bình chứa dầu tạo khả năng tích lũy đàn hồi của dầu C.

Khi đóng van dầu được nạp vào bình chứa C, đặc tính của áp suất tăng theo quy luật hàm mũ như đã giới thiệu ở mục 3.2.



Hình 3.4. Mô hình nghiên cứu quá trình phóng và nạp dầu (RC)

a- Mô hình mạch RC thủy lực; b- Đặc tính về phóng và nạp RC thủy lực.

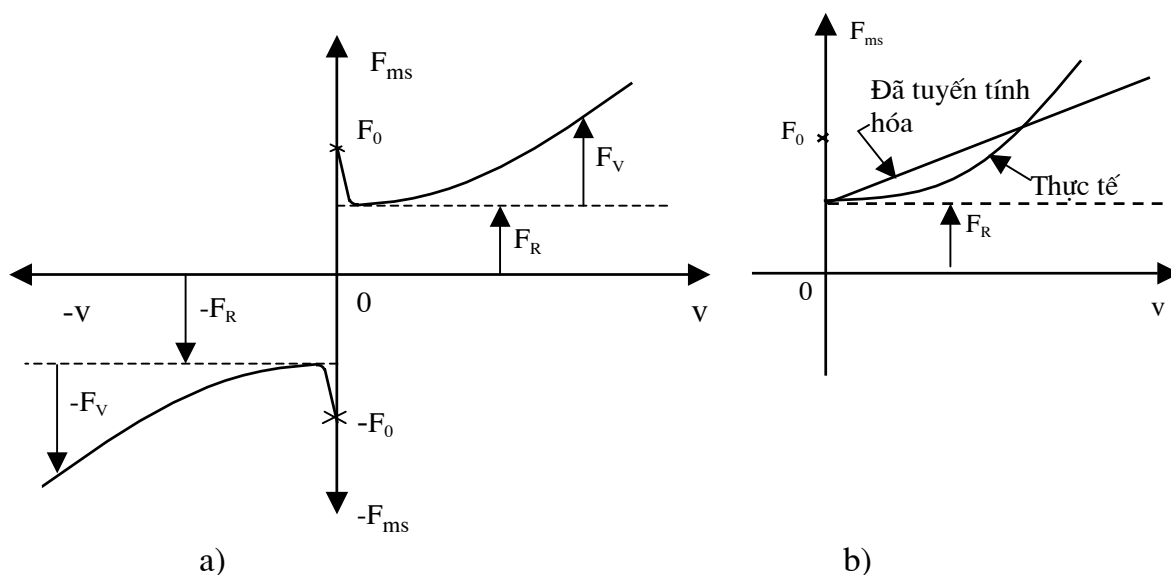
Khi mở van, dầu từ bơm hoàn toàn quay về bể dầu đồng thời dầu đã tích lũy trong bình C được xả (phóng). Khi phóng RC áp suất cũng giảm dần theo quy luật hàm mũ

Chu kỳ phóng và nạp RC thủy lực phụ thuộc vào thời gian đóng mở van. Thời gian càng ngắn thì P_{max} giảm và P_{min} tăng. Đặc tính phóng nạp được giới thiệu ở hình 3.4b.

3.2. QUÁ TRÌNH MA SÁT

Ma sát là một hiện tượng tự nhiên phức tạp, có thể có lợi hoặc hại tùy thuộc vào mục đích sử dụng của thiết bị. Đối với những hệ có dao động ngoài mong muốn thì chính nhờ ma sát sẽ cản trở hoặc hạn chế được dao động đó.

Lực ma sát quan hệ đến vận tốc chuyển động tuân theo đặc tính hình 3.5a. Trong đó giá trị F_0 là lực ma sát cần thiết để vật thoát khỏi trạng thái tĩnh do hiện tượng trượt dính và F_v là ma sát nhớt khi vật chuyển động với vận tốc v . Giá trị F_v sẽ liên quan đến hiện tượng tắt dần dao động trong các dao động. F_R là lực ma sát có giá trị không đổi.



Hình 3.5. Đồ thị quan hệ giữa lực ma sát và vận tốc chuyển động

a- Đồ thị quan hệ $F_{ms} - v$ thực tế; b- Đồ thị về tuyến tính hoá quan hệ $F_{ms} - v$.

Thực tế vận tốc để lực dính kết F_0 giảm xuống F_R rất nhỏ (≈ 0) nên có thể coi F_v xuất hiện tại $v \approx 0$.

Các thành phần lực trên được xác định như sau :

$$F_0 = \mu_0 \cdot F_N \quad (3.21)$$

$$F_R = \mu_R \cdot F_N \quad (3.22)$$

trong đó : F_N - lực pháp tuyến trên bề mặt trượt;

μ_0, μ_R - các hệ số ma sát nhớt liên quan đến sự dính kết và trượt của các cặp ma sát.

Nếu đường cong ma sát nhớt F_v chia ra thành từng đoạn nhỏ tuyến tính thì ta có công thức :

$$F_v = f_1 \cdot v^{(1)} + f_2 \cdot v^{(2)} + f_3 \cdot v^{(3)} + \dots + f_n \cdot v^{(n)} \quad (3.23)$$

trong đó f_i và $v^{(i)}$ là hệ số ma sát nhớt và vận tốc tương ứng với các đoạn chia nhỏ ở trên đường cong.

Để đơn giản cho quá trình tính toán, thực tế có thể tuyến tính hoá đường cong thực F_v , tuy nhiên sai số tuyến tính nhỏ và nằm trong phạm vi cho phép ứng dụng của kỹ thuật (hình 3.5b).

Lực ma sát nhớt F_v viết lại là :

$$F_v = f_v \cdot v \quad (3.24)$$

trong đó : v - vận tốc chuyển động; f_v - hệ số ma sát nhớt.

Thực tế F_R rất nhỏ, có thể bỏ qua, F_0 là lực liên kết khi vật chưa chuyển động. Nên trong quá trình thiết lập các phương trình lực thì lực ma sát được tính theo công thức (3.24).

Cũng phân tích tương tự như trên đối với hệ chuyển động quay mômen ma sát được xác định theo công thức :

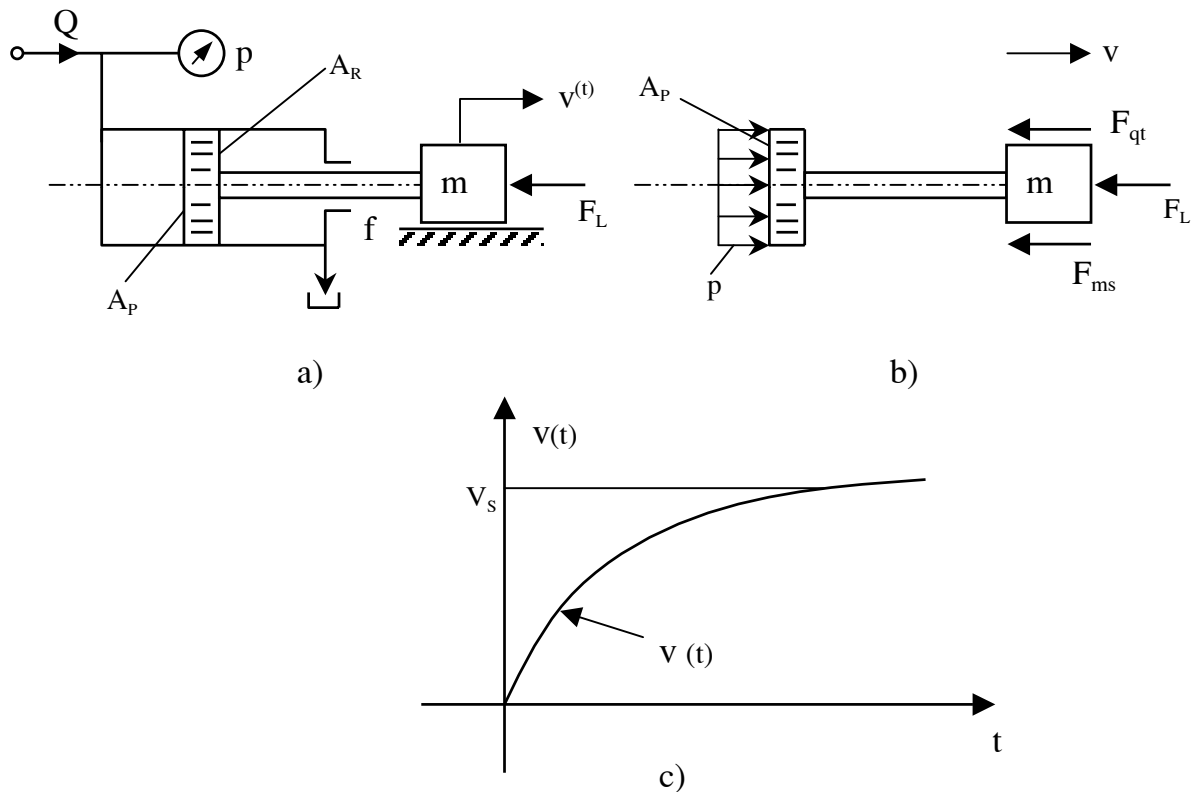
$$M_\Omega = f_\Omega \cdot \Omega \quad (3.25)$$

trong đó : M_Ω - mômen do ma sát nhớt gây ra;

f_Ω - hệ số ma sát nhớt ($f_\Omega \neq f_v$);

Ω - vận tốc góc của hệ ma sát chuyển động quay.

3.3. VẬN TỐC CHUYỂN ĐỘNG CỦA PITTÔNG KHI TÍNH ĐẾN MA SÁT NHỚT



Hình 3.6. Mô hình tính toán vận tốc chuyển động của pittông

a- Sơ đồ nguyên lý; b- Sơ đồ phân tích lực; c - Đồ thị vận tốc $v(t)$.

Khi pittông của xy lanh thủy lực mang khối lượng m chuyển động với vận tốc $v(t)$ (hình 3.6a) thì phương trình cân bằng lực được xây dựng trên cơ sở của sơ đồ phân tích

lực (hình 3.6b) như sau : $P.A_p - F_{ms} - F_L = m \frac{dv}{dt} \quad (3.26)$

$F_{ms} = f.v$ là lực ma sát nhớt.

Nếu vận tốc chuyển động của pittông $v(t)$ biến đổi theo quy luật hàm mũ (hình 3.6c) và xác định theo công thức :

$$v(t) = v_s + v_0.e^{st} \quad (3.27)$$

thì (3.26) được viết lại bằng cách thay (3.27) vào (3.26) :

$$P.A_p - f.v_s - f.v_0.e^{st} - F_L = m.s.e^{st}.v_0 \quad (3.28)$$

Tách (3.28) thành hai phương trình độc lập theo tính chất của phương trình vi phân tuyến tính :

$$P.A_p - F_L - f.v_s = 0 \quad (3.29)$$

$$\text{và} \quad f.v_0.e^{st} = -s.m.e^{st}.v_0 \quad (3.30)$$

$$\text{Suy ra :} \quad v_s = \frac{P.A_p - F_L}{f} \quad (3.31)$$

$$\text{Công thức (3.30) có } e^{st} \neq 0 \text{ nên : } f + s.m = 0 \text{ hay } s = -\frac{f}{m} \quad (3.32)$$

$$\text{Tại thời điểm } t = 0 \text{ thì } v_{(0)} = v_s + v_0.s^0 \text{ hay } v_0 = v(0) - v_s \quad (3.33)$$

$$\text{Lúc này :} \quad v(t) = v_s + (v_{(0)} - v_s).e^{\left(-\frac{f}{m}t\right)} \quad (3.34)$$

$$\text{hoặc :} \quad v(t) = v_s + [v_{(0)} - v_s].e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.35)$$

với $\tau = \frac{m}{s}$, τ gọi là hằng số thời gian của đặc tính vận tốc.

3.4. ĐẶC TÍNH ÁP SUẤT CỦA HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC CHUYỂN ĐỘNG TỊNH TIẾN

3.4.1. Khi xét đến các yếu tố là khối lượng chuyển động, độ đàn hồi của dầu và tổn thất lưu lượng (bỏ qua ma sát nhớt)

Như đã giới thiệu ở mục 3.1 và 3.2, R_L thể hiện sức cản chống lại khả năng rò dầu trong hệ thủy lực. Năng lượng P . Q_L qua R_L biến thành nhiệt năng. Cùng với ma sát F_{ms} R_L sẽ làm cản trở dao động của quá trình quá độ. Nếu ma sát lớn, tổn thất lưu lượng lớn thì thời gian đáp ứng sẽ nhanh. Như vậy trong một số trường hợp đây lại là yếu tố có lợi.

Mục này nghiên cứu sơ đồ thủy lực ở hình 3.7a, trong đó các ký hiệu về phân tử và thông số của hệ giống như đã ký hiệu ở các phần trước.

Phương trình cân bằng lưu lượng :

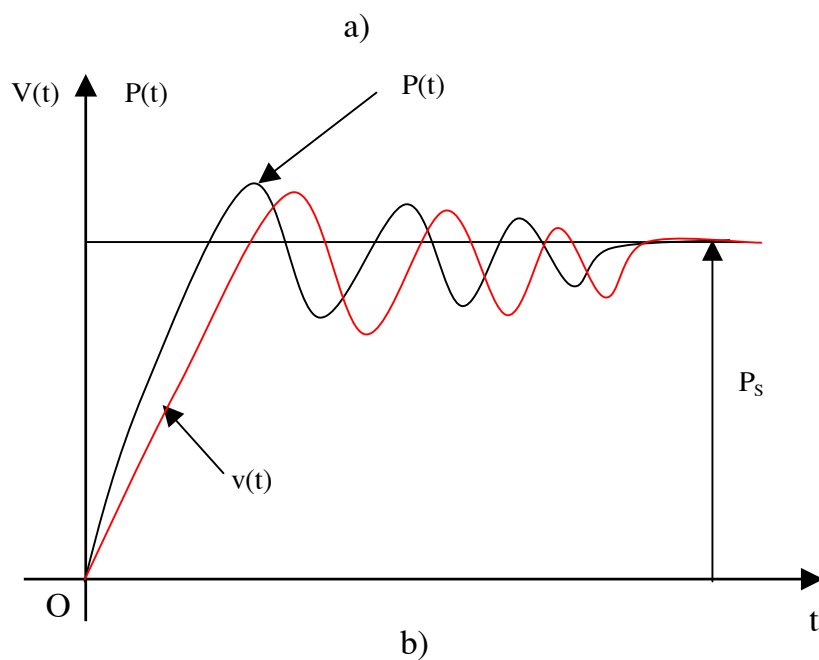
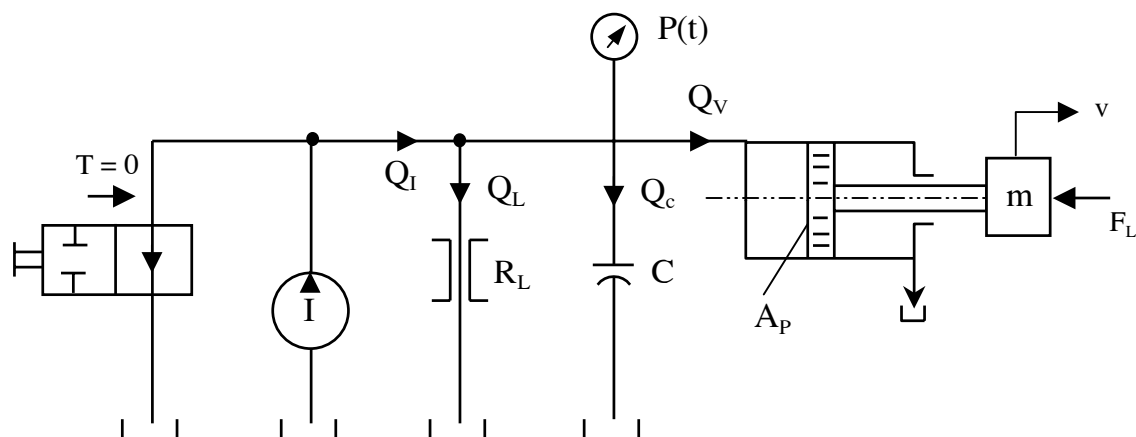
$$Q_I = Q_L + Q_C + Q_V = \frac{P}{R_L} + C.\frac{dp}{dt} + v.A_p \quad (3.36)$$

Phương trình cân bằng lực :

$$P.A_P - F_L = ma = m \frac{dv}{dt} \quad (3.37)$$

hay :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{P.A_P}{m} - \frac{F_L}{m} \quad (3.38)$$



Hình 3.7. Mô hình khảo sát đặc tính $P(t)$ khi bỏ qua ma sát nhớt
a- Sơ đồ nguyên lý; b- Đặc tính $P(t)$ và $v(t)$.

Tích phân hai vế phương trình (3.38) là :

$$\int_0^t a dt = \int_0^t \frac{dv}{dt} . dt = v = \frac{A_P}{m} \int_0^t P dt - \frac{1}{m} \int_0^t F_L dt \quad (3.39)$$

Thay (3.39) vào (3.36) ta được :

$$Q_I = \frac{P}{R_L} + C \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{A_P^2}{m} \int_0^t P \cdot dt - \frac{A_P}{m} \int_0^t F_L dt \quad (3.40)$$

Do Q_I là hằng số nên $\frac{dQ_I}{dt} = 0$:

$$\frac{dQ_I}{dt} = \frac{1}{R_L} \frac{dP}{dt} + C \cdot \frac{d^2P}{dt^2} + \frac{A_P^2}{m} \cdot P - \frac{A_P}{m} \cdot F_L = 0 \quad (3.41)$$

Mặt khác $P(t) = P_s + P_0 \cdot e^{S \cdot t}$ nên :

$$\frac{dP}{dt} = S \cdot e^{S \cdot t} \cdot P_0 \text{ và } \frac{d^2P}{dt^2} = S^2 \cdot e^{S \cdot t} \cdot P_0 \quad (3.42)$$

Thay (3.42) vào (3.41) :

$$S \cdot \frac{P_0}{R_L} \cdot e^{S \cdot t} + S^2 \cdot C \cdot P_0 \cdot e^{S \cdot t} + \frac{A_P^2}{m} \cdot P_s + \frac{A_P^2}{m} \cdot P_0 \cdot e^{S \cdot t} - \frac{A_P}{m} \cdot F_L = 0 \quad (3.43)$$

Theo tính chất của phương trình vi phân tuyến tính thì (3.43) có thể tách ra thành hai phương trình sau :

$$\frac{A_P^2}{m} \cdot P_s - \frac{A_P}{m} \cdot F_L = 0 \quad (3.44)$$

$$\text{và : } \left[\frac{S}{R_L} + S^2 \cdot C + \frac{A_P^2}{m} \right] \cdot P_0 \cdot e^{S \cdot t} = 0 \quad (3.45)$$

Từ (3.44) ta rút ra được áp suất ở trạng thái ổn định là :

$$P_s = \frac{F_L}{A_P} \quad (3.46)$$

Công thức (3.45) có $P_0 \neq 0$ và $e^{S \cdot t} \neq 0$ nên

$$\frac{S}{R_L} + S^2 \cdot C + \frac{A_P^2}{m} = 0$$

$$\text{hay : } S^2 + \frac{1}{R_L \cdot C} \cdot S + \frac{A_P^2}{m \cdot C} = 0 \quad (3.47)$$

Phương trình (3.47) là phương trình bậc hai của S nên nghiệm của nó là :

$$S = -\frac{1}{2 \cdot R_L \cdot C} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{R_L^2 \cdot C^2} - \frac{4A_P^2}{m \cdot C}} \quad (3.48)$$

và có ba khả năng sau đây có thể xảy ra :

1. Khả năng thứ nhất : Đại lượng S có hai nghiệm thực không trùng nhau khi

$$\frac{1}{R_L^2.C^2} > \frac{4A_P^2}{m.C} \quad (3.49)$$

và nếu đặt $S_1 = -\frac{1}{\tau_1}$ và $S_2 = -\frac{1}{\tau_2}$ là :

$$\frac{1}{\tau_1} = -\frac{1}{2.R_L.C} - \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{R_L^2.C^2} - \frac{4A_P^2}{m.C}} \quad (3.50)$$

$$\frac{1}{\tau_2} = -\frac{1}{2.R_L.C} + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{R_L^2.C^2} - \frac{4A_P^2}{m.C}} \quad (3.51)$$

Thay S_1 và S_2 vào $P(t) = P_s + P_0.e^{S.t}$ ta được

$$P(t) = P_s + P_{01}.e^{-t/\tau_1} + P_{02}.e^{-t/\tau_2} \quad (3.52)$$

P_{01} và P_{02} xác định theo điều kiện đầu.

2. Khả năng thứ hai : S có hai nghiệm kép là :

$$S_1 = S_2 = -\frac{1}{\tau} = \frac{1}{2R_L.C} \quad (3.53)$$

nên : $P(t) = P_s + (P_{01} + P_{02}).e^{-t/\tau} \quad (3.54)$

Đây là trường hợp áp suất tắt dần tới hạn, điều này không phù hợp với thực tế.

3. Khả năng thứ ba : S có hai nghiệm phức, phần thực bằng nhau, phần ảo bằng nhau về độ lớn và ngược nhau về dấu.

$$S_1 = -\alpha + j\beta \quad (3.55)$$

$$S_2 = -\alpha - j\beta$$

với $\alpha = \frac{1}{2.R_L.C}$, $\beta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{4.A_P^2}{m.C} - \frac{1}{R_L^2.C^2}}$, $\left(\frac{1}{R_L^2.C^2} < \frac{4.A_P^2}{m.C} \right) \quad (3.56)$

Áp suất $P(t)$ được xác định theo công thức sau :

$$P(t) = P_s + P_{01}.e^{-\alpha t}.e^{j\beta t} + P_{02}.e^{-\alpha t}.e^{j\beta t} \quad (3.57)$$

Khi có nghiệm phức hệ sẽ dao động tắt dần. Đây là trường hợp thường gặp trong thực tế.

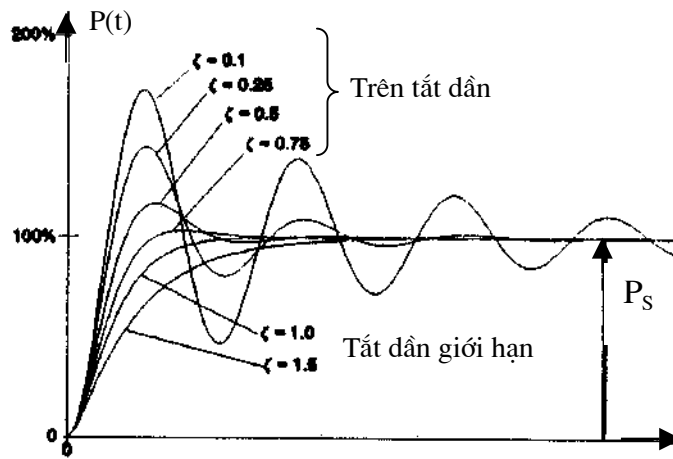
Theo lý thuyết của Euler thì các hàm mũ phức có thể chuyển sang hàm sin hoặc cos như sau :

$$P(t) = P_s + A.e^{-\alpha t}.\cos \beta t + B.e^{-\alpha t}.\sin \beta t \quad (3.58)$$

hay : $P(t) = P_s + \sqrt{A^2 + B^2}.e^{-\alpha t}.\cos(\beta t + \Phi) \quad (3.59)$

với : $\Phi = \arctg \frac{B}{A}$; $\left(\Phi = \text{tg}^{-1} \frac{B}{A} \right)$

Hình 3.8 trình bày đặc tính $P(t)$ dao động tắt dần, trên tắt dần và tắt dần tới hạn.



Hình 3.8. Đặc tính áp suất $P(t)$ của hệ thủy lực ở hình 4.7a

3.4.2. Khi xét đến các yếu tố là khối lượng chuyển động, độ đàn hồi của dầu, tổn thất lưu lượng và ma sát nhớt

Bài toán này đề cập đến cả hai yếu tố tắt dần là tổn thất lưu lượng và ma sát nhớt. Mô hình khảo sát của bài toán này tương tự như ở hình 3.7a.

Phương trình cân bằng lưu lượng và phương trình cân bằng lực là :

$$Q_I = \frac{P}{R_L} + C \cdot \frac{dp}{dt} + v \cdot A_P \quad (3.60)$$

$$P \cdot A_P - f \cdot v - F_L = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.61)$$

trong đó : $f \cdot v = F_{ms}$ là lực ma sát nhớt;
 f là hệ số ma sát nhớt.

Lấy đạo hàm $\frac{dQ_I}{dt} = 0$ của phương trình (3.60) :

$$\frac{1}{R_L} \cdot \frac{dp}{dt} + C \cdot \frac{d^2p}{dt^2} + A_P \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (3.62)$$

Suy ra :
$$\frac{dv}{dt} = -\frac{1}{R_L \cdot A_P} \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{C}{A_P} \cdot \frac{d^2p}{dt^2} \quad (3.63)$$

Thay (3.63) và (3.60) vào công thức (3.61) ta có :

$$P.A_p - f \left(\frac{Q_I}{A_p} - \frac{P}{R_L.A_p} - \frac{C}{A_p} \cdot \frac{dp}{dt} \right) - F_L = m \cdot \left(-\frac{1}{R_L.A_p} \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{C}{A_p} \cdot \frac{d^2p}{dt^2} \right) \quad (3.64)$$

Biến đổi (3.64) như sau :

$$\frac{m.C}{A_p} \cdot \frac{d^2p}{dt^2} + \left(\frac{C.f}{A_p} + \frac{m}{R_L.A_p} \right) \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{f}{R_L.A_p} + A_p \right) \cdot p = F_L + \frac{f.Q_I}{A_p} \quad (3.65)$$

$$\text{hay : } \frac{d^2p}{dt^2} + \left(\frac{f}{m} + \frac{1}{R_L.C} \right) \cdot \frac{dp}{dt} + \left(\frac{f}{m.R_L.C} + \frac{A_p^2}{m.C} \right) \cdot p = \frac{F_L.A_p}{m.C} + \frac{f.Q_I}{m.C} \quad (3.66)$$

Tương tự như mục 3.4.1 lấy đạo hàm bậc nhất và bậc hai của $P(t) = P_s + P_0.e^{S.t}$ thay vào (3.66), sau đó thiết lập hai phương trình độc lập có các số hạng không đổi cân bằng nhau và các số hạng thay đổi theo thời gian cân bằng nhau, kết quả ta có :

$$P_s = \frac{f.Q_I + F_L.A_p}{\frac{f}{R_L} + A_p^2} \quad (3.67)$$

$$\text{và : } S^2 + \left(\frac{f}{m} + \frac{1}{R_L.C} \right) \cdot S + \left(\frac{f}{m.R_L.C} + \frac{A_p^2}{m.C} \right) = 0 \quad (3.68)$$

Các hệ số của phương trình (3.68) đồng thời tồn tại các yếu tố như m , A_p , C , R_L và f . Đây là bài toán tổng hợp đồng thời xét đến cả ba yếu tố là độ đàn hồi của dầu, sự rò dầu và tổn thất năng lượng do ma sát nhớt. Tùy theo mức độ ảnh hưởng của các yếu tố trong từng bài toán cụ thể mà có thể bỏ qua yếu tố này hoặc yếu tố khác.

Lập luận để giải bài toán (3.68) tương tự như đã giới thiệu ở mục 3.4.1.

Nếu bỏ yếu tố ma sát (f) ở công thức (3.67) và (3.68) thì sẽ giống công thức (3.66) và (3.67).

Công thức xác định P_s ở trạng thái ổn định rút ra từ bài toán tổng quát (3.46) và (3.67) hoàn toàn tương tự như khi thiết lập phương trình cân bằng lực của pittông ở trạng thái cân bằng tĩnh.

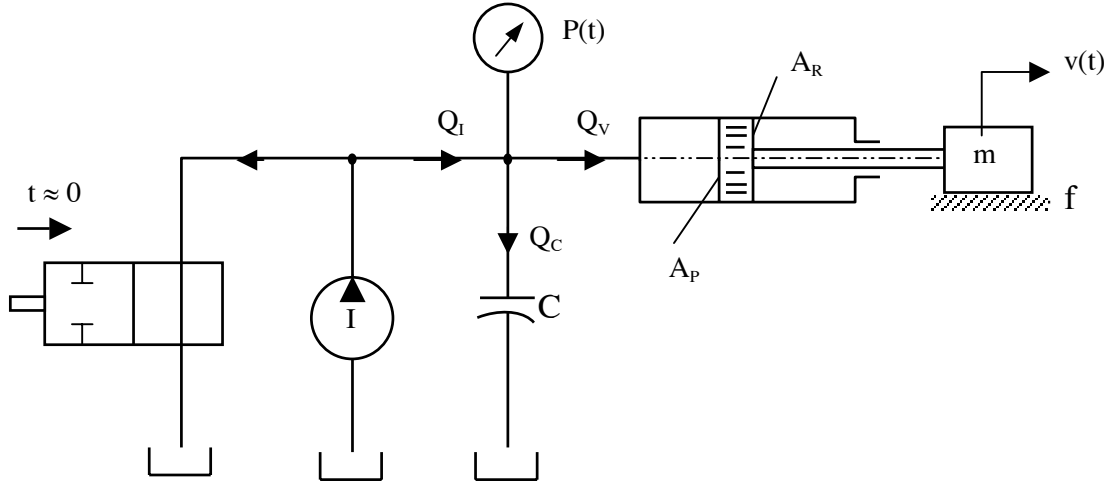
3.5. ĐẶC TÍNH VẬN TỐC CỦA PITTÔNG KHI XÉT ĐẾN CÁC YẾU TỐ LÀ KHỐI LƯỢNG CHUYỂN ĐỘNG, ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA DẦU, MA SÁT NHỚT VÀ KHÔNG TÍNH ĐẾN SỰ RÒ DẦU

Nếu không tính đến sự rò dầu thì mô hình khảo sát sẽ là hình 3.9. Trong đó, bơm có lưu lượng lý tưởng là Q_I , hệ không có tổn thất lưu lượng, chỉ xét đến các yếu tố là độ đàn hồi của dầu và ma sát nhớt của bộ phận chuyển động có khối lượng m .

Khi đóng van ($t \approx 0$), phương trình cân bằng lưu lượng và phương trình cân bằng lực như sau :

$$Q_I = C \cdot \frac{dp}{dt} + A_P \cdot v \quad (3.69)$$

$$P \cdot A_P - f \cdot v = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.70)$$



Hình 3.9. Mô hình khảo sát đặc tính vận tốc của pittông khi không tính đến tổn thất lưu lượng

Rút $\frac{dp}{dt}$ từ công thức (3.69) rồi thay vào công thức (3.70) ta có :

$$\frac{dp}{dt} \cdot A_P - f \cdot \frac{dv}{dt} = m \cdot \frac{d^2v}{dt^2} \quad (3.71)$$

$$\left(\frac{Q_I}{C} - \frac{A_P}{C} \cdot v \right) \cdot A_P - f \frac{dv}{dt} = m \cdot \frac{d^2v}{dt^2} \quad (3.72)$$

hay :

$$\frac{d^2v}{dt^2} + \frac{f}{m} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{A_P^2}{m \cdot C} \cdot v = \frac{A_P}{m \cdot C} \cdot Q_I \quad (3.73)$$

Nghiệm của phương trình vi phân bậc hai (3.73) theo $v(t)$ sẽ có dạng hàm mũ $v(t) = v_s + v_0 \cdot e^{s \cdot t}$ như đã giới thiệu ở mục 3.3. Với :

$$\frac{dv}{dt} = S \cdot v_0 \cdot e^{s \cdot t} \text{ và } \frac{d^2v}{dt^2} = S^2 \cdot v_0 \cdot e^{s \cdot t}$$

thì (3.73) có thể viết lại là :

$$S^2 \cdot v_0 \cdot e^{s \cdot t} + S \cdot v_0 \cdot \frac{f}{m} \cdot e^{s \cdot t} + \frac{A_P^2}{m \cdot C} \cdot v_s + \frac{A_P^2}{m \cdot C} \cdot v_0 \cdot e^{s \cdot t} = \frac{A_P}{m \cdot C} \cdot Q_I \quad (3.74)$$

Phương trình (3.74) có thể tách thành hai phương trình độc lập (theo tính chất của phương trình vi phân tuyến tính). Các số hạng không đổi bằng nhau và các số hạng phụ thuộc thời gian bằng nhau, nghĩa là :

$$\frac{A_p^2}{m.C} \cdot v_s = \frac{A_p}{m.C} \cdot Q_I \quad (3.75)$$

và :

$$\left(S^2 + \frac{f}{m} \cdot S + \frac{A_p^2}{m.C} \right) \cdot v_0 \cdot e^{st} = 0 \quad (3.76)$$

Từ (3.75) rút ra được vận tốc ở trạng thái ổn định là :

$$v_s = \frac{Q_I}{A_p} \quad (3.77)$$

Công thức (3.77) hoàn toàn phù hợp với giả thuyết ban đầu là hệ không có tổn thất lưu lượng. Toàn bộ lưu lượng của bơm Q_I ở trạng thái ổn định chỉ để đẩy pittông chuyển động. Phương trình (3.76) có các số hạng phụ thuộc theo thời gian và có $e^{st} \neq 0$; vận tốc ban đầu (ở thời điểm $t = 0$) là $v_0 = 0$. Tuy nhiên ở đây ta quan tâm đến

trường hợp :

$$S^2 + \frac{f}{m} \cdot S + \frac{A_p^2}{m.C} = 0 \quad (3.78)$$

Phương trình (3.78) có dạng như phương trình (3.77) khi chỉ xét đến lưu lượng mà không tính đến ma sát nhớt. Nghiệm của (3.78) cũng được lý luận như mục 3.4.

3.6. TẦN SỐ DAO ĐỘNG RIÊNG CỦA HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC CHUYỂN ĐỘNG TĨNH TIẾN

Ta thấy các phương trình (3.47) và (3.68) và (3.78) là các phương trình đặc trưng của khâu dao động. Chúng có thể viết dưới dạng sau đây :

$$S^2 + 2\xi \cdot \omega_n \cdot S + \omega_n^2 = 0 \quad (3.79)$$

trong đó : ξ – hệ số tắt dần;

ω_n – tần số dao động riêng (rad/s).

Nếu so sánh (3.79) với (3.47), (3.68) và (3.78) thì có thể tìm được tần số riêng ω_n và hệ số tắt dần ξ của các hệ đó.

Ví dụ với phương trình (3.68) ta có tần số riêng ω_n và hệ số tắt dần như sau :

$$\omega_n^2 = \frac{f}{m.C.R_L} + \frac{A_p^2}{m.C} \quad (3.80)$$

hay :

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m} \left(\frac{f}{C.R_L} + \frac{A_p^2}{C} \right)} = \sqrt{\frac{C_H}{m}} \quad (3.81)$$

hoặc :
$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \text{ (Hz)} \quad (3.82)$$

trong đó :
$$C_H = \frac{f}{C.R_L} + \frac{A_p^2}{C} \quad (3.83)$$

C_H được gọi là độ cứng thủy lực.

$$2.\xi.\omega_n = \frac{f}{m} + \frac{1}{R_L.C}$$

hay :
$$\xi = \frac{1}{2.\omega_n} \cdot \left[\frac{f}{m} + \frac{1}{R_L.C} \right] \quad (3.84)$$

Trong đa số các trường hợp hệ số ma sát f nhỏ hơn nhiều so với hệ số cản rò dầu R_L nên gần đúng lấy :
$$C_H \approx \frac{A_p^2}{C} = \frac{B.A_p^2}{V} \quad (3.85)$$

và :
$$f_n \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{B.A_p^2}{V} \cdot \frac{1}{m}} \quad (3.86)$$

Các bài toán ở các mục 3.4; 3.5 và 3.6 chỉ xét cho trường hợp pittông chỉ làm việc một chiều và chỉ một buồng dầu có áp suất, thực tế hầu hết các xy lanh trong công nghiệp làm việc hai chiều và hai buồng dầu đều có áp suất. Đồng thời khi pittông thay đổi, thể tích hai buồng dầu thay đổi nên độ cứng thủy lực sẽ thay đổi, điều đó dẫn đến tần số riêng của hệ cũng thay đổi.

Theo (3.86), muốn f_n min thì C_H phải là max. Quan hệ giữa f_n với vị trí di chuyển của pittông sẽ được trình bày kỹ ở chương khác.

Mục đích của thiết kế là hệ thống phải có kết cấu hợp lý. Chọn các giá trị R_L và f hợp lý là một việc rất cần thiết nhưng cũng thực sự khó khăn nên cần được nghiên cứu thêm. Tuy nhiên có thể đánh giá hoặc xác định chúng thông qua hệ số tắt dần ξ .

Bằng thực nghiệm người ta xác định được ξ thay đổi trong khoảng $0,03 \div 0,15$ và có thể tóm tắt ứng dụng như sau :

$\xi = 0,03 \div 0,05$: Đối với các bạc, bộ phận dẫn hướng có độ chịu mài mòn cao và ma sát cực nhỏ.

$\xi = 0,05 \div 0,08$: Đối với các bộ phận dẫn hướng được bôi trơn tốt và ma sát nhỏ.

$\xi = 0,08 \div 0,11$: Đối với các bộ phận được bôi trơn và ma sát ở mức trung bình.

$\xi = 0,11 \div 0,15$: Đối với tải lớn, ma sát lớn và bôi trơn kém.

Chương 4

VẤN ĐỀ SAI SỐ VỊ TRÍ VÀ HÀM TRUYỀN CỦA MỘT SỐ MẠCH ĐIỀU KHIỂN HỆ THỦY LỰC

4.1. CÁC KHÁI NIỆM VỀ ĐIỀU KHIỂN HỆ HỞ VÀ HỆ KÍN

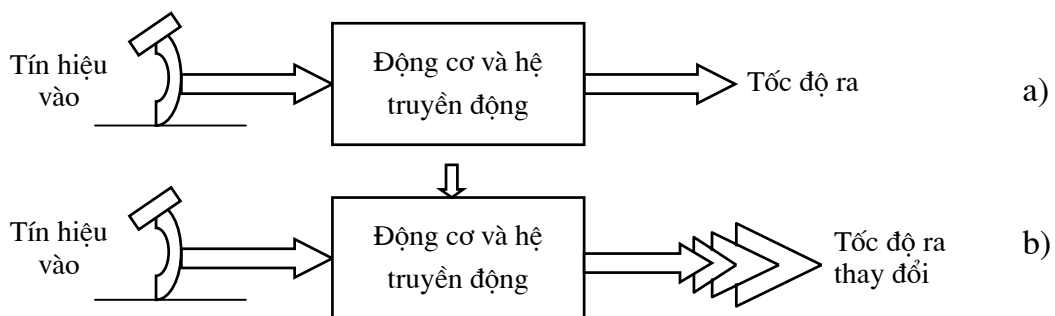
Điều khiển tự động nói chung và hệ điều khiển tự động thủy lực nói riêng đã được trình bày trong giáo trình "Điều khiển tự động trong lĩnh vực cơ khí" hoặc có đề cập ở các chương trước.

Chương này sẽ giới thiệu thêm một số vấn đề cơ bản về điều khiển tự động thủy lực mà các sách, tài liệu khác chưa đề cập đến.

Trước hết hãy phân biệt khái niệm mạch điều khiển hở và mạch điều khiển kín.

4.1.1. Hệ điều khiển mạch hở

Ví dụ khi điều khiển vận tốc của một chiếc xe chuyển động trên đường thì tín hiệu điều khiển là tác động của chân vào bàn đạp (chân ga). Tín hiệu ra là tốc độ của xe, sự thay đổi tốc độ chuyển động của xe phụ thuộc vào sự thay đổi của tiết lưu nhiên liệu, tức là sự thay đổi của bàn đạp ga (hình 4.1a).



Hình 4.1. Sơ đồ hệ hở về điều khiển tốc độ của xe trên đường

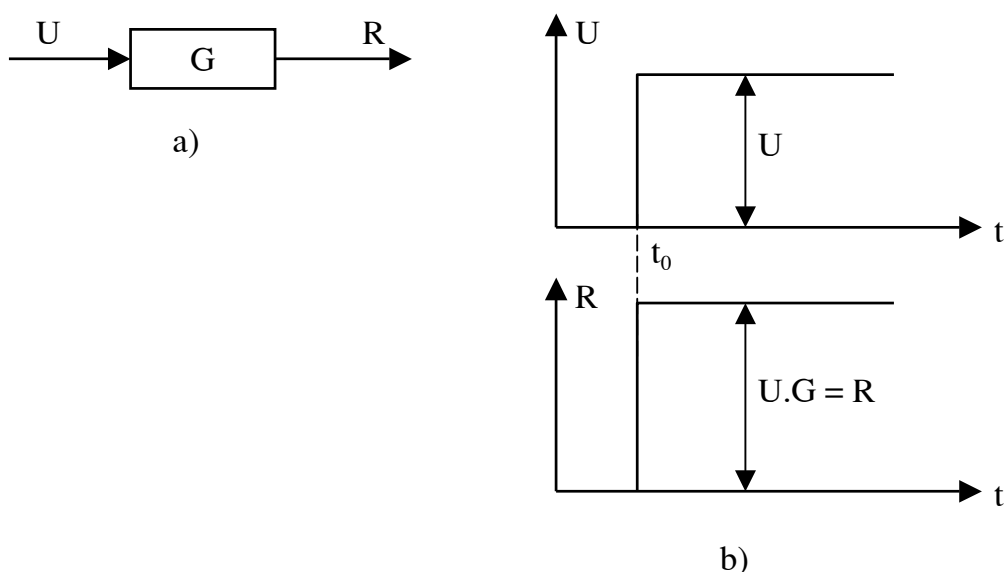
a- Sơ đồ khi không tính đến các yếu tố ảnh hưởng;

b- Sơ đồ mô phỏng khi tính đến điều kiện làm việc thực tế.

Thực tế có rất nhiều yếu tố khác ảnh hưởng đến tốc độ của xe như : tải trọng, sức cản của gió, chất lượng mặt đường.v.v. (hình 4.1b). Các hệ thống tương tự như trên được gọi là hệ hở. Trong hệ truyền động thủy lực, hệ hở sử dụng trong các trường hợp không yêu cầu chính xác cao về tín hiệu ra. Ví dụ để thay đổi tốc độ quay của động cơ dầu người ta có thể sử dụng điều khiển bằng tiết lưu. Tuy nhiên mối liên hệ giữa lượng mở của van tiết lưu và tốc độ quay của động cơ dầu sẽ không chặt chẽ do các yếu tố

ảnh hưởng khác như sự thay đổi của tải trọng hoặc áp suất dầu trong hệ thống, sự thay đổi độ nhớt của dầu trong quá trình làm việc, sự rò dầu.v.v.

Hình 4.2a là sơ đồ khối ký hiệu hệ hở, về đặc tính điều khiển ta thấy, nếu tín hiệu vào là sóng chữ nhật U và tức thời thì tín hiệu ra R cũng sẽ tức thời nếu G là hằng số (hình 4.2b), nghĩa là G nhận tín hiệu U cho ra tín hiệu R không có sự chậm trễ. Tại thời điểm t_0 ngay lập tức đạt được giá trị điều khiển $R = G.U$. Rõ ràng trong trường hợp này tín hiệu ra R đã lặp lại tín hiệu vào U theo một giá trị khuếch đại G và khả năng lặp lại liên quan đến độ tin cậy và độ chính xác của hệ.



Hình 4.2. Đáp ứng lý thuyết của hệ hở

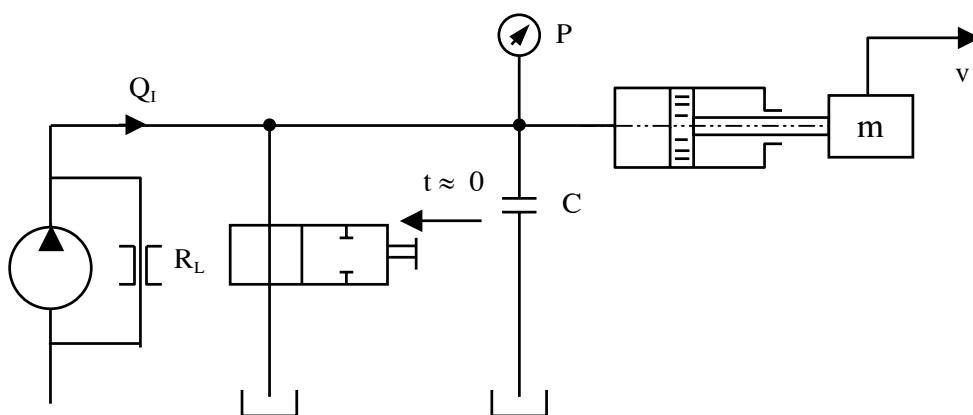
a- Sơ đồ khối ký hiệu hệ hở;

b- Đáp ứng lý thuyết khi tín hiệu vào là sóng chữ nhật.

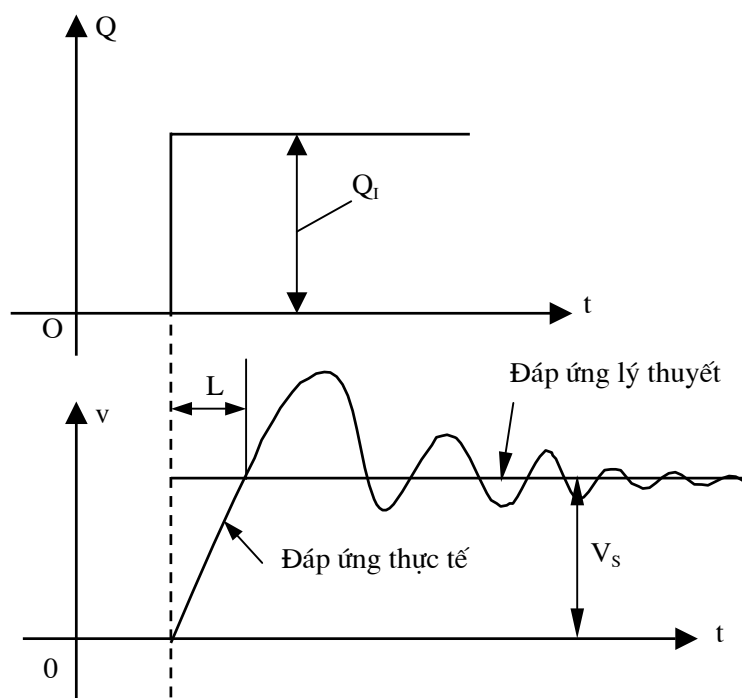
Trong thực tế không có một hệ thống vật lý nào có thể có được đáp ứng ngay lập tức. Tất cả các phần tử vật lý, cơ cấu hay thiết bị nói chung đều có quá trình động lực học ở thời điểm đặt tín hiệu và gây ra sự chậm trễ về thời gian đáp ứng. Có thể hiểu rằng thời gian này là thời gian nạp các yếu tố dự trữ năng lượng như khi hệ thủy lực có dung tích, áp suất dầu không thể tăng ngay lập tức hoặc vật có khối lượng không thể chuyển động ngay mà có quán tính của nó.v.v. Bài toán nghiên cứu động lực học của hệ chuyển động thẳng đã được giới thiệu ở chương 3, ở đây chỉ xét hệ ở mức độ tổng quát hơn.

Cho mạch thủy lực như ở hình 4.3a nếu van có khả năng tác động tức thời ($t \approx 0$) tức là ngay lập tức đạt giá trị điều khiển theo đặc tính lý thuyết. Thực tế để đạt được giá trị điều khiển thì hệ cần có thời gian để thực hiện quá trình quá độ, quá trình đó thể hiện ở hình 4.3b.

Yếu tố dự trữ năng lượng ở hình 4.3a là khối lượng quán tính m và dung tích chứa dầu đàn hồi có hệ số tích lũy đàn hồi C .



a)



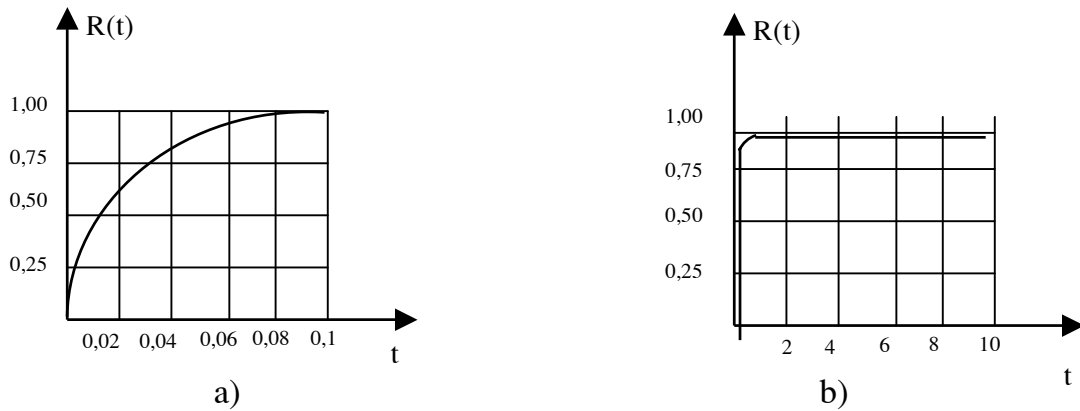
b)

Hình 4.3. Quá trình động lực học của hệ hở

a- Sơ đồ mạch thủy lực; b- Đáp ứng vận tốc của hệ.

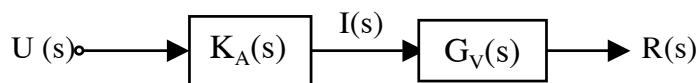
Tuy nhiên trong thực tế thời gian đáp ứng là rất nhỏ so với chu kỳ thực hiện thí nghiệm hoặc chu kỳ làm việc của thiết bị nên trong một chừng mực nhất định có thể coi đáp ứng của hệ là tức thời.

Hình 4.4 thể hiện đặc tính về đáp ứng thủy lực, thời gian đáp ứng là 0,1 giây (hình4.4a) trong khi đó chu kỳ nghiên cứu là 10 giây (hình4.4b).



Hình 4.4. Ví dụ về thời gian đáp ứng của hệ truyền động thủy lực

Để điều khiển lưu lượng hoặc áp suất cung cấp cho bộ truyền tải (xylanh hoặc động cơ dầu) người ta sử dụng van điện thủy lực có sơ đồ khối như ở hình 4.5.



Hình 4.5. Sơ đồ khối mạch điều khiển của van điện, thủy lực

Trong sơ đồ trên hình 4.5, $K_A(s)$ là hàm truyền của bộ khuếch đại và $G_V(s)$ là hàm truyền của van. Nếu bộ khuếch đại có hàm truyền là một khâu khuếch đại K_A thì đáp ứng $I(s)$ là tức thời.

Quan hệ giữa các thông số trong mạch điều khiển trên được viết như sau :

$$I(s) = U(s) \cdot K_A \quad (4.1)$$

$$R(s) = I(s) \cdot G_V(s)$$

hoặc :

$$R(s) = K_A \cdot G_V(s) \cdot U(s) \quad (4.2)$$

hàm truyền :

$$G_{AV}(s) = \frac{R(s)}{U(s)} = A \cdot G_V(s) \quad (4.3)$$

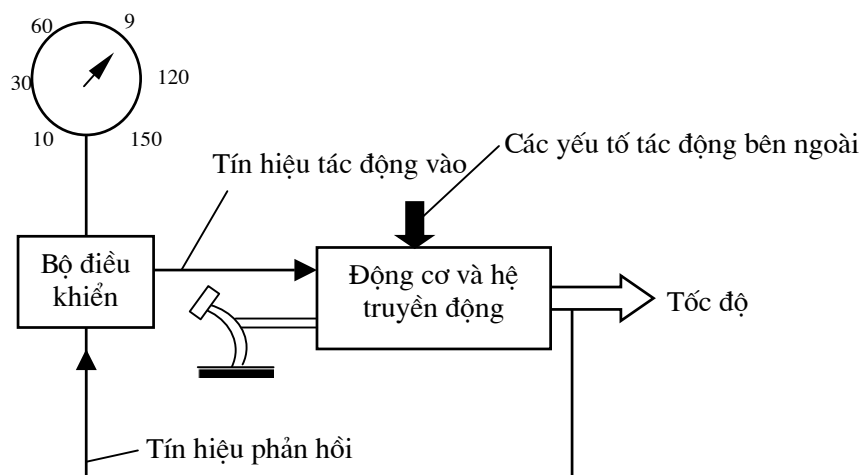
Thực tế thời gian đáp ứng của cụm van điện thủy lực cũng rất nhỏ nên khi cần thiết có thể coi $G_{AV}(s)$ là một khâu khuếch đại, tức $G_{AV} = K_A \cdot G_V$ là hằng số.

4.1.2. Hệ điều khiển mạch kín

Trở lại ví dụ về điều khiển tốc độ của xe ở hình 4.1. Nếu trên bộ phận tiết lưu nhiên liệu chúng ta lắp thêm một thiết bị điều khiển (hình 4.6) thì có thể tự động điều khiển

tốc độ của xe theo tín hiệu ban đầu mà không bị ảnh hưởng bởi các yếu tố tác động khác.

Tín hiệu điều khiển được chuyển qua tín hiệu điện áp, cảm biến tốc độ sẽ chuyển tốc độ thực của xe thành tín hiệu điện áp tương ứng để so sánh với tín hiệu điện áp điều khiển nhằm tự động hiệu chỉnh các sai lệch tốc độ do ảnh hưởng của tác động bên ngoài.

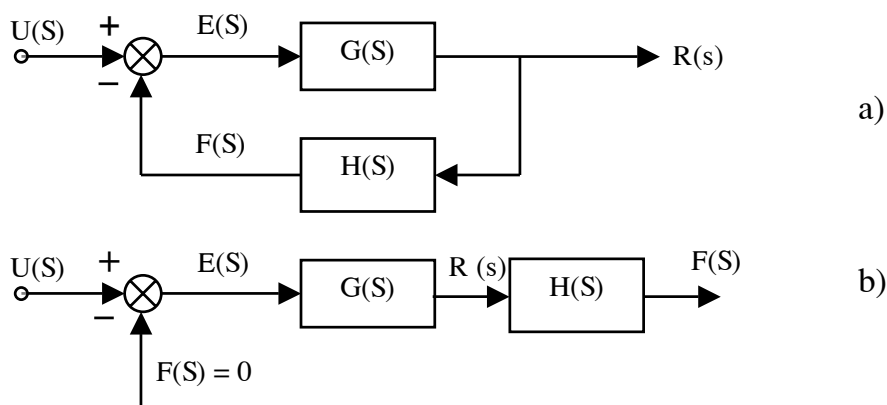


Hình 4.6. Sơ đồ khối hệ kín điều khiển tốc độ của xe

Như vậy hệ kín có khả năng tự động hiệu chỉnh sai số giữa tín hiệu điều khiển và tín hiệu thực thông qua bộ điều khiển, do vậy hệ kín có độ chính xác và chất lượng điều khiển cao.

Trong hệ điều khiển tự động thủy lực, các phần tử điều khiển như van, bộ khuếch đại và các cảm biến đóng vai trò quan trọng.

Hiện nay do chất lượng chế tạo các loại cảm biến cao có khả năng truyền tín hiệu rất nhạy và chính xác, nên thông thường khi nghiên cứu các mạch điều khiển hệ kín người ta giả thiết cảm biến là một khâu khuếch đại. Hệ số khuếch đại của cảm biến thường ký hiệu là K_c hoặc H .



Hình 4.7. Sơ đồ khối của mạch điều khiển hệ kín

a- Sơ đồ chính tắc; b- Sơ đồ khi lấy tín hiệu phản hồi.

Trong sơ đồ khối tổng quát ở hình 4.8, các tín hiệu và hàm truyền thay đổi theo thời gian được biểu diễn dưới biến Laplace S và ta có các quan hệ sau :

$$F(s) = R(s).H(s); \quad E(s) = U(s) - F(s) \quad (4.4)$$

trong đó : $F(s)$ - tín hiệu phản hồi;
 $E(s)$ - tín hiệu sai lệch hay còn gọi là tín hiệu so sánh.

$$E(s) = U(s) - R(s).H(s) \quad (4.5)$$

$$\text{Đáp ứng thực là : } R(s) = E(s).G(s) \quad (4.6)$$

$$R(s) = [U(s) - R(s).H(s)].G(s) = U(s).G(s) - R(s).H(s).G(s) \quad (4.7)$$

$$\text{hay : } R(s) + R(s).H(s).G(s) = U(s).G(s)$$

$$R(s).[1+H(s).G(s)] = U(s).G(s)$$

$$\text{Suy ra : } R(s) = \frac{G(s)}{1+H(s).G(s)}.U(s) \quad (4.8)$$

$$\text{Hàm truyền của hệ kín sẽ là : } \frac{R(s)}{U(s)} = \frac{G(s)}{1+H(s).G(s)} = G_K(s) \quad (4.9)$$

trong đó : $G(s)$ - hàm truyền hệ hở;
 $G_K(s)$ - hàm truyền hệ kín.

$$\text{Theo mô hình mạch hở ở hình 4.7b thì : } \frac{F(s)}{U(s)} = G(s).H(s) \quad (4.10)$$

Tín hiệu phản hồi $F(s)$ còn sử dụng để điều chỉnh các hệ số hiệu chỉnh cũng như hệ số khuếch đại K_A phù hợp với yêu cầu của mạch điều khiển.

Nếu $G(s).H(s) \gg 1$ thì công thức (4.9) có thể lấy là :

$$G_K(s) = \frac{R(s)}{U(s)} = \frac{G(s)}{1+H(s).G(s)} \approx \frac{G(s)}{H(s).G(s)} = \frac{1}{H(s)} \quad (4.11)$$

nghĩa là $G(s).H(s)$ lớn, tức $G(s)$ lớn thì hàm truyền $G_K(s)$ chỉ phụ thuộc vào hàm truyền của bộ cảm biến $H(s)$. Điều này có ý nghĩa khi lựa chọn loại cảm biến, bởi vì độ chính xác của cảm biến sẽ ảnh hưởng rất lớn đến tín hiệu ra. Cũng cần chú ý rằng sai số của tín hiệu ra bao giờ cũng lớn hơn sai số của cảm biến.

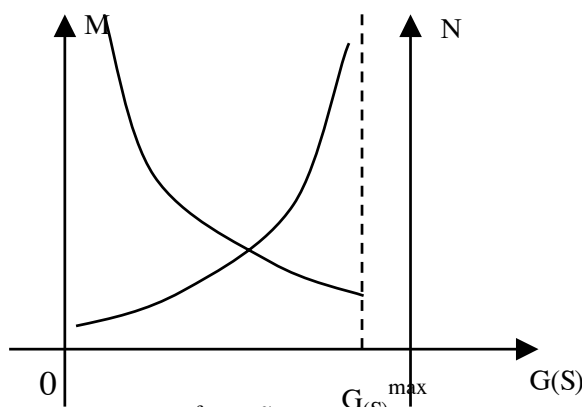
4.2. SAI SỐ VỊ TRÍ CỦA HỆ THỦY LỰC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG

4.2.1. Quan hệ giữa sai số vị trí và độ ổn định của hệ điều khiển

Như đã phân tích ở trên, khi $G(s)$ lớn thì hiệu suất của hệ thống kín phụ thuộc vào hàm truyền khâu phản hồi $H(s)$.

Khi van mở lớn, pittông mang khối lượng chuyển động m sẽ có quán tính lớn. Tín hiệu so sánh $E(s) = U(s) - F(s)$ sẽ giảm dần theo sự cắt ngang dao động của tín hiệu

$F(s)$. Nếu $G(s)$ càng lớn thì biên độ dao động càng lớn và khả năng cắt dao động càng chậm. Tuy nhiên theo (4.11) thì khi $G(s)$ tăng sai số vị trí sẽ giảm.



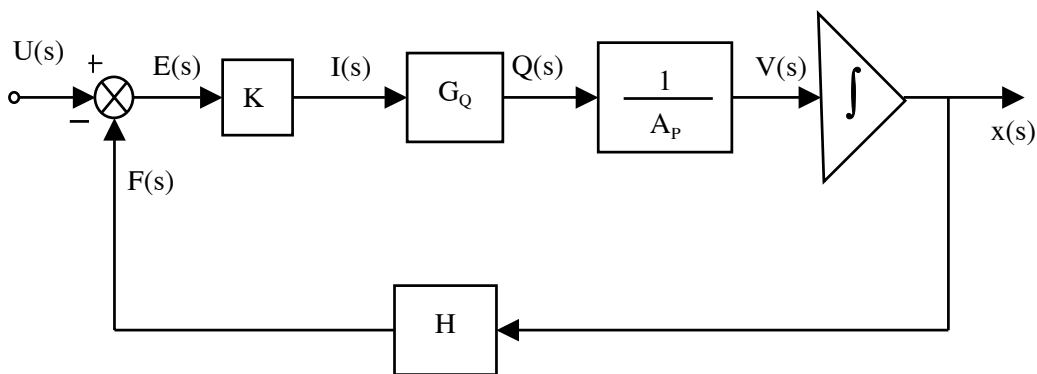
Hình 4.8. Đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa sai số vị trí và độ ổn định với hàm truyền $G(s)$

M- Biểu thị cho sai số vị trí; N- Biểu thị cho mức độ không ổn định;

$G_{(s)}^{\max}$ - Giá trị cho phép của hàm truyền.

Qua nghiên cứu người ta thấy rằng khi $G(s)$ thay đổi thì sai số vị trí và độ không ổn định thay đổi (hình 4.8). Tức là khi hệ số khuếch đại của $G(s)$ tăng thì sai số vị trí giảm nhưng sự mất ổn định tăng, nếu hệ số khuếch đại tăng quá mức thì hệ sẽ có nguy cơ mất ổn định.

4.2.2. Tần số dao động và hằng số thời gian của hệ



Hình 4.9. Sơ đồ khối mạch thủy lực điều khiển vị trí

$U(s)$ - Tín hiệu điện áp vào; $X(s)$ - Tín hiệu ra của mạch điều khiển (tín hiệu vị trí); K - Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại; G_Q - Hệ số khuếch đại lưu lượng của van; H - Hệ số khuếch đại của khâu phản hồi; $1/A_P$ - Hệ số khuếch đại của xylanh; \int - Dấu tích phân biểu thị cho sự chuyển đổi vận tốc $v(s)$ sang vị trí $x(s)$; $I(s)$ - Dòng điều khiển van; $Q(s)$ - Lưu lượng vào xylanh; $v(s)$ - Vận tốc của xylanh; $F(s)$ - Tín hiệu điện áp phản hồi; $E(s)$ - Tín hiệu so sánh.

Các đại lượng K , G_Q , $\frac{1}{A_p}$ và H trên hình 4.9 ở chế độ xác lập là các hằng số.

Vị trí của pittông được xác định theo công thức :

$$x(t) = \int_0^t v(t)dt \Rightarrow x(s) = \frac{1}{s} v(s) \quad (4.12)$$

Ở trạng thái ổn định, quan hệ giữa vận tốc và dòng điện điều khiển xác định là :

$$\frac{v_s}{I_s} = G_{QP} \quad (4.13)$$

trong đó :

V_s - vận tốc của pittông ở trạng thái ổn định;

I_s - dòng điện điều khiển van ở trạng thái ổn định.

Hàm truyền của cụm van - xylanh ở trạng thái ổn định là :

$$G_{QP} = G_Q \cdot \frac{1}{A_p}$$

Hàm truyền hệ kín ở hình 4.9 sẽ là :

$$\frac{x(s)}{U(s)} = G_K(s) = \frac{K \cdot G_{QP}}{s + K \cdot G_{QP} \cdot H} \quad (4.14)$$

trong đó : K , G_{QP} , H là hệ số chuyển đổi của tín hiệu phản hồi và có thứ nguyên là :

$$K \cdot G_{QP} \cdot H \rightarrow \frac{\text{ampe}}{\text{von}} \cdot \frac{\text{cm}}{\text{ampe.giay}} \cdot \frac{\text{von}}{\text{cm}} = \frac{1}{\text{giay}} \quad \left(\frac{1}{s} \right) \quad (4.15)$$

$\frac{1}{s}$ là thứ nguyên tần số.

Như vậy tần số của hệ là : $f_H = \frac{K \cdot G_{QP} \cdot H}{2 \cdot \pi} \text{ (Hz)}$ (4.16)

và : $\tau = \frac{1}{K \cdot G_{QP} \cdot H} \text{ , (s)}$ (4.17)

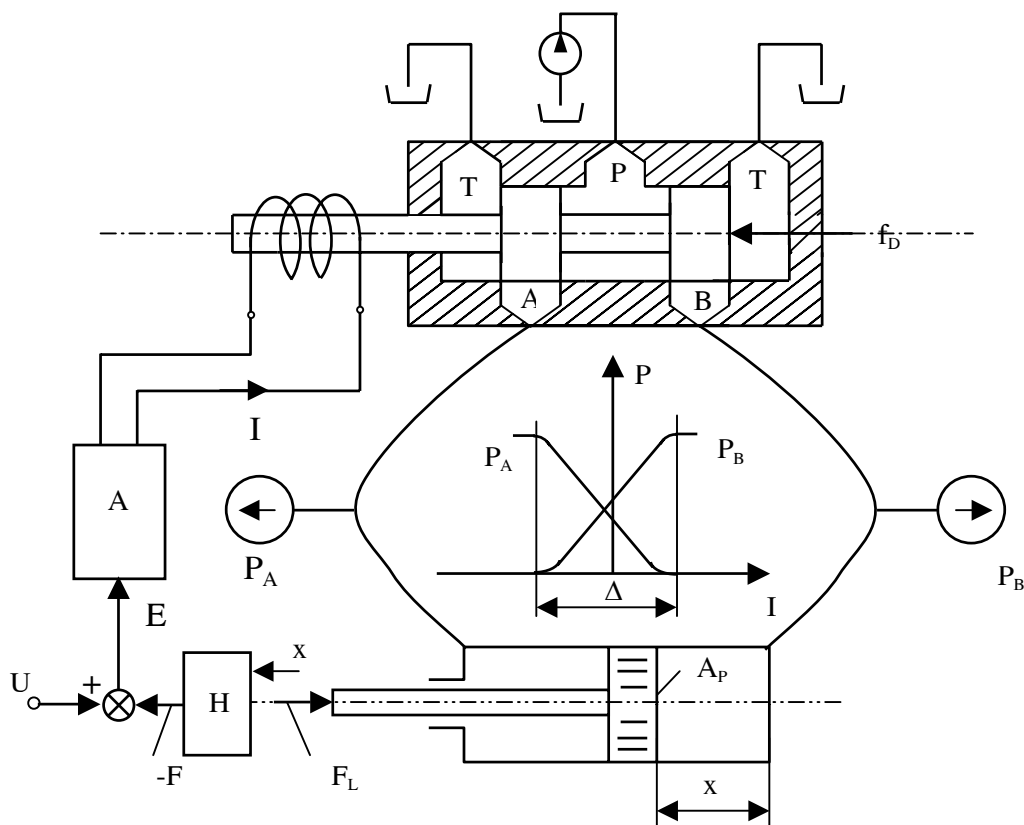
τ là hằng số thời gian.

Theo lý thuyết điều khiển tự động, thời gian đáp ứng của hệ nếu lấy gần đúng sẽ là $T_s \approx 5\tau$. Nên hằng số thời gian τ rất có ý nghĩa trong việc xác định thời gian đáp ứng của hệ. Nếu K tăng, thời gian đáp ứng ngắn, điều này phù hợp với lập luận ở mục 4.2.1.

4.2.3. Sai số vị trí điều khiển

Hình 4.10 là sơ đồ nguyên lý của sơ đồ khối ở hình 4.9, giá trị của vị trí điều khiển x được thiết lập thông qua sự cân bằng lực của pittông- xylanh thủy lực.

Khi bắt đầu làm việc, áp suất P_A và P_B thay đổi theo quy luật như đặc tính trong hình 4.10.



Hình 4.10. Sơ đồ nguyên lý của mạch thủy lực điều khiển vị trí hệ kín

Do quá trình quá độ của pittông-xylanh và con trượt của van mà dòng điện điều khiển van cũng có quá trình quá độ. Dòng điện từ bộ khuếch đại vào van thay đổi ngược lại để khống chế sự dao động của con trượt. Cứ như vậy mà xuất hiện các sai số tín hiệu trong mạch điều khiển.

Ta có các quan hệ sau :

$$\Delta E = \frac{\Delta I}{A} = U - H.x - H.\Delta x = U - H(x + \Delta x) \quad (4.18)$$

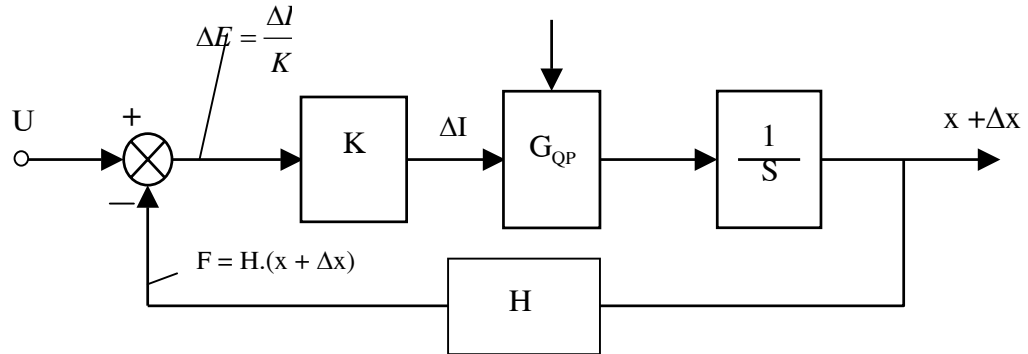
Trong công thức (4.18) thì sai số của các tín hiệu được kí hiệu là :

Δx - sai số của vị trí điều khiển;

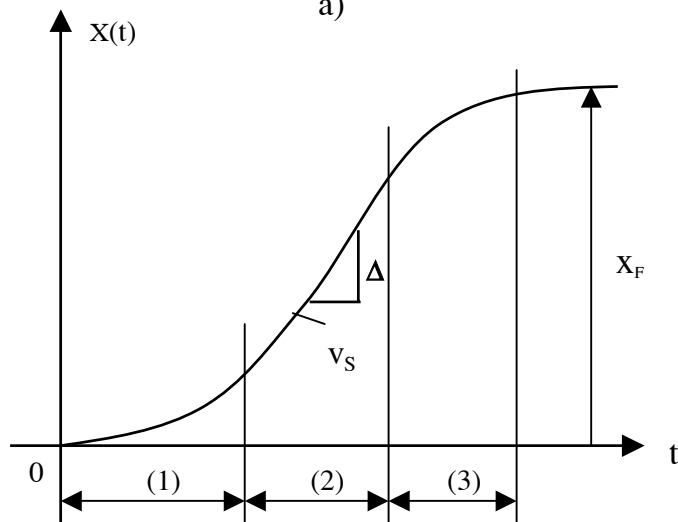
ΔI - sai số của dòng điều khiển van;

ΔE - sai số của tín hiệu so sánh;

$\Delta F = H.\Delta x$ - sai số của tín hiệu phản hồi.



a)



b)

Hình 4.11. Sơ đồ nghiên cứu sai số điều khiển của mạch điều khiển vị trí chuyển động tịnh tiến

a- Sơ đồ khối thể hiện sai số tín hiệu;

b- Đặc tính của vị trí điều khiển.

Công thức (4.18) có các sai số thể hiện trên sơ đồ khối hình 4.11a.

Ta thấy khi bắt đầu khởi động $U - H.x = 0$ nên :

$$\Delta E = \frac{\Delta I}{A} = H.\Delta x$$

hay :
$$\frac{\Delta I}{\Delta x} = H.A \quad (4.19)$$

Công thức (4.19) có ý nghĩa rất quan trọng trong phân tích và thiết kế mạch điều khiển vị trí, là cơ sở để xác định hệ số khuếch đại A phù hợp với yêu cầu của độ chính xác, tức là phù hợp với giá trị cho phép của sai số vị trí Δx .

Ngoài ra nếu thay (4.19) vào (4.16) ta sẽ có :

$$f_H = \frac{\Delta I}{\Delta x} \cdot \frac{G_{QP}}{2\pi} \quad (4.20)$$

Hình 4.11b trình bày đặc tính vị trí của mạch điều khiển pittông-xy lanh thủy lực. Để điều khiển được giá trị x_F thì pittông phải trải qua ba giai đoạn làm việc :

- Giai đoạn (1) và (3) : pittông chuyển động có quán tính.
- Giai đoạn (2) : pittông chuyển động với vận tốc không đổi.

Trong giai đoạn (2) luôn tồn tại dòng ΔI để điều khiển pittông chuyển động với vận tốc không đổi v_s và v_s được xác định theo công thức sau :

$$v_s = G_{QP} \cdot \Delta I \quad (4.21)$$

Tần số dao động của vùng này sẽ là :

$$f_H^{(2)} = \frac{v_s}{2\pi \cdot \Delta x_{(2)}} \quad (4.22)$$

Tần số cộng hưởng f_c của hệ sẽ là giá trị lớn nhất của f_H và $f_H^{(2)}$:

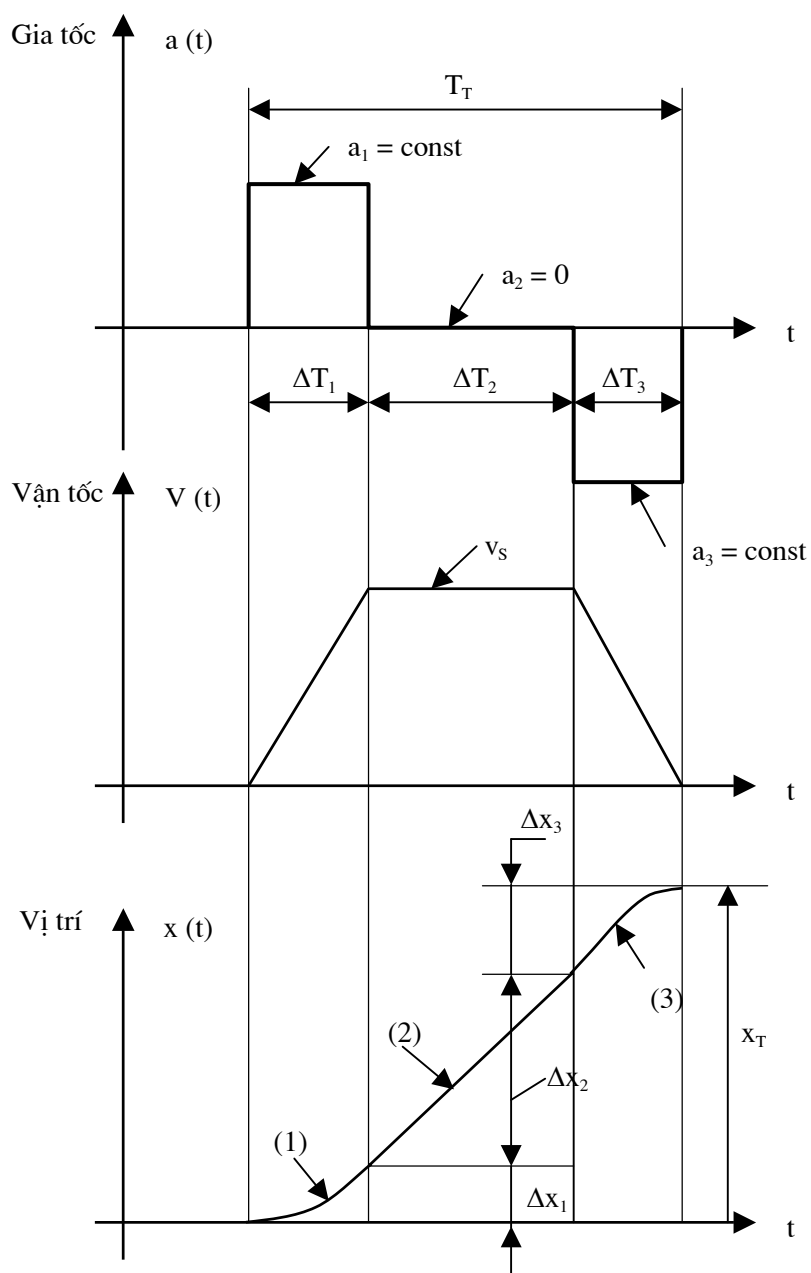
$$f_c = \max\{f_H; f_H^{(2)}\} \quad (4.23)$$

Độ chính xác vị trí liên quan đến nhiều yếu tố, quan hệ giữa chúng rất phức tạp nên cần được nghiên cứu cho từng trường hợp cụ thể. Vấn đề sai số sẽ được trình bày thêm ở mục 7.3.

4.3. QUAN HỆ GIỮA GIA TỐC a , VẬN TỐC v VÀ VỊ TRÍ ĐIỀU KHIỂN x CỦA PITTÔNG-XYLANH THỦY LỰC

4.3.1. Vận tốc chuyển động là sóng hình thang

Khi vận tốc chuyển động là sóng hình thang thì gia tốc ở vùng tăng tốc và giảm tốc bằng hằng số ($a_1 = \text{const}$ và $a_3 = \text{const}$), còn vùng vận tốc không đổi thì gia tốc bằng 0 ($a_2 = 0$). Tương ứng với các vùng trên thì vị trí của x thay đổi theo đường cong parabol ở vùng tăng và giảm tốc, và thay đổi tuyến tính ở vùng vận tốc không đổi v_s (vùng 2).



Hình 4.12. Đồ thị quan hệ giữa gia tốc, vận tốc và vị trí khi vận tốc là sóng hình thang

Thời gian chu kỳ thực hiện chuyển động (T_T) là tổng thời gian của các vùng vận tốc, tức là :

$$T_T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 \quad (4.24)$$

Vận tốc (v) và vị trí (x) xác định theo công thức sau :

$$v = \int_0^t a dt + v_0 \quad ; \quad x = \int_0^t v \cdot dt + x_0 \quad (4.25)$$

trong đó :
a- gia tốc chuyển động;
b- vận tốc chuyển động;
x- vị trí điều khiển;
 x_0 - vị trí điều khiển tại $t = 0$;
 v_0 - vận tốc tại thời điểm $t = 0$.

Khi gia tốc a không thay đổi thì :

$$v = a \int_0^t dt + v_0 = at + v_0 \quad (4.27)$$

$$x = \int_0^t (at + v_0) dt + x_0 = \frac{1}{2} a \cdot t^2 + v_0 t + x_0 \quad (4.28)$$

Từ đó ta có vị trí điều khiển x_T được xác định là :

$$x_T = \frac{1}{2} \Delta T_1 \cdot v_s + \Delta T_2 \cdot v_s + \frac{1}{2} \Delta T_3 \cdot v_s \quad (6.29)$$

hay :

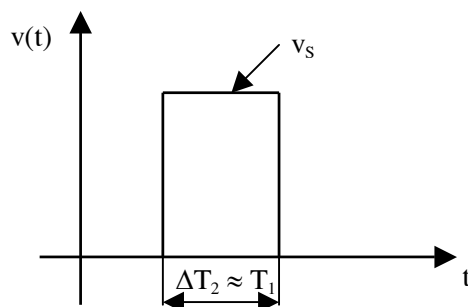
$$v_s = \frac{x_T}{\frac{1}{2} \Delta T_1 + \Delta T_2 + \frac{1}{2} \Delta T_3} \quad (4.30)$$

4.3.2. Vận tốc chuyển động là sóng chữ nhật

Với vận tốc là sóng hình chữ nhật (hình 4.13) thì $\Delta T_1 \approx 0$; $\Delta T_3 \approx 0$ nên $\Delta T_2 \approx T_T$. Đây là trường hợp đặc biệt của sóng hình thang.

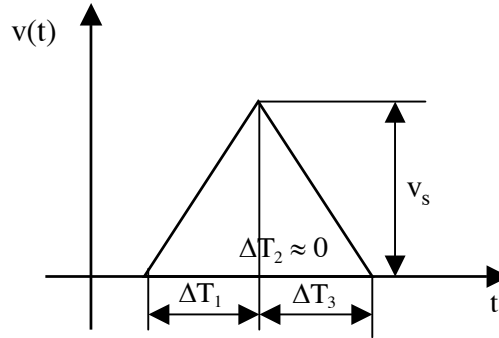
Vị trí điều khiển được xác định là :

$$x_T \approx v_s \cdot \Delta T_2 = v_s \cdot T_T \quad (4.31)$$



Hình 4.13. Đồ thị vận tốc chuyển động là sóng chữ nhật

4.3.3. Vận tốc chuyển động là sóng tam giác



Hình 4.14. Đồ thị vận tốc chuyển động là sóng tam giác

Sóng tam giác (hình 4.14) cũng là trường hợp đặc biệt của sóng hình thang.

$$\text{Khi } \Delta T_2 \approx 0 \text{ thì : } x_1 \approx \frac{1}{2} \cdot v_s \cdot (\Delta T_1 + \Delta T_3) = \frac{1}{2} v_s \cdot T_T \quad (4.32)$$

$$\text{hay : } v_s = \frac{2 \cdot x_T}{T_T} \quad (4.33)$$

4.3.4. Xác định vận tốc v_s đối với sóng hình thang

Trong ba dạng trên thì sóng vận tốc hình thang là tổng quát và thông dụng hơn cả.

Khi biết Δx_1 , Δx_2 , Δx_3 và T_T thì v_s xác định như sau :

$$\text{Ta biết rằng : } T_T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 \quad (4.33)$$

$$\text{mà : } \Delta x_1 = \frac{1}{2} v_s \cdot \Delta T_1; \Delta x_2 = v_s \cdot \Delta T_2; \Delta x_3 = \frac{1}{2} v_s \cdot \Delta T_3$$

$$\text{nên : } T_T = \frac{2\Delta x_1}{v_s} + \frac{\Delta x_2}{v_s} + \frac{2\Delta x_3}{v_s}$$

$$\text{hay : } v_s = \frac{2\Delta x_1 + \Delta x_2 + 2\Delta x_3}{T_T} \quad (4.34)$$

Khi biết T_T , x_T và gia tốc chuyển động thì v_s xác định là :

$$\text{Ta biết : } x_T = \frac{1}{2} v_s \cdot \Delta T_1 + v_s \cdot \Delta T_2 + \frac{1}{2} v_s \cdot \Delta T_3$$

$$\text{mà : } v_s = a_1 \cdot \Delta T_1 \rightarrow \Delta T_1 = \frac{v_s}{a_1}; v_s = a_3 \cdot \Delta T_3 \rightarrow \Delta T_3 = \frac{v_s}{a_3}$$

$$\text{nên : } x_T = \frac{1}{2} \frac{v_s^2}{a_1} + v_s \cdot \Delta T_2 + \frac{1}{2} \frac{v_s^2}{a_3} \quad (4.35)$$

Đồng thời :
$$T_T = \frac{v_s}{a_1} + \Delta T_2 + \frac{v_s}{a_3} \quad (4.36)$$

Nhân cả hai vế phương trình (4.36) với $-v_s$ và cộng với phương trình (4.35) ta được :

$$x_T - v_s \cdot T_T = \frac{1}{2} \frac{v_s^2}{a_1} + \frac{1}{2} \frac{v_s^2}{a_3} \quad (4.37)$$

hay :
$$x_T - v_s T_T + \frac{v_s^2}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) = 0$$

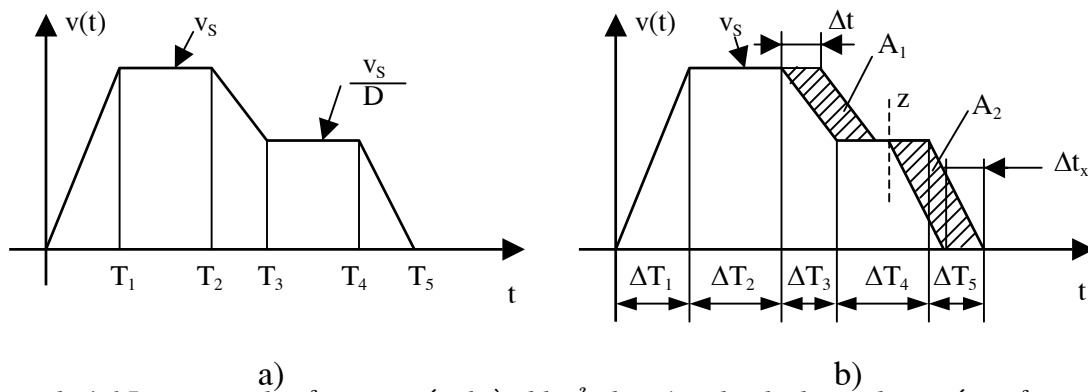
$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) \cdot v_s^2 - v_s T_T + x_T = 0 \quad (4.38)$$

phương trình (4.38) là phương trình bậc 2 của v_s , nghiệm của nó sẽ là :

$$v_s = \frac{T_T \pm \sqrt{T_T^2 - 2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) x_T}}{\left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right)} \quad (4.39)$$

với điều kiện sau :
$$T_T^2 \geq 2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) x_T \quad (4.40)$$

4.4. PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN VỊ TRÍ BẰNG SÓNG HÌNH THANG NHIỀU CẤP



Hình 4.15. Đặc tính của vận tốc điều khiển là sóng hình thang hai cấp giảm tốc
a- Sơ đồ vận tốc điều khiển; b - Sơ đồ vận tốc điều khiển có nền vận tốc cho phép.

Để điều khiển điểm dừng chính xác, người ta cải tiến sóng hình thang thành sóng hình thang nhiều cấp (hình 4.15a).

Theo phương pháp này vị trí x_T được xác định như sau :

$$x_T = \frac{1}{2} \cdot T_1 \cdot v_s + (T_2 - T_1) \cdot v_s + \frac{1}{2} (T_3 - T_2) \left(v_s - \frac{v_s}{D} \right) + (T_3 - T_2) \frac{v_s}{D} + \frac{v_s}{D} (T_4 - T_3) + \frac{1}{2} (T_5 - T_4) \frac{v_s}{D} \quad (4.41)$$

trong đó : x_T - tổng khoảng hành trình điều khiển;

D - hệ số làm chậm.

Các vùng A_1 và A_2 ở hình 4.15b là các nền vận tốc cho phép khi giảm tốc, còn Δt và Δt_x là các khoảng thời gian cho phép để thực hiện giảm tốc. Thông thường : $A_1 = A_2$

hay :
$$\Delta t_x = (D - 1) \cdot \Delta t \quad (4.42)$$

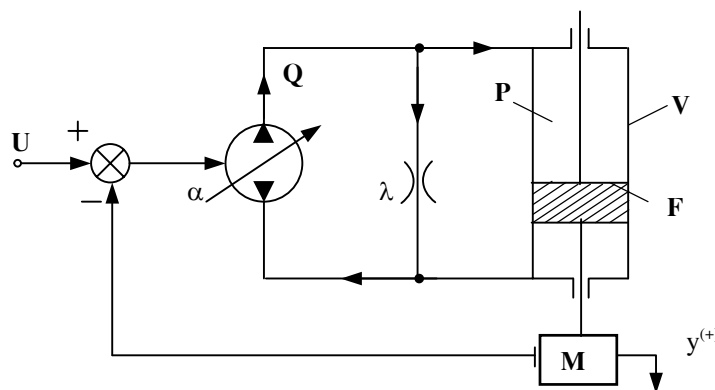
nghĩa là :
$$\Delta t \cdot \left(v_s - \frac{v_s}{D} \right) = \frac{v_s}{D} \cdot \Delta t_x$$

hay :
$$\Delta t_x = (D - 1) \cdot \Delta t \quad (4.43)$$

4.5. HÀM TRUYỀN CỦA MỘT SỐ MẠCH ĐIỀU KHIỂN THỦY LỰC

4.5.1. Hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến điều khiển bằng bơm dầu

Ta có hệ thủy lực chuyển động thẳng được điều khiển bằng bơm dầu như ở hình 4.16.



Hình 4.16. Sơ đồ hệ thủy lực điều khiển vị trí chuyển động thẳng, điều khiển bằng bơm dầu

α - Hệ số điều chỉnh lưu lượng của bơm dầu; x - Đại lượng điều chỉnh lưu lượng của bơm; λ - Hệ số tổn thất lưu lượng trong xy-lanh và đường ống dẫn dầu; p - Áp suất dầu cung cấp của bơm; Q - Lưu lượng cung cấp của bơm; F - Diện tích của pittông; V - Thể tích chứa dầu ở buồng công tác; B - Môđun đàn hồi của dầu; y - Chiều dài dịch chuyển của pittông; M - Khối lượng của bộ phận chuyển động.

Nếu bỏ qua ma sát của các bộ phận chuyển động và coi hệ chỉ có một khối lượng chuyển động thì ta có các phương trình sau :

Phương trình cân bằng lưu lượng :

$$Q = \alpha.x = F.\frac{dy}{dt} + \lambda.p + \frac{V}{2B}.\frac{dp}{dt} \quad (4.44)$$

$$\text{Phương trình cân bằng lực : } F.p = M.\frac{d^2y}{dt^2} \quad (4.45)$$

Chuyển qua phương trình Laplace :

$$Q(s) = \alpha.x(s) = F.s.y(s) + \lambda.p(s) + \frac{V}{2B}.s.p \quad (4.46)$$

$$F.p(s) = M.s^2.y(s) \Leftrightarrow p(s) = \frac{M}{F}.s^2.y(s) \quad (4.47)$$

$$\text{Thay (4.47) vào (4.46) ta có : } Q(s) = \alpha.x(s) = \left[F.s + \frac{\lambda.M}{F}.s^2 + \frac{V.M}{2B.F}.s^3 \right].y(s) \quad (6.48)$$

$$\text{Hàm truyền hệ hở sẽ là : } \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{\alpha}{F} \cdot \frac{1}{\left[1 + \frac{\lambda.M}{F^2}.s + \frac{V.M}{2B.F}.s^2 \right]} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.49)$$

$$\text{Đặt : } K = \frac{\alpha}{F}; \quad \frac{2.Z}{\omega_n} = \frac{\lambda.M}{F^2} \quad \text{và} \quad \omega_n = \sqrt{\frac{2.B.F^2}{V.M}} \quad (4.50)$$

Phương trình (4.49) có dạng :

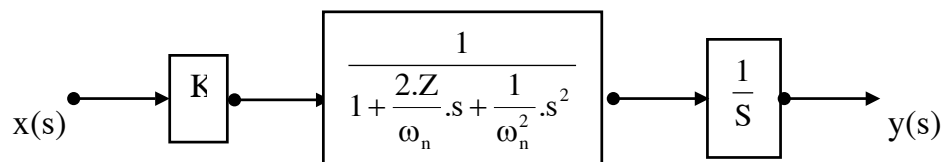
$$\frac{y(s)}{x(s)} = K \cdot \frac{1}{1 + \frac{2.Z}{\omega_n}.s + \frac{1}{\omega_n^2}.s^2} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.51)$$

Công thức (4.51) là mô hình toán của một khâu dao động và một khâu tích phân, trong đó :

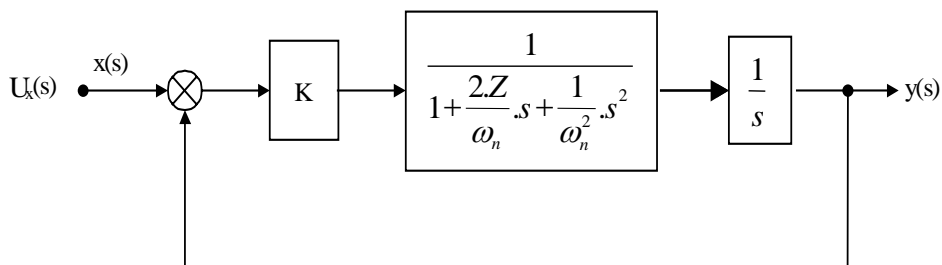
ω - tần số dao động riêng của khâu dao động;

Z - hệ số tắt dần của khâu dao động.

Sơ đồ khối hệ hở của (4.51) và sơ đồ khối của hệ phản hồi đơn vị được thể hiện trên hình 4.17.



a)



b)

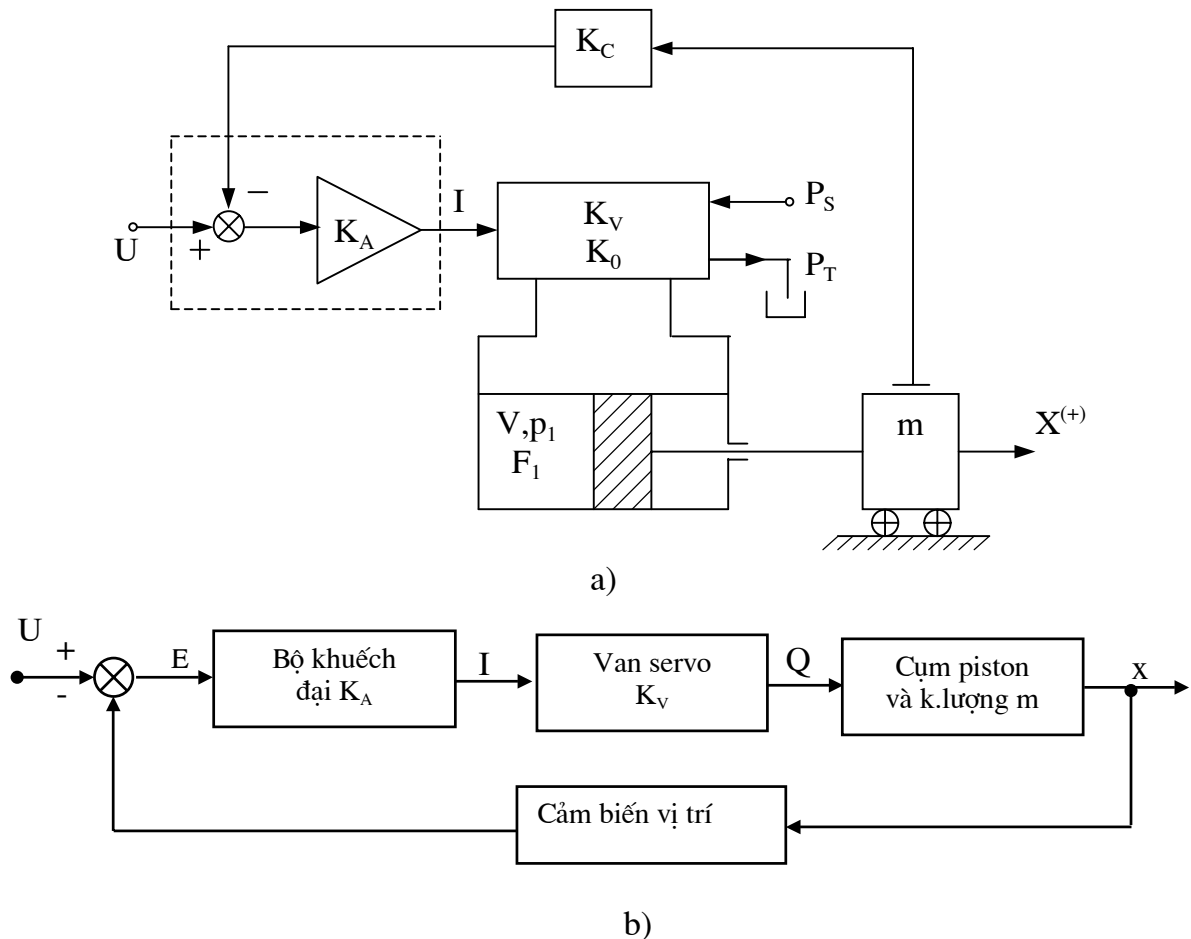
Hình 4.17. Sơ đồ khối của hệ hở (a) và sơ đồ khối của hệ phản hồi đơn vị (b)

Hàm truyền hệ kín :

$$\frac{y(s)}{U(s)} = \frac{K \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2Z}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2}}{1 + K \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2Z}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2}} = \frac{1}{1 + \frac{s}{K} \cdot \left(1 + \frac{2Z}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2\right)} \quad (4.52)$$

4.5.2. Hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến sử dụng phần tử điều khiển là van servo.

Van servo là phần tử điều khiển điện thủy lực có đặc tính điều khiển thủy lực hoàn thiện nhất hiện nay, nhờ phần tử này mà có thể thực hiện được điều khiển vị trí, vận tốc hoặc tải trọng theo yêu cầu của thiết bị. Hình 4.18 là một mô hình điều khiển hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến sử dụng van servo.



Hình 4.18. Sơ đồ mạch điều khiển hệ thủy lực ứng dụng van servo

a - Sơ đồ nguyên lý làm việc; b - Sơ đồ chức năng

M -Khối lượng chuyển động; F_1 -Diện tích của piston; p_1 -Áp suất cung cấp của van; K_A -Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại; K_V -Hệ số khuếch đại của van; K_C - Hệ số khuếch đại của khâu phản hồi; I -Dòng điện điều khiển van servo; x -Hành trình của khối lượng M; U -Điện áp điều khiển; K_0 -Hệ số thoát dầu của van servo.

Nếu bỏ qua biến dạng đàn hồi của dầu trong các buồng làm việc của xylanh và đường ống; không tính đến ảnh hưởng của lực ma sát; van servo và bộ khuếch đại được coi là các khâu khuếch đại. Ta có các phương trình sau :

a- Khi không có phản hồi :

$$\text{- Trường hợp } x > 0 \quad Q_1 = K_v \cdot I - K_o \cdot p_1 = F_1 \cdot \frac{dx}{dt} ;$$

$$F_1 \cdot p_1 = m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} ; E \cdot K_A = I \quad (4.53)$$

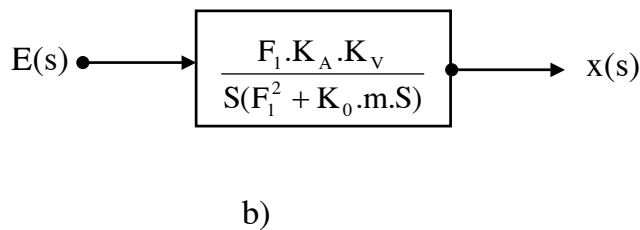
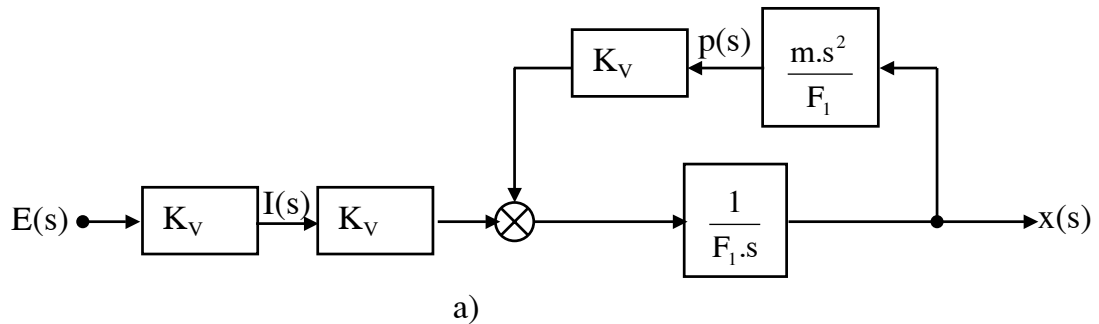
Phương trình Laplace của (4.53) sẽ là :

$$Q_1(s) = K_v \cdot I(s) - K_o \cdot p_1(s) = F_1 \cdot S \cdot x(s) ;$$

$$F_1 \cdot p_1(s) = m \cdot S^2 \cdot x(s) \quad (4.54)$$

$$E(s) \cdot K_A = I(s)$$

Từ (4.54) ta thiết lập được sơ đồ khối như ở hình 4.19 :



Hình 4.19. Sơ đồ khối biến đổi hàm truyền $x(s)/E(s)$

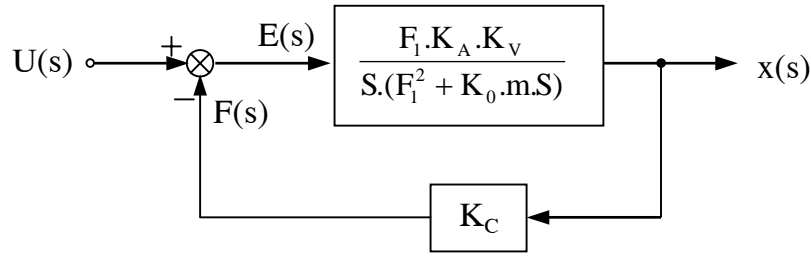
a - Sơ đồ dạng tổng quát; b - Sơ đồ dạng rút gọn.

Như vậy hàm truyền hệ hở sẽ là :

$$W(s) = \frac{x(s)}{E(s)} = \frac{F_1 \cdot K_A \cdot K_v}{S \cdot (F_1^2 + K_o \cdot m \cdot S)} \quad (4.55)$$

$$\text{- Trường hợp } x < 0 : \quad W(s) = \frac{F_2 \cdot K_A \cdot K_v}{S \cdot (F_2^2 + K_o \cdot m \cdot S)} \quad (4.56)$$

b- Khi có phản hồi (hệ kín với $x > 0$)



Hình 4.20. Sơ đồ khối của mạch điều khiển hệ kín hàm truyền $x(s) / U(s)$

Theo hình 4.19 và công thức (4.56) ta có sơ đồ khối hệ kín hình 4.20.
Hàm truyền hệ kín sẽ là :

$$W_w(s) = \frac{W(s)}{1 + W(s).K_c}$$

hay :

$$W_w(s) = \frac{x(s)}{U(s)} = \frac{F_1.K_A.K_V}{K_O.m.S^2 + F_1^2.S + F_1.K_A.K_V.K_C} \quad (4.57)$$

$$W_w(s) = \frac{K_w}{T_1^2.S^2 + T_2.S + 1} \quad (4.58)$$

trong đó :

$$T_1 = \sqrt{\frac{K_O.m}{F_1.K_A.K_V.K_C}} ;$$

$$T_2 = \frac{F_1}{K_A.K_V.K_C} ; \quad (4.59)$$

$$K_w = \frac{1}{K_C} .$$

Hàm truyền (4.57) có thể viết dưới dạng (4.60) như sau :

$$W_w(s) = \frac{x(s)}{U(s)} = \frac{K_w}{\left(\frac{S}{\omega_o}\right)^2 + 2.\zeta.\left(\frac{S}{\omega_o}\right) + 1} \quad (4.60)$$

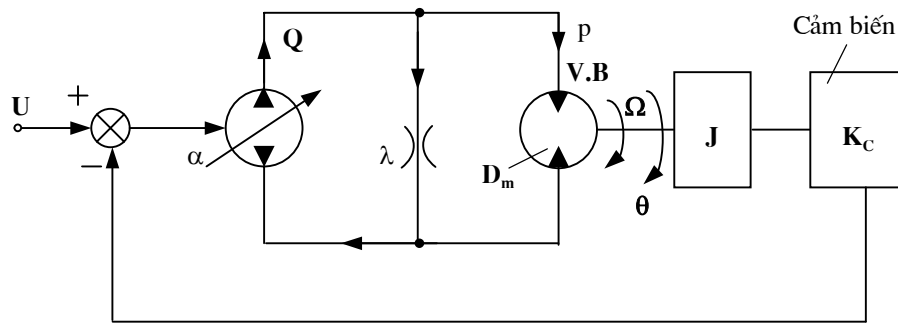
trong đó :

$$\omega_o = \frac{1}{T_1} = \sqrt{\frac{F_1.K_A.K_V.K_C}{K_O.m}} \quad \text{- tần số dao động riêng của hệ thống;}$$

$$\zeta = \frac{T_2}{2.T_1} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1^3}{K_A.K_V.K_C.K_O.m}} \quad \text{- hệ số tắt dần của hệ thống.}$$

4.5.3. Hệ thuỷ lực chuyển động quay điều khiển bằng bơm dầu

Xét sơ đồ điều khiển động cơ dầu bằng bơm dầu có phản hồi như ở hình 4.21.



Hình 4.21. Sơ đồ mạch điều khiển hệ thủy lực chuyển động quay

x - Tín hiệu điều khiển bơm dầu; α - Hệ số điều chỉnh bơm dầu; Q - Lưu lượng cung cấp của bơm; λ - Hệ số tổn thất lưu lượng; p - Áp suất làm việc của động cơ dầu; D_m - Hệ số kết cấu của động cơ dầu; V - Thể tích chứa dầu trong buồng công tác; J - Giá trị của mômen quán tính trên trục động cơ dầu; Ω - Vận tốc góc của trục động cơ dầu; θ - Góc quay của trục động cơ dầu; B - Mô đun đàn hồi của dầu; K_c - Hệ số khuếch đại của khâu phản hồi.

Nếu bỏ qua ma sát của các bộ phận chuyển động trên trục động cơ dầu, không tính đến tải trọng ngoài, trục chỉ có một giá trị mômen quán tính J , v.v. ta sẽ có các phương trình mô tả hoạt động của hệ thống như sau :

Phương trình cân bằng lưu lượng :

$$Q = \alpha \cdot x = D_m \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{V}{2B} \cdot \frac{dp}{dt} + \lambda \cdot p \quad (4.61)$$

Phương trình cân bằng lực :

$$D_m \cdot p = J \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (4.62)$$

Phương trình Laplace :

$$\begin{aligned} Q(s) &= \alpha \cdot x(s) = D_m \cdot s \cdot \theta(s) + \frac{V}{2B} \cdot s \cdot p(s) + \lambda \cdot p(s) \\ D_m \cdot p(s) &= J \cdot s^2 \cdot \theta(s) \end{aligned} \quad (4.63)$$

Phương trình (4.63) có thể viết lại là :

$$Q(s) = \alpha \cdot x(s) = D_m \cdot s \cdot \theta(s) + \frac{V \cdot J}{2B \cdot D_m} \cdot s^3 \cdot \theta(s) + \lambda \cdot \frac{J}{D_m} \cdot s^2 \cdot \theta(s) \quad (4.64)$$

$$\text{Hàm truyền : } \frac{\theta(s)}{x(s)} = \frac{\frac{\alpha}{D_m}}{1 + \frac{\lambda \cdot J}{D_m^2} \cdot s + \frac{V \cdot J}{2B \cdot D_m^2} \cdot s^2} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.65)$$

Với $\Omega = \frac{d\theta}{dt}$ thì $\Omega(s) = s \cdot \theta(s)$. Nếu thay vào (4.65) ta có hàm truyền :

$$\frac{\Omega(s)}{x(s)} = \frac{\frac{\alpha}{D_m}}{1 + \frac{\lambda.J}{D_m^2}.s + \frac{V.J}{2B.D_m^2}.s^2} \quad (4.66)$$

Đặt :

$$K = \frac{\alpha}{D_m}; \frac{2Z}{\omega_n} = \frac{\lambda.J}{D_m^2}; \omega_n = \sqrt{\frac{2B.D_m^2}{V.J}} \quad (4.67)$$

ta được :

$$\frac{\theta(s)}{x(s)} = K. \frac{1}{1 + \frac{2Z}{\omega_n}.s + \frac{1}{\omega_n^2}.s^2} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.68)$$

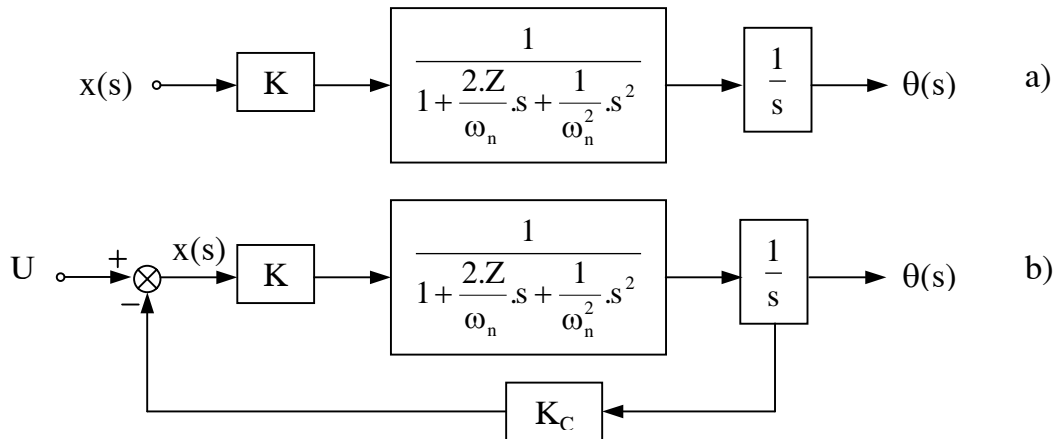
$$\frac{\Omega(s)}{x(s)} = K. \frac{1}{1 + \frac{2Z}{\omega_n}.s + \frac{1}{\omega_n^2}.s^2} \quad (4.69)$$

trong đó : K - hệ số khuếch đại;

Z - hệ số tắt dần;

ω_n - tần số dao động riêng của cụm động cơ đầu.

Sơ đồ khối của hệ hở thể hiện ở hình 4.22a, từ sơ đồ khối hệ hở ta xây dựng sơ đồ khối hệ kín như ở hình 4.22b.



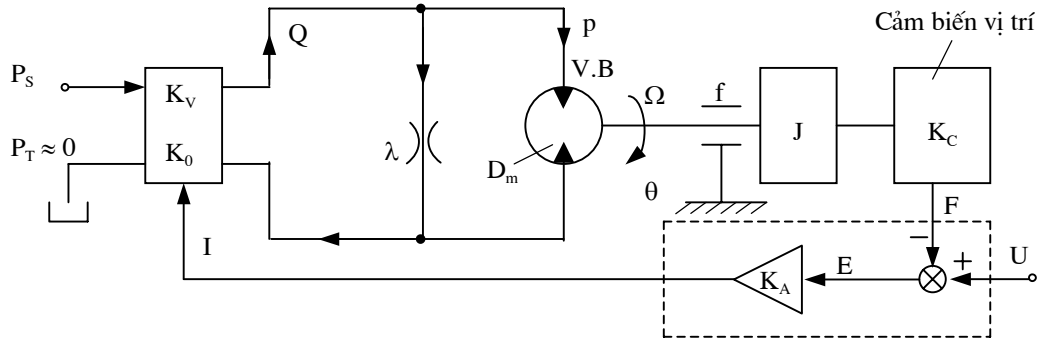
Hình 4.22. Sơ đồ khối mạch điều khiển thuỷ lực chuyển động quay
a - Sơ đồ khối hệ hở, b - Sơ đồ khối hệ kín

Từ hình 4.22b ta xác định hàm truyền hệ kín :

$$\frac{\theta(s)}{U(s)} = \frac{1/ K_C}{1 + \frac{s}{K.K_C} \left(1 + \frac{2Z}{\omega_n}.s + \frac{1}{\omega_n^2}.s^2 \right)} \quad (4.70)$$

$$\frac{\Omega(s)}{U(s)} = \frac{1/ K_C}{1 + \frac{1}{K.K_C} \left(1 + \frac{2Z}{\omega_n}.s + \frac{1}{\omega_n^2}.s^2 \right)} \quad (4.71)$$

4.5.4. Hệ thuỷ lực chuyển động quay điều khiển bằng van servo



Hình 4.23. Sơ đồ điều khiển động cơ dầu bằng van servo

Ở sơ đồ trên hình 4.22 phần tử điều khiển là bơm dầu, còn ở sơ đồ trên hình 4.23 là van servo. Tương tự như trường hợp mục 4.5.2 ta cũng có các phương trình sau :

$$\text{Phương trình lưu lượng :} \quad Q = D_m \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{V}{2.B} \cdot \frac{dp}{dt} + \lambda.p \quad (4.72)$$

Phương trình cân bằng lực nếu kể đến ma sát (với hệ số ma sát nhớt f) là :

$$D_m \cdot p = J \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + f \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (4.73)$$

$$\text{Phương trình Laplace :} \quad Q(s) = D_m \cdot s \cdot \theta(s) + \frac{V}{2.B} \cdot s \cdot p(s) + \lambda \cdot p(s)$$

$$D_m \cdot p(s) = J \cdot s^2 \cdot \theta(s) + f \cdot s \cdot \theta(s) \quad (4.74)$$

Phương trình (4.74) có thể viết lại là :

$$Q(s) = D_m \cdot s \cdot \theta(s) + \left(\frac{V}{2.B} \cdot s + \lambda \right) \cdot p(s) \quad (4.75)$$

$$p(s) = \frac{(J \cdot s^2 + f \cdot s)}{D_m} \cdot \theta(s) \quad (4.76)$$

Thay (4.76) vào (4.75) ta có :

$$Q(s) = D_m \cdot s \cdot \theta(s) + \left(\frac{V}{2.B} \cdot s + \lambda \right) \cdot \left(\frac{J \cdot s^2 + f \cdot s}{D_m} \right) \cdot \theta(s)$$

- Đối với hệ hở :

$$\text{Hàm truyền :} \quad \frac{\theta(s)}{Q(s)} = \frac{1}{D_m + \left(\frac{V}{2.B} \cdot s + \lambda \right) \cdot \left(\frac{J \cdot s + f}{D_m} \right)} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.77)$$

$$\frac{\theta(s)}{Q(s)} = \frac{(D_m^2 + \lambda \cdot f) / D_m}{1 + \frac{V \cdot f + 2B \cdot J \cdot \lambda}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot s + \frac{V \cdot J}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot s^2} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.78)$$

Nếu đặt : $K = \frac{D_m^2 + \lambda.f}{D_m}$;

$$T_1 = \sqrt{\frac{V.J}{2B.(D_m^2 + \lambda.f)}}; \quad \omega_0 = \frac{1}{T_1} = \sqrt{\frac{2B.(D_m^2 + \lambda.f)}{V.J}} \quad (4.79)$$

$$T_2 = \frac{V.f + 2B.J.\lambda}{2B.(D_m^2 + \lambda.f)}; \quad \zeta = \frac{T_2}{2.T_1} = \frac{1}{2} \frac{V.f + 2B.J.\lambda}{\sqrt{2B.V.J.(D_m^2 + \lambda.f)}} \quad (4.80)$$

thì
$$\frac{\theta(s)}{Q(s)} = \left(\frac{K}{T_1^2.s^2 + T_2.s + 1} \right) \cdot \frac{1}{s} = \left(\frac{K}{T_1^2.s^2 + 2\zeta.T_1.s + 1} \right) \cdot \frac{1}{s} \quad (4.81)$$

trong đó :

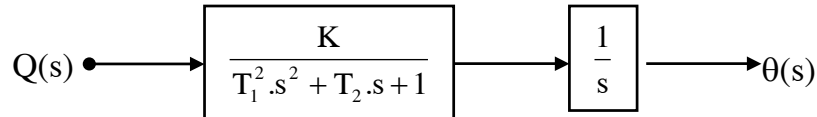
K - hệ số khuếch đại của khâu dao động;

T_1, T_2 - các hằng số thời gian;

ω_0 - tần số dao động riêng của hệ hở;

ζ - hệ số tắt chấn của hệ hở.

Sơ đồ khối của hệ hở theo hàm truyền (4.81) như ở hình 4.24.

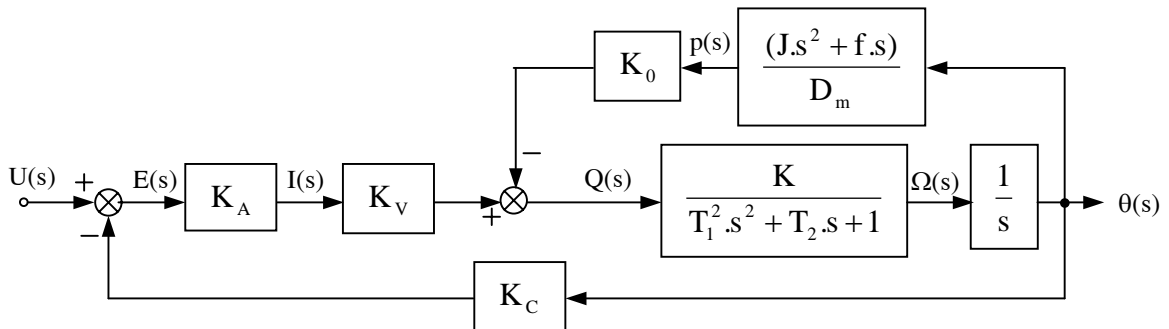


Hình 4.24. Sơ đồ khối hệ hở của cụm động cơ dầu

- Đối với hệ kín : Nếu bộ khuếch đại và van servo được coi là khâu khuếch đại thì ta sẽ có các quan hệ theo các công thức sau :

$$Q(s) = K_v.I(s) - K_0.p(s); I(s) = K_A.E(s); E(s) = U(s) - K_C.\theta(s) \quad (4.82)$$

Dựa vào sơ đồ khối hệ hở ở hình 4.24 và các quan hệ (4.76), (4.82), ta xây dựng được sơ đồ khối hệ kín ở hình hình 4.25.

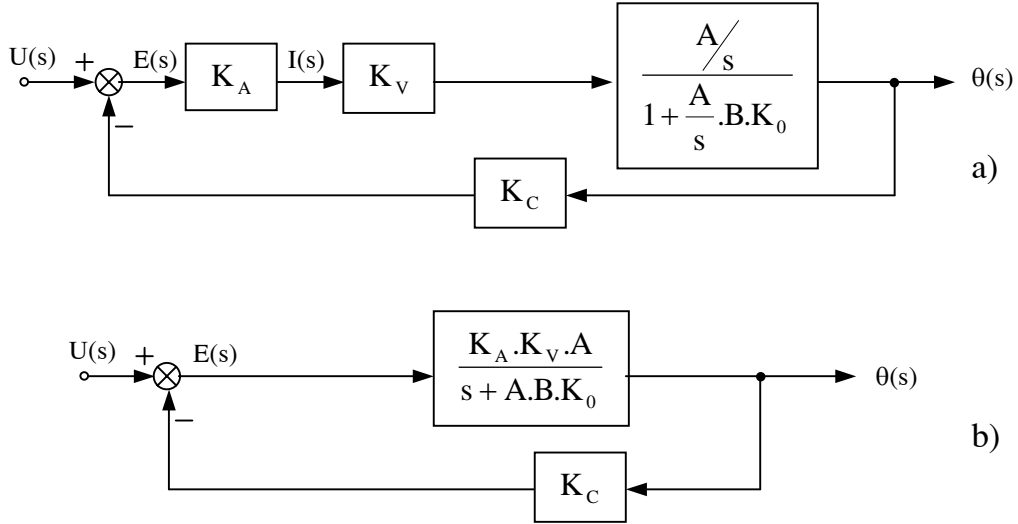


Hình 4.25. Sơ đồ khối hệ điều khiển vị trí chuyển động quay

Đặt : $A = \frac{K}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1}$

và $B = \frac{s \cdot (J \cdot s + f)}{D_m}$

Biến đổi sơ đồ khối ở hình 4.25 ta được sơ đồ như ở hình 4.26a.



Hình 4.26. Sơ đồ khối đã biến đổi

Khai triển sơ đồ khối trên hình 4.26b ta có :

$$\frac{\theta(s)}{E(s)} = \frac{K_A \cdot K_V \cdot \frac{K}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1}}{s + \frac{K}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1} \cdot \frac{s \cdot (J \cdot s + f)}{D_m} \cdot K_0} \quad (4.83)$$

Khai triển (4.83) ta được :

$$\frac{\theta(s)}{E(s)} = \frac{\frac{K_A \cdot K_V \cdot K \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f}}{s \cdot \left[\frac{T_1^2 \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f} \cdot s^2 + \frac{T_2 \cdot D_m + K \cdot K_0 \cdot J}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f} \cdot s + 1 \right]} \quad (4.84)$$

Nếu đặt : $K_\theta = \frac{K_A \cdot K_V \cdot K \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f}$

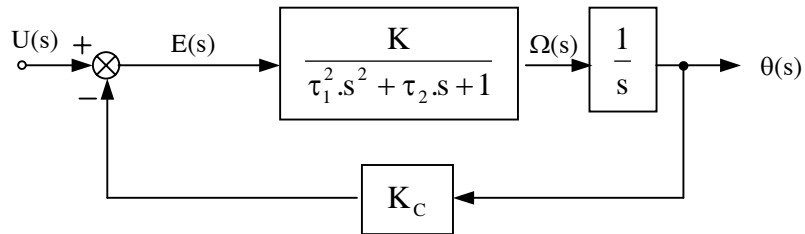
$$\tau_1 = \sqrt{\frac{T_1^2 \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f}} = \sqrt{\frac{V \cdot J}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot \frac{D_m}{(D_m + K \cdot K_0 \cdot f)}} \quad (4.85)$$

$$\tau_2 = \frac{T_2.D_m + K.K_0.J}{D_m + K.K_0.f} = \frac{V.f.D_m + 2B.J.\lambda.D_m + 2B.K.K_0.J(D_m^2 + \lambda.f)}{2B.(D_m^2 + \lambda.f).(D_m + K.K_0.f)}$$

thì phương trình (4.84) sẽ là :

$$\frac{\theta(s)}{E(s)} = \frac{K_\theta}{\tau_1^2.s^2 + \tau_2.s + 1} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.86)$$

Công thức (4.86) là mô hình của một khâu dao động và một khâu tích phân lý tưởng. Sơ đồ khối của hệ kín thể hiện ở hình 4.27.



Hình 4.27. Sơ đồ khối của hệ thống thủy lực điều khiển vị trí

Hàm truyền hệ kín $\frac{\theta(s)}{U(s)}$ sau khi biến đổi sơ đồ khối ở hình 4.27 sẽ là bậc 3.

Chương 5

CÁC PHẦN TỬ ĐIỀU KHIỂN CƠ BẢN TRONG HỆ ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

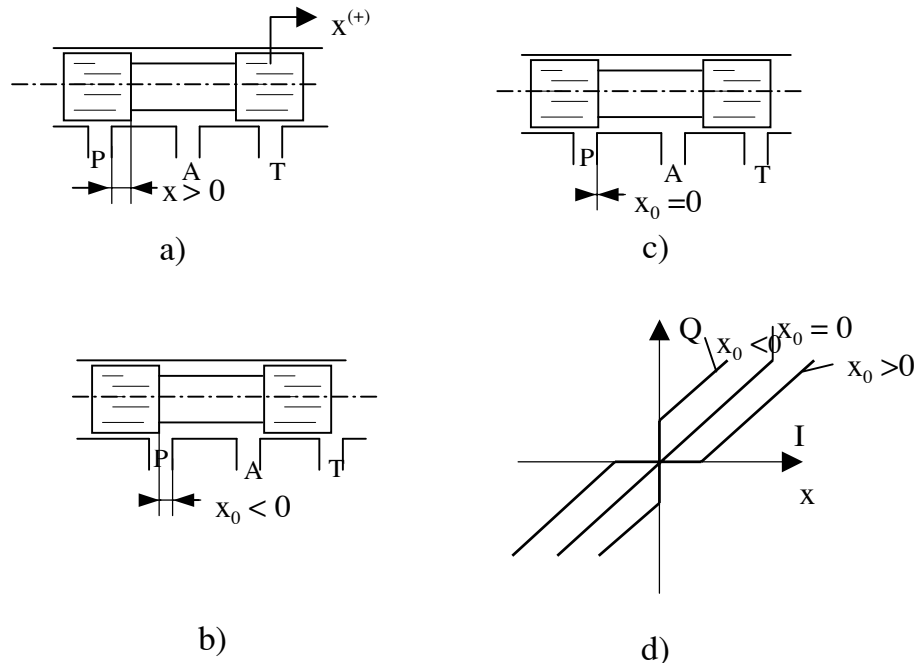
5.1. VAN ĐIỀU KHIỂN

Trong các chương trước chúng ta đã có dịp làm quen với các loại van điều khiển và khả năng ứng dụng của chúng trong các mạch điều khiển, phần này sẽ trình bày về nguyên lý làm việc, kết cấu và một số đặc tính của chúng.

Van servo được ứng dụng vào ngành hàng không trong nhiều năm qua và gần đây được ứng dụng rộng rãi ở các ngành công nghiệp khác. Tuy nhiên với sự tiến bộ của kỹ thuật, trong vài năm trở lại đây nhiều hãng sản xuất đã chế tạo được van tỉ lệ có đặc tính gần giống với đặc tính của van servo nhưng giá thành lại thấp hơn, nên tùy theo yêu cầu của thiết bị mà khi chọn van cần cân nhắc cả yêu cầu kỹ thuật lẫn giá thành của chúng.

Phần này sẽ giới thiệu về các loại van trượt điều khiển thông dụng trong đó có chú trọng đến các vấn đề kỹ thuật của van servo, trên cơ sở của van này ta có thể suy luận, nghiên cứu các loại van có đặc tính kỹ thuật thấp hơn.

5.1.1. Van trượt có mép điều khiển dương, trung gian và âm



Hình 5.1. Sơ đồ các loại mép điều khiển của van

- a - Van có mép điều khiển dương ($+x_0$);
- b - Van có mép điều khiển trung gian ($x_0 = 0$);
- c - Van có mép điều khiển âm ($-x_0$);
- d- Đặc tính lý thuyết $Q - x$ ($Q - I$).

Hầu hết các loại van điều khiển đều sử dụng loại van kiểu con trượt. Tùy thuộc vào vị trí tương đối của các mép trên con trượt và mép thành van mà van trượt được phân thành ba loại (hình 5.1) như sau :

- Khi $x_0 > 0$ gọi là van trượt có mép điều khiển dương, con trượt di chuyển trong vùng x_0 lưu lượng vẫn bằng 0 và vùng này có thể gọi là vùng "chết" (hoặc vùng che phủ).

- Khi $x_0 = 0$ gọi là van trượt có mép điều khiển trung gian.

- Khi $x_0 < 0$ gọi là van trượt có mép điều khiển âm, tại vị trí trung gian (con trượt chưa di chuyển) đã hình thành tiết diện chảy và lưu lượng dầu đã qua van.

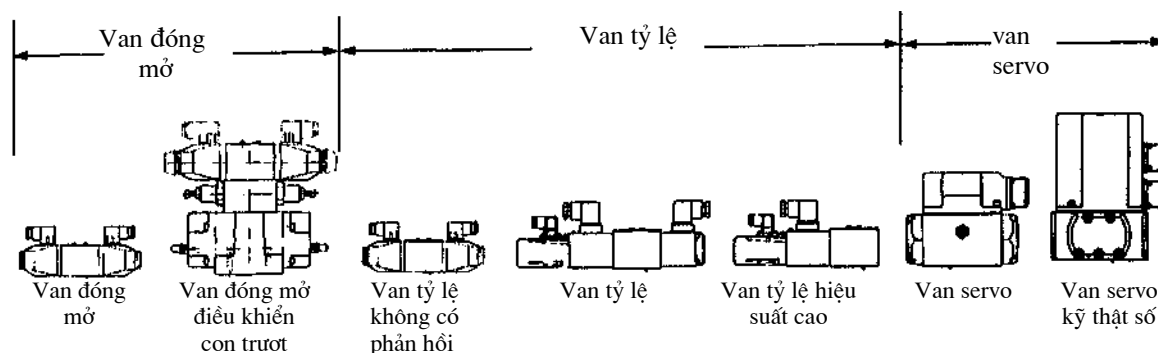
Đặc tính $Q - x$ (hoặc $Q - I$) lý thuyết của các loại van trên thể hiện ở hình 5.1d.

Thực tế rất khó thực hiện van trượt có mép điều khiển trung gian ($x_0 = 0$) nên rất ít dùng trong thực tế.

Đối với van trượt có mép điều khiển dương để con trượt vượt quá vùng "chết" thì dòng điện đầu vào cần thiết để con trượt di chuyển $x = x_0$ phải nhỏ hơn 4% dòng điện cực đại. Yêu cầu này nhằm khống chế sai số điều khiển trong phạm vi cho phép.

5.1.2. Phân loại van trượt điều khiển

Hiện nay van trượt điều khiển được chia làm ba loại, theo chất lượng điều khiển người ta sắp xếp theo trình tự từ thấp đến cao như sau :



Hình 5.2. Sơ đồ ký hiệu và phân loại van điện thủy lực

1- Van solenoid (solenoid valves).

- Van solenoid đóng mở (on/off solenoid valves).
- Van solenoid điều khiển (on/off solenoid valves with spool control).

2- Van tỷ lệ (proportional valves).

- Van tỷ lệ không phản hồi (non-feedback proportional valves).
- Van tỷ lệ có phản hồi (feedback proportional valves).
- Van tỷ lệ hiệu suất cao (high performance proportional valves).

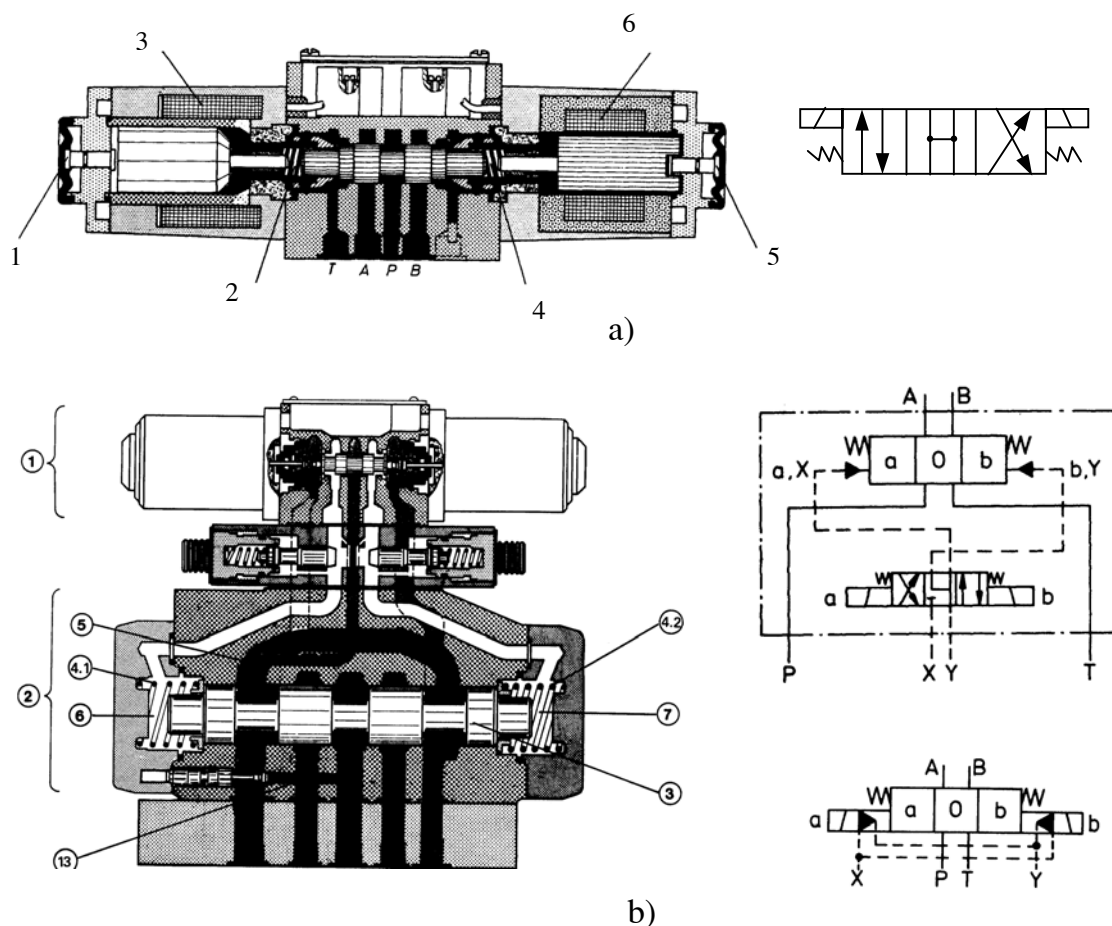
3. Van servo (servo-valves).

- Van servo.
- Van servo kỹ thuật số (digitally controlled servo-valves).

5.1.3. Van solenoid

Cấu tạo của van solenoid gồm các bộ phận chính (hình 5.3) là: loại điều khiển trực tiếp (hình 5.3a) gồm có thân van, con trượt và hai nam châm điện; loại điều khiển gián tiếp (hình 5.3b) gồm có van sơ cấp 1, cấu tạo van sơ cấp giống van điều khiển trực tiếp và van thứ cấp 2 điều khiển con trượt bằng dầu ép, nhờ tác động của van sơ cấp.

Con trượt của van sẽ hoạt động ở hai hoặc ba vị trí tùy theo tác động của nam châm. Có thể gọi van solenoid là loại van điều khiển có cấp.



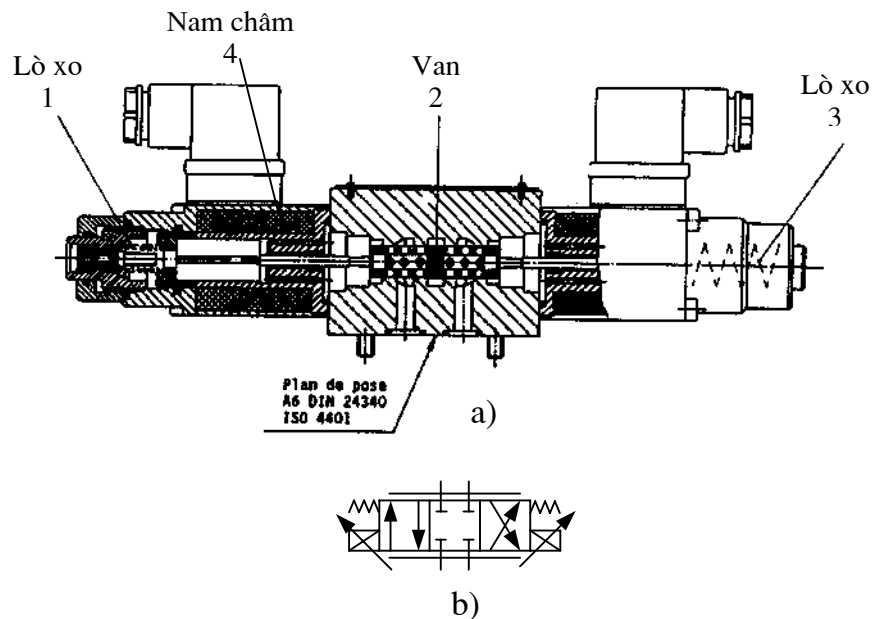
Hình 5.3. Cấu tạo và ký hiệu của van solenoid

- a- Cấu tạo và ký hiệu của van solenoid điều khiển trực tiếp (1, 5 - vít hiệu chỉnh vị trí của lõi sắt từ; 2, 4 - lò xo; 3, 6 - cuộn dây của nam châm điện);
- b- Cấu tạo và ký hiệu của van solenoid điều khiển gián tiếp (1 -van sơ cấp; 2 - van thứ cấp).

5.1.4. Van tỷ lệ

Cấu tạo của van tỷ lệ có gồm ba bộ phận chính (hình 5.4) là : Thân van, con trượt, nam châm điện.

Để thay đổi tiết diện chảy của van, tức là thay đổi hành trình của con trượt bằng cách thay đổi dòng điện điều khiển nam châm. Có thể điều khiển con trượt ở vị trí bất kỳ trong phạm vi điều chỉnh nên van tỷ lệ có thể gọi là loại van điều khiển vô cấp.



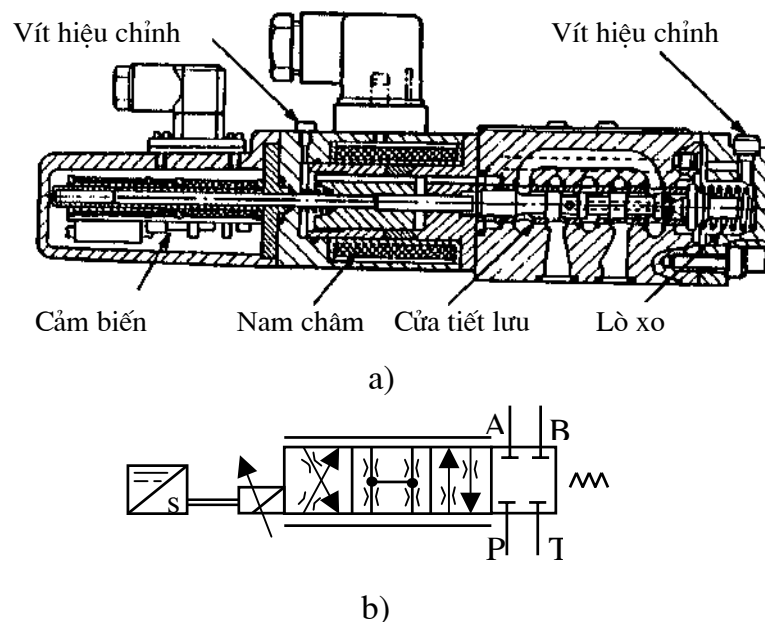
Hình 5.4. Cấu tạo và ký hiệu của van tỷ lệ

a - Cấu tạo; b - Sơ đồ ký hiệu.

Hình 5.4 là kết cấu của van tỷ lệ, van có hai nam châm 4 bố trí đối xứng, các lò xo 1 và 3 phục hồi vị trí cân bằng của con trượt 2.

5.1.5. Van tỷ lệ có phản hồi hiệu suất cao

Van tỷ lệ có phản hồi ngoài các bộ phận và khả năng điều khiển như van tỷ lệ thông thường còn có thêm thiết bị dò hành trình di chuyển của con trượt. Các bộ phận chính của van gồm (hình 5.5a) : Thân van và con trượt; Nam châm điện; Cảm biến vị trí đo lường di chuyển con trượt (LVDT).



Hình 5.5. Cấu tạo và ký hiệu của van tỷ lệ hiệu suất cao loại 4 vị trí 4 cửa

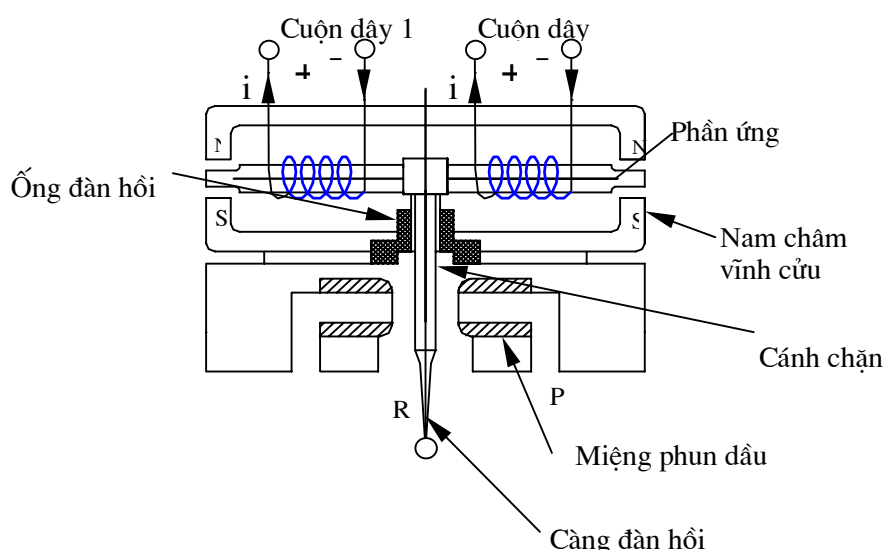
a - Cấu tạo; b - Sơ đồ ký hiệu.

Với mỗi giá trị của dòng điện điều khiển vào cuộn dây của nam châm điện thì con trượt của van sẽ di chuyển đến vị trí tương ứng. Vị trí của con trượt quyết định tiết diện chảy và các vị trí của van. Các lò xo có tác dụng phục hồi con trượt về vị trí ban đầu. Cảm biến vị trí dạng biến trở (potentiometer) ký hiệu LVDT, đo vị trí của con trượt và truyền tín hiệu dưới dạng điện áp về bộ khuếch đại của van, tại bộ khuếch đại tín hiệu phản hồi so sánh với tín hiệu điều khiển nhằm truyền cho nam châm dòng điện điều khiển chính xác. Nhờ bộ cảm biến này mà vị trí di chuyển của con trượt điều khiển được chính xác.

Ở các loại van trên, nam châm điện trực tiếp kéo con trượt di chuyển nên dòng điều khiển lớn.

5.1.6. Van servo

1- Nguyên lý làm việc



Hình 5.6. Sơ đồ nguyên lý của bộ phận điều khiển con trượt của van servo

Bộ phận điều khiển con trượt của van servo (torque motor) thể hiện trên hình 5.6 gồm các bộ phận sau :

- Nam châm vĩnh cửu;
- Phân ứng và hai cuộn dây;
- Cánh chặn và càng đàn hồi;
- Ống đàn hồi;
- Miệng phun dầu.

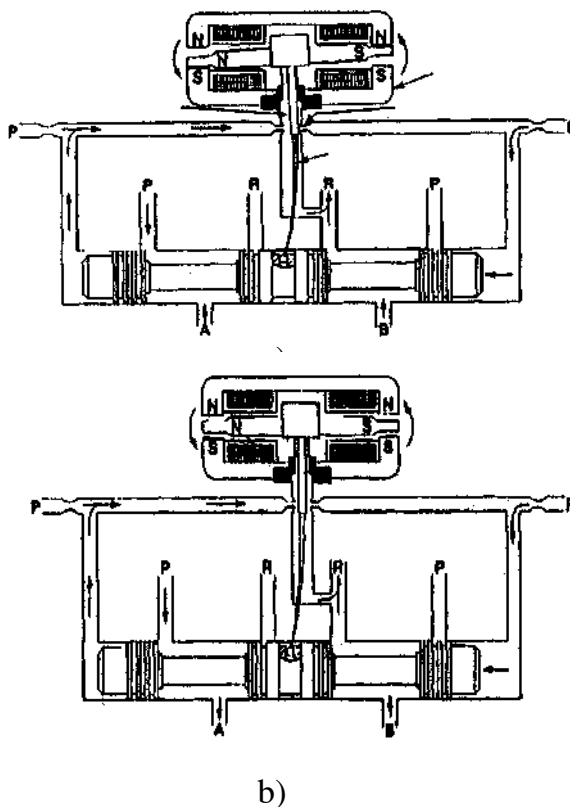
Hai nam châm vĩnh cửu đặt đối xứng tạo thành khung hình chữ nhật, phần ứng trên đó có hai cuộn dây và cánh chặn dầu ngàm với phần ứng, tạo nên một kết cấu cứng vững. Định vị phần ứng và cánh chặn dầu là một ống đàn hồi, ống này có tác dụng phục hồi cụm phần ứng và cánh chặn về vị trí trung gian khi dòng điện vào hai cuộn dây cân bằng. Nối với cánh chặn dầu là càng đàn hồi, càng này nối trực tiếp với con trượt. Khi dòng điện vào hai cuộn dây lệch nhau thì phần ứng bị hút lệch, do sự đối xứng của các cực nam châm mà phần ứng sẽ quay. Khi phần ứng quay, ống đàn hồi sẽ biến dạng đàn hồi, khe hở từ cánh chặn đến miệng phun dầu cũng sẽ thay đổi (phía này hở ra và phía kia hẹp lại). Điều đó dẫn đến áp suất ở hai phía của con trượt lệch nhau và con trượt được di chuyển. Như vậy:

a. Khi dòng điện điều khiển ở hai cuộn dây bằng nhau hoặc bằng 0 thì phần ứng, cánh, càn và con trượt ở vị trí trung gian (áp suất ở hai buồng con trượt cân bằng nhau).

b. Khi dòng $i_1 \neq i_2$ thì phần ứng sẽ quay theo một chiều nào đó tùy thuộc vào dòng điện của cuộn dây nào lớn hơn. Giả sử phần ứng quay ngược chiều kim đồng hồ, cánh chặn dầu cũng quay theo làm tiết diện chảy của miệng phun dầu thay đổi, khe hở miệng phun phía trái rộng ra và khe hở ở miệng phun phía phải hẹp lại. Áp suất dầu vào hai buồng con trượt không cân bằng, tạo lực dọc trục, đẩy con trượt di chuyển về bên trái, hình thành tiết diện chảy qua van (tạo đường dẫn dầu qua van). Quá trình trên thể hiện ở hình 5.7a. Đồng thời khi con trượt sang trái thì càn sẽ cong theo chiều di chuyển của con trượt làm cho cánh chặn dầu cũng di chuyển theo. Lúc này khe hở ở miệng phun trái hẹp lại và khe hở miệng phun phải rộng lên, cho đến khi khe hở của hai miệng phun bằng nhau và áp suất hai phía bằng nhau thì con trượt ở vị trí cân bằng. Quá trình đó thể hiện ở hình 5.7b.

Mômen quay phần ứng và mômen do lực đàn hồi của càn cân bằng nhau. Lượng di chuyển của con trượt tỷ lệ với dòng điện vào cuộn dây.

c. Tương tự như trên nếu phần ứng quay theo chiều ngược lại thì con trượt sẽ di chuyển theo chiều ngược lại.



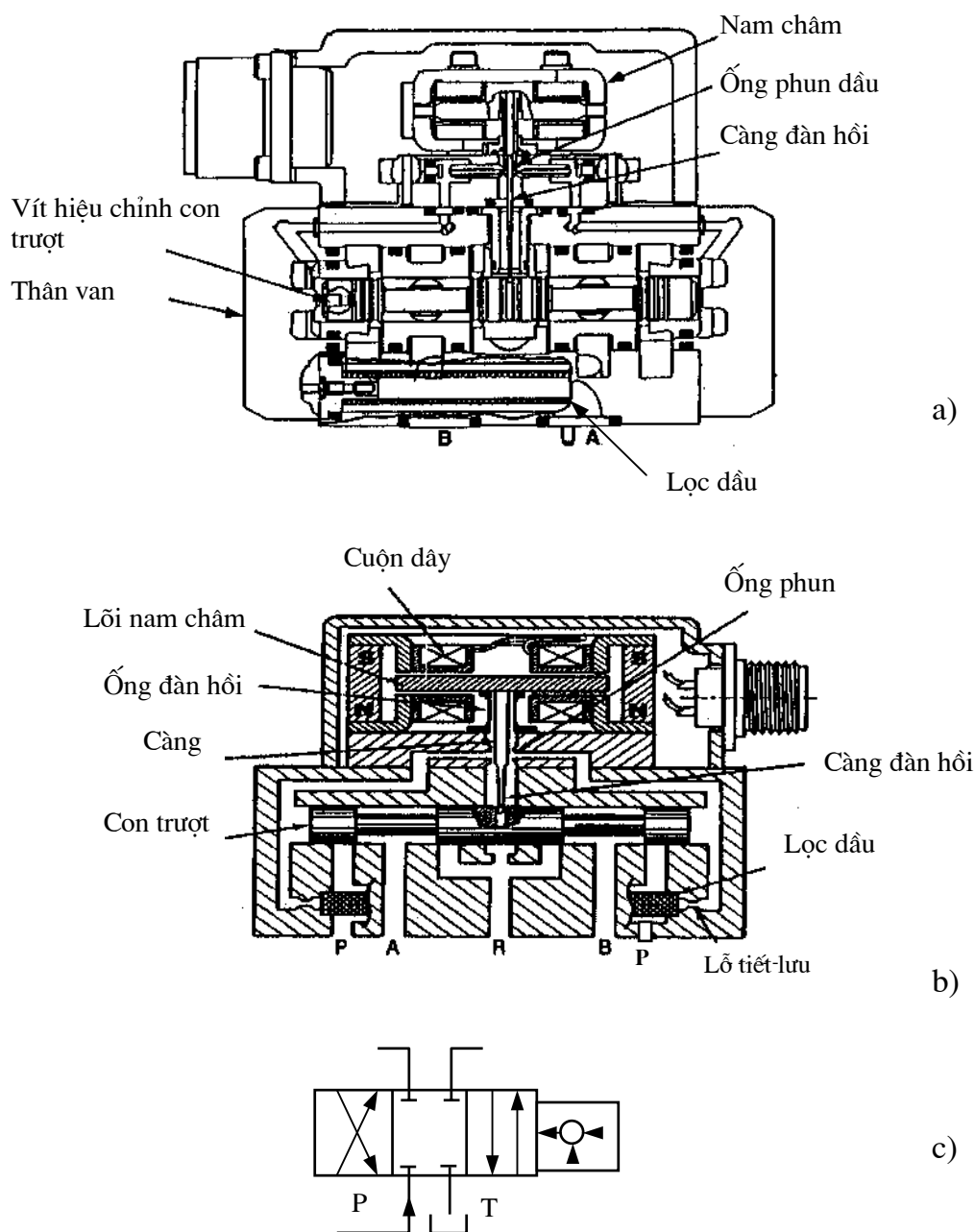
Hình 5.7. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của van servo

- a - Sơ đồ giai đoạn đầu của quá trình điều khiển;
- b - Sơ đồ giai đoạn hai của quá trình điều khiển.

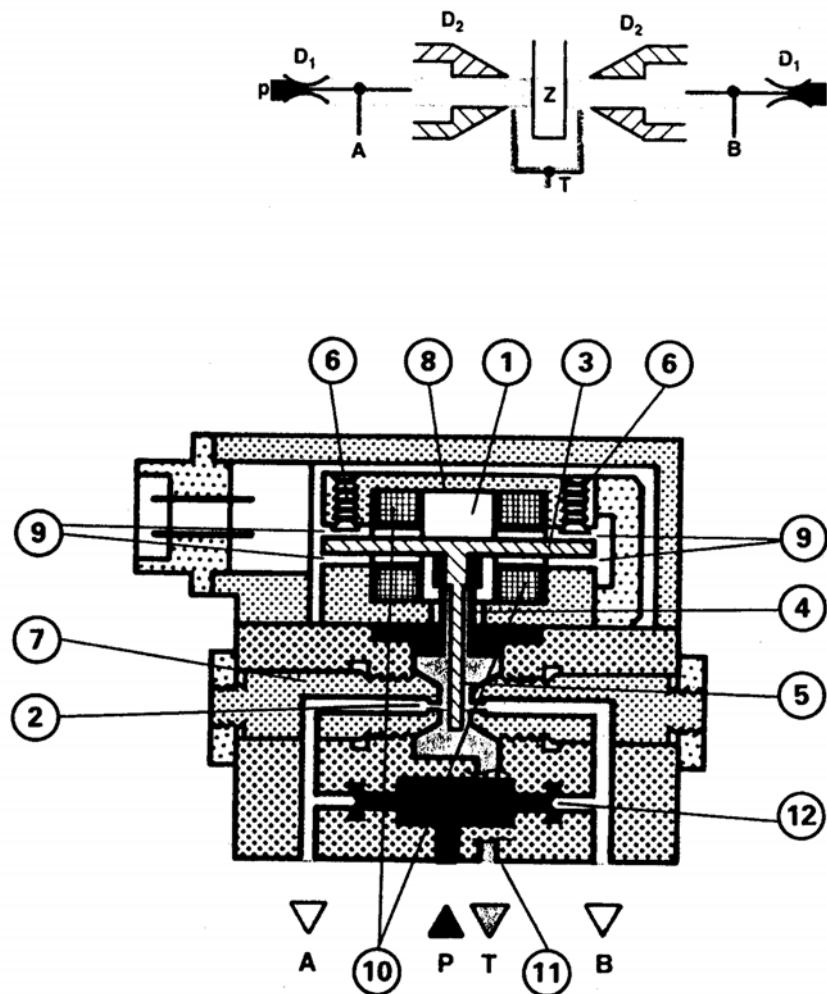
2. Kết cấu của van servo

Ngoài những kết cấu thể hiện ở hình 5.6 và hình 5.7, trong van còn bố trí thêm bộ lọc dầu nhằm đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của van. Để con trượt ở vị trí trung gian khi tín hiệu vào bằng không, tức là để phân ứng ở vị trí cân bằng, người ta đưa vào kết cấu vít điều chỉnh.

Các hình 5.8, 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 là kết cấu của một số loại van servo được sử dụng hiện nay.

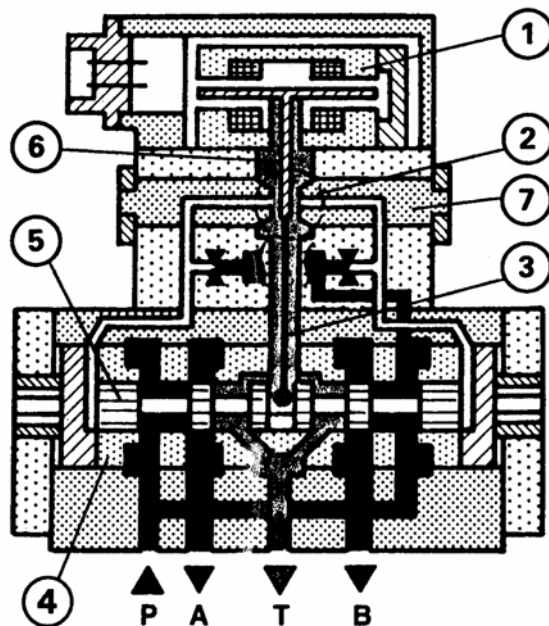


Hình 5.8. Bản vẽ thể hiện kết cấu và ký hiệu của van servo
a, b- Bản vẽ thể hiện các dạng kết cấu của van servo;
c- Ký hiệu của van servo.



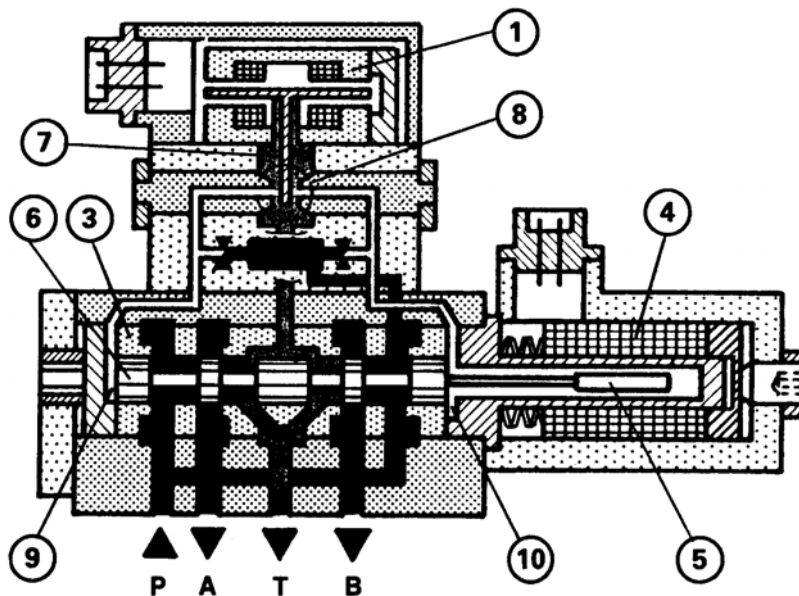
Hình 5.9. Kết cấu của van servo một cấp điều khiển

- 1- Không gian trống;
- 2- Ống phun;
- 3- Lõi sắt của nam châm;
- 4- Ống đàn hồi;
- 5- Càng điều khiển điện thủy lực;
- 6- Vít hiệu chỉnh;
- 7- Thân của ống phun;
- 8- Thân của nam châm;
- 9- Không gian quay của lõi sắt nam châm;
- 10- Cuộn dây của nam châm;
- 11- Con trượt của van chính;
- 12- Buồng dầu của van chính.



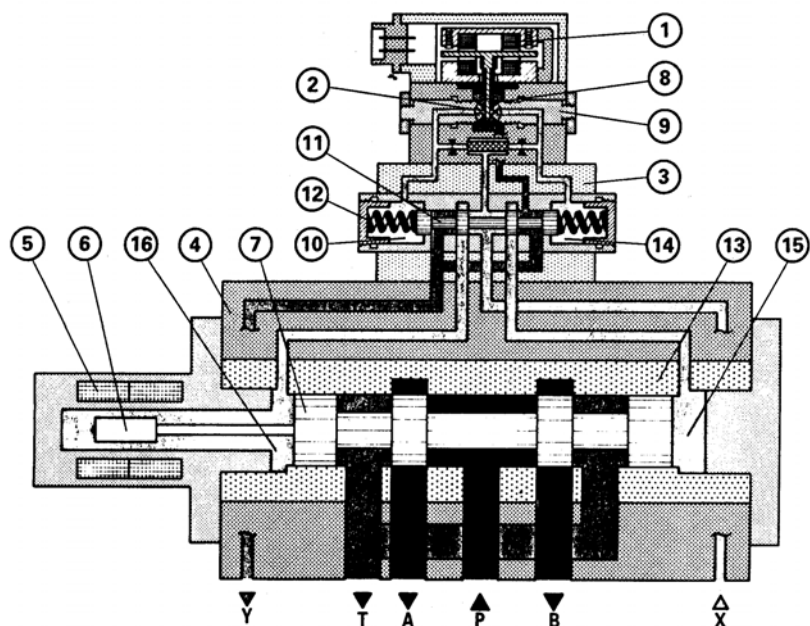
Hình 5.10. Kết cấu của van servo 2 cấp điều khiển

1- Cụm nam châm; 2- Ống phun; 3- Càng đàn hồi của bộ phận điều khiển điện thủy lực; 4- Xylanh của van chính; 5- Con trượt của van chính; 6- Càng điều khiển điện-thủy lực; 7- Thân của ống phun.



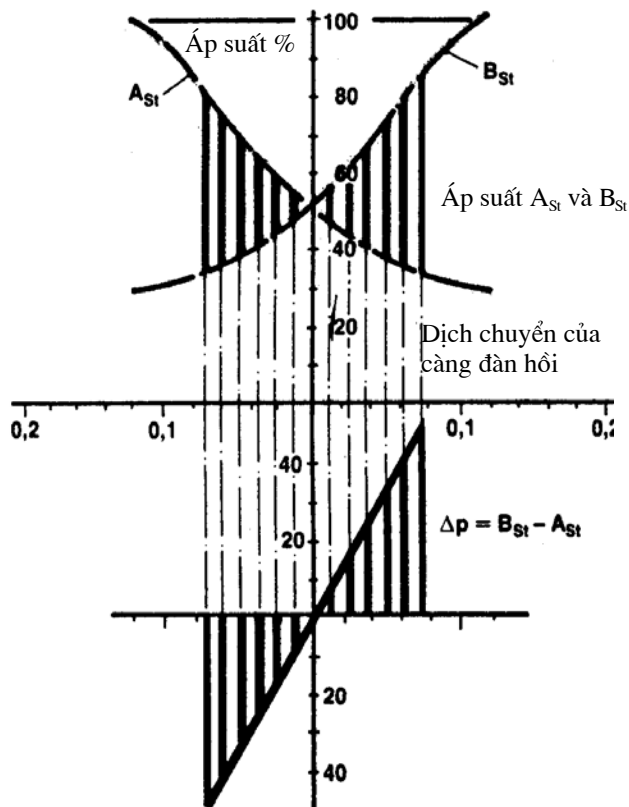
Hình 5.11. Kết cấu của van servo 2 cấp điều khiển có cảm biến

1-Cụm nam châm; 2-Ống phun; 3-Xylanh của van chính; 4-Cuộn dây của cảm biến; 5-Lõi sắt từ của cảm biến; 6-Con trượt của van chính; 7-Càng điều khiển điện-thủy lực; 8-Ống phun; 9,10-Buồng dầu của van chính.



Hình 5.12. Kết cấu của van servo 3 cấp điều khiển có cảm biến

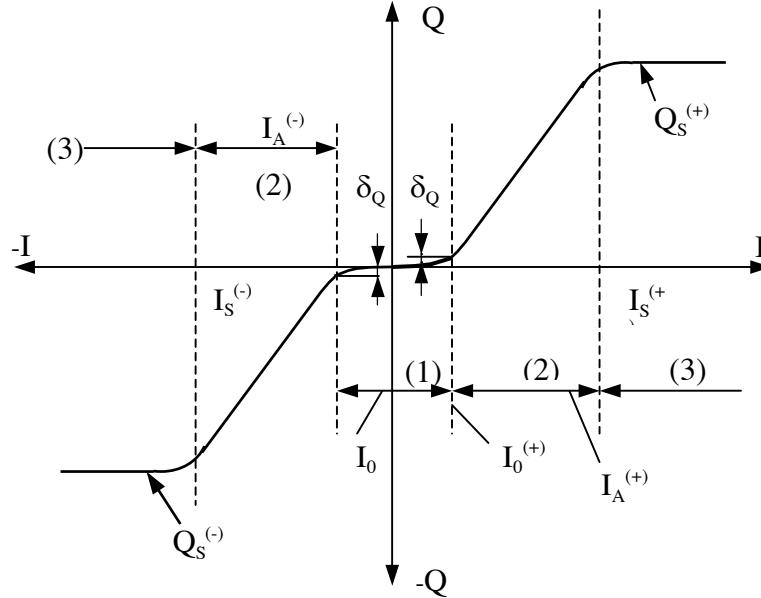
1- Vít hiệu chỉnh; 2- Ống phun; 3- Thân van cấp 2; 4- Thân van cấp 3; 5- cuộn dây của cảm biến; 6- Lõi sắt từ của cảm biến; 7- Con trượt của van chính; 8- Càng điều khiển điện-thủy lực; 9- Thân của ống phun; 10,14- Buồng dầu của van cấp 2; 11- Con trượt của van cấp 2; 12- Lò xo của van cấp 2; 13- Xvlanh của van cấp 3; 15,16- Buồng dầu của van cấp 3.



Hình 5.13. Đặc tính thể hiện quan hệ giữa hành trình của càng và áp suất ở hai cửa của ống phun.

3. Đồ thị quan hệ giữa lưu lượng Q và dòng điện điều khiển I

Theo ISO 6404, đặc tính $Q - I$ của van được thiết lập trên cơ sở đo và xác định quan hệ $Q - I$ khi cho áp suất P_s không đổi và chế độ không tải trọng (hình 5.14).



Hình 5.14. Đặc tính $Q - I$ của van trượt điều khiển

1 - Vùng bão hòa ($Q = 0$); 2 - Vùng hoạt động của van; 3 - Vùng bão hòa ($Q = Q_{\max}$).

Vùng bão hòa là vùng mà con trượt đang ở vị trí trung gian ($\delta_Q \approx 1\% Q_S$), được xác định theo công thức :

$$D_Z \approx \frac{(I_0^{(+)} - I_0^{(-)})}{(I_S^{(+)} - I_S^{(-)})} \quad (5.1)$$

Khi thiết kế van, D_Z lấy trong khoảng từ 10% đến 35%.

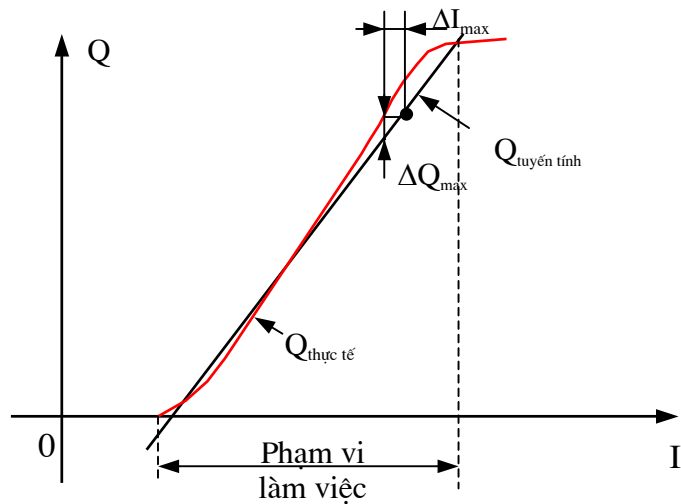
Vùng hoạt động là vùng mà lưu lượng Q thay đổi tỷ lệ với dòng điện điều khiển I , được xác định theo công thức :

$$D_A \approx \frac{(I_A^{(+)} - I_A^{(-)})}{(I_S^{(+)} - I_S^{(-)})} \quad (5.2)$$

Vùng lưu lượng bão hoà Q_S là vùng mà khi tăng dòng điện điều khiển thì lưu lượng không còn thay đổi nữa, vì lúc này con trượt đã mở hoàn toàn. Q_S còn được gọi là lưu lượng tỷ lệ.

Đối với van servo, áp suất cung cấp để xây dựng đặc tính trên là $P_s = 70 \text{ bar}$.

Vùng hoạt động của van (2) thực tế không tuyến tính, nhưng để tiện lợi cho việc sử dụng người ta thực hiện tuyến tính hoá và chịu sai số nhất định. Sai số lớn nhất gọi là sai số tuyến tính (hình 5.15).



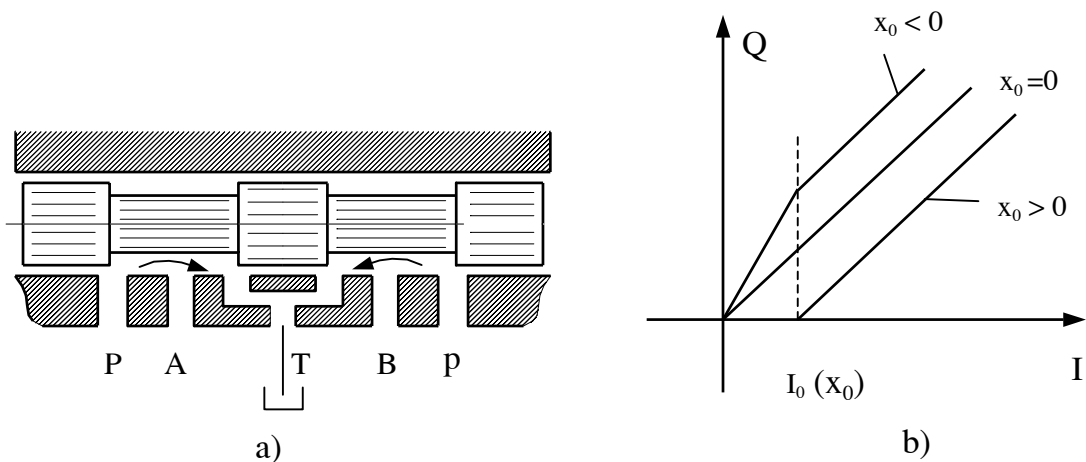
Hình 5.15 Tuyến tính hoá quan hệ $Q - I$.

Các giá trị ΔQ_{\max} và ΔI_{\max} là các sai số tuyến tính. Tùy thuộc vào trình độ chế tạo của từng hãng mà sai số tuyến tính của van của các hãng sẽ khác nhau và được ghi trong catalog.

4. Hệ số khuếch đại lưu lượng và hệ số khuếch đại áp suất

Hệ số khuếch đại lưu lượng là tỷ số giữa độ thay đổi lưu lượng ra và độ thay đổi dòng điện vào :

$$K_Q \approx \left. \frac{dQ}{dI} \right|_{\Delta P_L=0} \quad (5.3)$$



Hình 5.16. Sơ đồ nghiên cứu hệ số khuếch đại lưu lượng của van
a - Sơ đồ của van khi con trượt ở vị trí trung gian;
b - Đặc tính $Q - I$ khi $x_0 = 0$, $x_0 > 0$ và $x_0 < 0$.

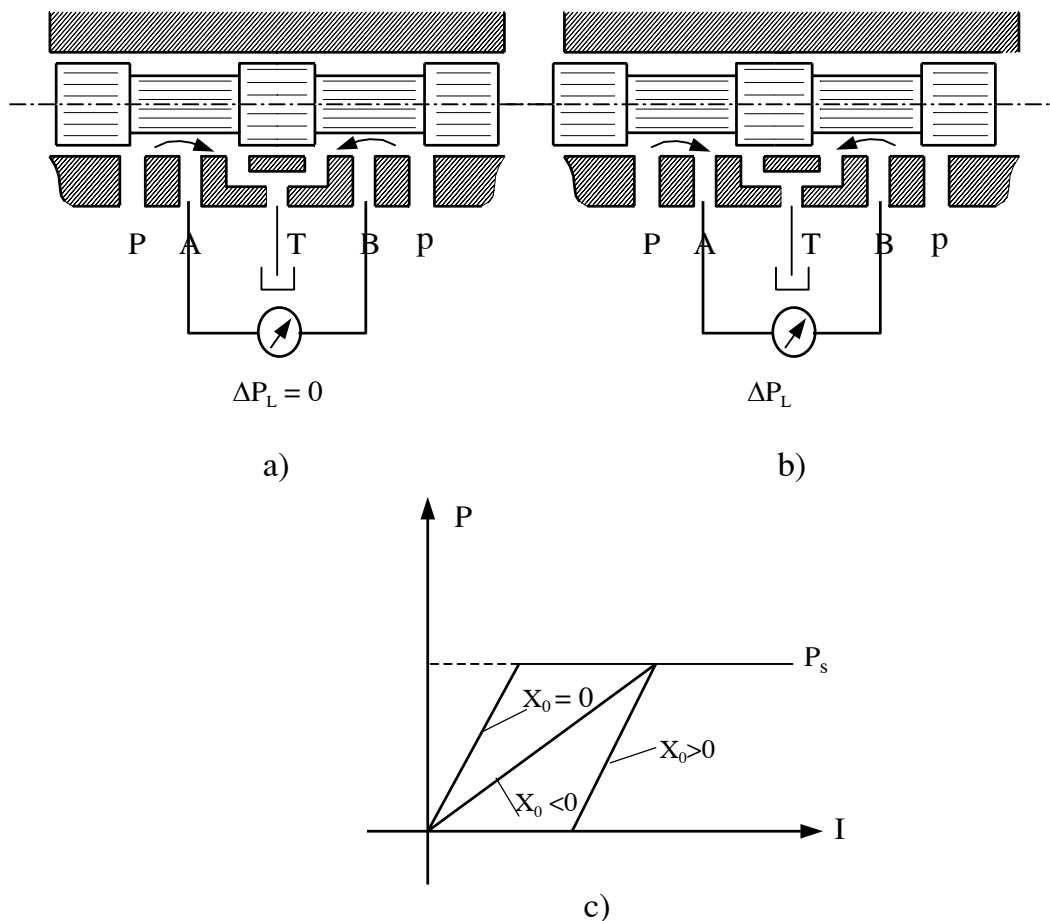
Khi coi đặc tính $Q - I$ là tuyến tính thì hệ số khuếch đại lưu lượng sẽ là :

$$K_Q = \frac{Q}{I} \quad (5.4)$$

K_Q là hệ số góc của đặc tính $Q - I$ của van.

Hệ số khuếch đại áp suất là tỷ số giữa áp suất ra với tín hiệu dòng điện vào của van, được xác định theo công thức sau :

$$K_P = \frac{P}{I} \quad (5.5)$$



Hình 5.17. Sơ đồ nghiên cứu hệ số khuếch đại áp suất

a - Sơ đồ của van khi con trượt ở vị trí trung gian;

b - Sơ đồ của van khi con trượt dịch chuyển sang phải;

c - Đặc tính $P - I$ khi $x = 0$, $x > 0$ và $x < 0$.

Nếu con trượt ở vị trí trung gian (hình 5.17a) thì áp suất ở cửa A và cửa B bằng nhau (hiệu áp $\Delta P_L = 0$).

Nếu con trượt di chuyển sang trái (hình 5.17 b) thì cửa A sẽ được thông với cửa p và cửa B sẽ thông với cửa T. Cửa A áp suất tăng và cửa B áp suất giảm. Khi mà cửa A áp suất bằng áp suất cung cấp P thì cửa B áp suất giảm đến 0.

Hình 5.17c giới thiệu đặc tính $P - I$ của van trượt có mép điều khiển dương, âm và trung gian.

Đối với van trượt có mép điều khiển âm, hệ số khuếch đại thấp, van trượt có mép điều khiển dương áp suất không tăng trong vùng "chết" của van, còn van trượt có mép điều khiển trung gian, độ dốc của đặc tính lớn và tăng ngay từ đầu nên loại này có hệ số khuếch đại áp suất cao.

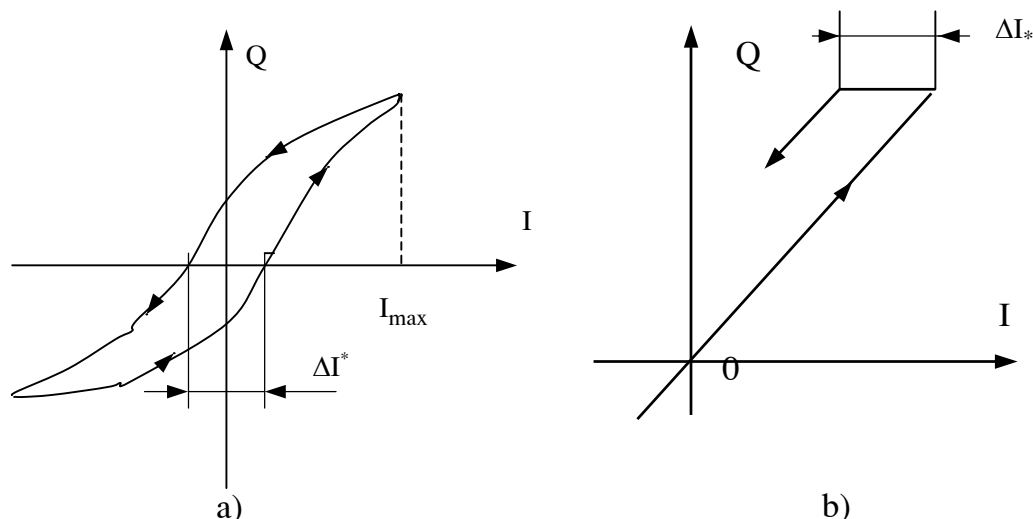
Hệ số khuếch đại áp suất là chỉ tiêu quan trọng đối với mạch điều khiển áp suất hệ kín và cũng rất quan trọng liên quan đến độ chính xác của mạch điều khiển vị trí.

5. Hiện tượng từ trễ và trượt tín hiệu của van

Do ma sát giữa con trượt với thành van và hiện tượng tạo từ trường của cuộn dây mà gây ra hiện tượng từ trễ (hình 5.18a).

Đặc tính lưu lượng khi tăng và giảm dòng điều khiển I là không trùng nhau. Lưu lượng ra của van phụ thuộc vào chiều tăng hay chiều giảm của tín hiệu điều khiển.

Độ từ trễ được tính theo tỷ lệ phần trăm của ΔI^* so với dòng điện điều khiển lớn nhất ($\Delta I^* \% \cdot I_{\max}$).



Hình 5.18. Đồ thị $Q - I$ về hiện tượng từ trễ và trượt tín hiệu của van

a - Đồ thị $Q - I$ về hiện tượng từ trễ;

b - Đồ thị $Q - I$ về hiện tượng trượt tín hiệu.

Tương tự như hiện tượng từ trễ khi đảo chiều làm việc của van, ở thời điểm ban đầu mặc dù đã giảm dòng điều khiển nhưng lưu lượng vẫn chưa giảm và quá trình đó gọi là trượt tín hiệu ΔI_* hay gọi là sai số nghịch đảo (hình 5.18b).

Các hiện tượng trên sẽ ảnh hưởng đến độ chính xác điều khiển nên cần được quan tâm khi nghiên cứu chọn van.

6. Lưu lượng tỷ lệ và công suất truyền động

Lưu lượng của van được điều khiển bằng tiết diện chảy của van và xác định theo công thức gần đúng đối với dòng chảy rối :

$$Q \approx K_0 \sqrt{\Delta P} \quad (5.6)$$

trong đó : K_0 - hệ số phụ thuộc nhiều yếu tố trong đó có liên quan đến tiết diện chảy của van;

ΔP - hiệu áp qua tiết diện chảy.

Tuy nhiên do tiết diện chảy được điều khiển theo dòng điện đầu vào nên lưu lượng tỷ lệ cũng được xác định theo dòng điện đầu vào. Lưu lượng tỷ lệ được tính ứng với dòng điện đầu vào là 100% và độ sụt áp qua van là 70 bar (đối với van servo).

Lưu lượng qua van được xác định theo công thức:

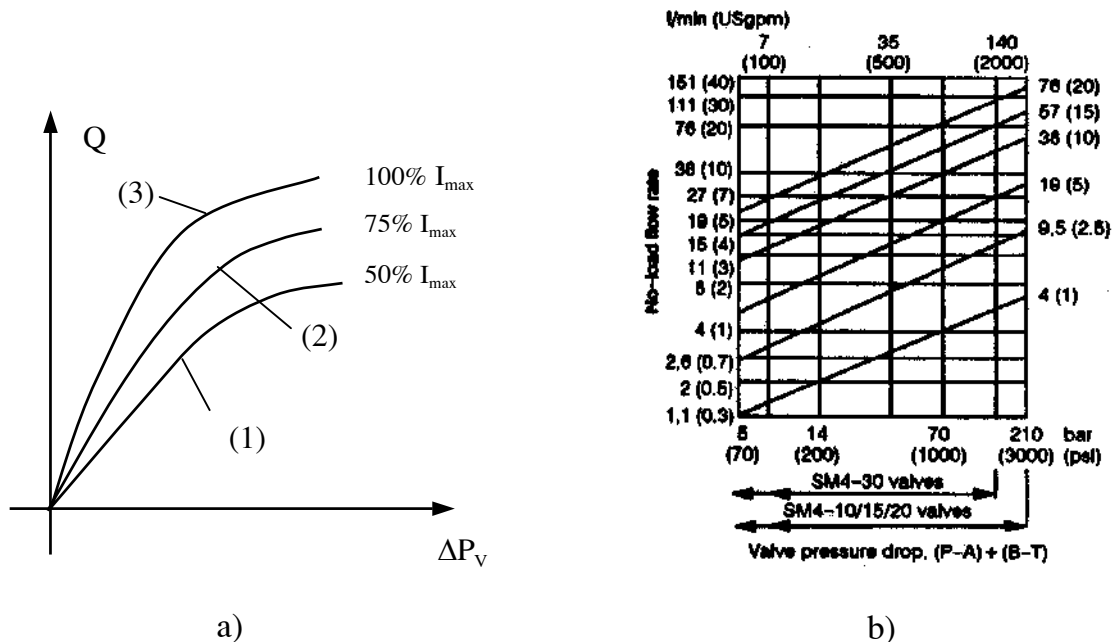
$$Q_L = Q_R \cdot \frac{I_A}{100} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_V}{70}} \quad (\text{hệ mét}) \quad (5.7)$$

hoặc :

$$Q_L = Q_R \cdot \left(\frac{I_A}{100}\right) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_V}{1000}} \quad (\text{hệ Anh}) \quad (6.8)$$

trong đó : Q_L - lưu lượng ra ứng với dòng điều khiển I_A ;
 Q_R - lưu lượng tỷ lệ (lưu lượng lớn nhất ứng với I_{\max});
 ΔP_V - độ sụt áp qua van và ΔP_V được xác định là : $\Delta P_V = P_S - P_1 - P_T$ (5.9)
 P_S - áp suất cung cấp; P_T - áp suất cửa ra của van;
 P_L - áp suất cần thiết để cơ cấu chấp hành hoạt động.

Quan hệ giữa lưu lượng và độ sụt áp của ΔP_V theo công thức (5.7) thể hiện ở hình 5.19a. Quan hệ này nếu biểu diễn dưới dạng đặc tính logarit thì được vẽ như ở hình 5.19b.



Hình 5.19. Đồ thị đặc tính $Q - \Delta P_V$

a- Đặc tính $Q - \Delta P_V$ với các dòng điều khiển khác nhau;

b - Đặc tính $Q - \Delta P_V$ vẽ trong tọa độ logarit.

Ví dụ : Van servo có lưu lượng tỷ lệ $Q_R = 38$ l/p. Tính lưu lượng Q_L qua van khi $\Delta P_V = 35$ bar (500psi) và dòng điện đầu vào $I_A = 75\% I_{\max}$.

Từ đặc tính trên hình 5.19b ta thấy, tại $\Delta P_V = 35$ bar thì lưu lượng là $Q_R = 27$ l/p với dòng điện đầu vào là 100%.

Như vậy, nếu sai số tuyến tính bằng 0 thì lưu lượng tại 75% tín hiệu đầu vào là :

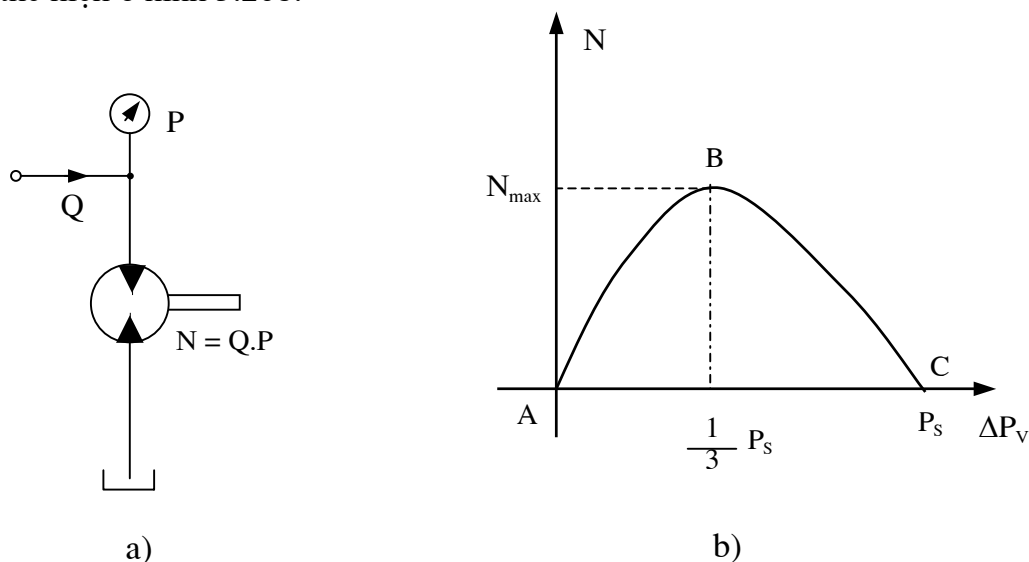
$$Q_L = 27 \times 0,75 = 20,3 \text{ l/p}$$

Công suất thủy lực truyền cho cơ cấu chấp hành (xy lanh hoặc động cơ thủy lực) như đã giới thiệu ở mục 1.1.1, đó là tích của lưu lượng và áp suất cung cấp của van nếu bỏ qua các dạng tổn thất, xác định theo công thức sau :

$$N = Q \cdot P \quad (5.10)$$

Nếu bỏ qua tổn thất lưu lượng thì lưu lượng qua cơ cấu chấp hành bằng lưu lượng qua van.

Khi ΔP_V tăng thì Q_L sẽ tăng, nhưng nếu ΔP_V tăng thì áp suất P_L truyền cho tải có xu hướng giảm. Người ta đã xác định được rằng, khi độ sụt áp bằng $1/3$ áp suất cung cấp thì công suất đạt giá trị cực đại ($\Delta P_V = 1/3 P_S$). Quá trình thay đổi công suất theo áp suất thể hiện ở hình 5.20b.



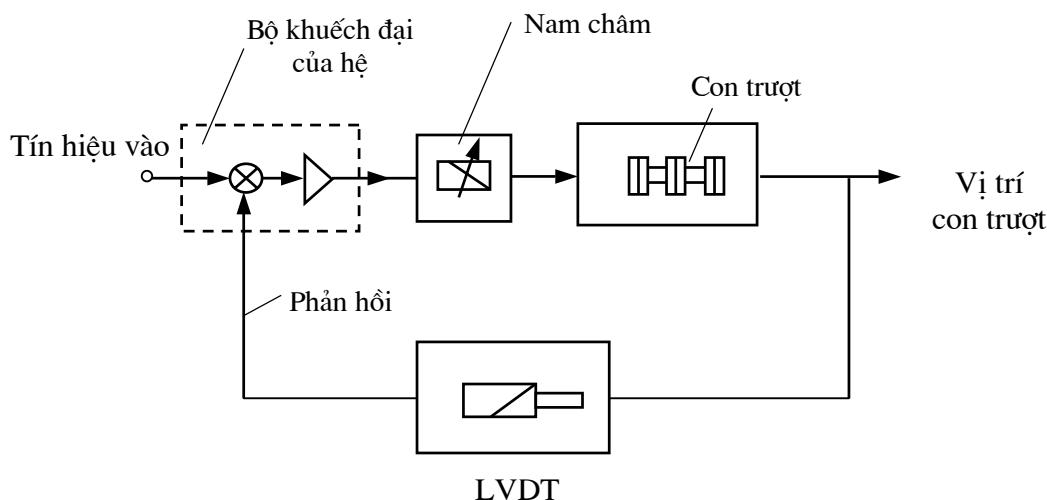
Hình 5.20. Sơ đồ ví dụ tính công suất và đặc tính N - P của cơ cấu chấp hành

a - Sơ đồ ví dụ tính công suất của động cơ dầu;

b - Đặc tính N - P của cơ cấu chấp hành.

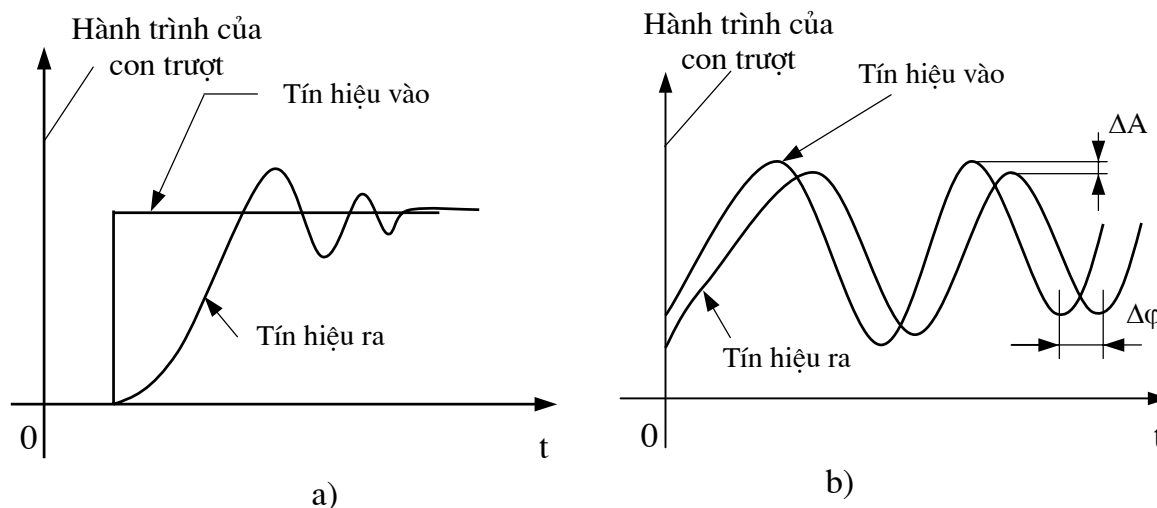
7. Đặc trưng động lực học của van

Đối với van servo và van tỷ lệ hiệu suất cao thì vị trí con trượt của van được điều khiển trực tiếp bằng mạch phản hồi cơ học có ngay trong kết cấu của van. Các loại van khác để có mạch phản hồi cần sử dụng bộ cảm biến vị trí LVDT đo vị trí con trượt, tín hiệu phản hồi từ LVDT đưa về bộ khuếch đại của van để so sánh với tín hiệu điều khiển van (hình 5.21). Sai số vị trí con trượt do ma sát và thay đổi lưu lượng sẽ được hiệu chỉnh một cách tự động.



Hình 5.21. Sơ đồ khối mạch điều khiển vị trí con trượt của van

Con trượt của van được điều khiển theo mạch điều khiển vị trí hệ kín, nên theo lý thuyết điều khiển tự động thì khi nghiên cứu động lực học của van ta cần nghiên cứu đáp ứng step và đáp ứng tần số.



Hình 5.22. Đặc tính động lực học của con trượt của van

a - Tín hiệu vào là step;

b - Tín hiệu vào là hình sin,

(ΔA - Độ lệch biên độ, $\Delta \phi$ - Độ lệch pha).

Hình 5.22a là đáp ứng quá độ của con trượt, nghĩa là khi có tín hiệu vào dạng step thì tín hiệu ra có thể sẽ dao động tắt dần trước khi đạt giá trị vị trí ổn định. Quá trình đó được gọi là quá trình quá độ. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của quá trình quá độ đã được giới thiệu trong lý thuyết điều khiển tự động.

Hình 5.22b là đáp ứng tần số của con trượt của van. Khi tín hiệu vào thay đổi theo quy luật hình sin thì tín hiệu ra cũng là hình sin nhưng pha sẽ trễ và biên độ sẽ giảm. Tín hiệu vào càng thấp thì khả năng trễ pha và lệch biên độ càng ít; tần số vào càng cao thì độ lệch pha và lệch biên độ càng tăng. Hình 5.23 là ví dụ về đặc tính của một loại van servo. Hình 5.23a là đặc tính quan hệ giữa biên độ và pha, trên đó thể hiện sự suy yếu biên độ và sự trễ pha của tín hiệu ra. Hình 5.23b là đặc tính quan hệ giữa lưu lượng Q và hiệu áp Δp qua van, đặc tính quan hệ giữa biên độ A và tần số làm việc f của van.

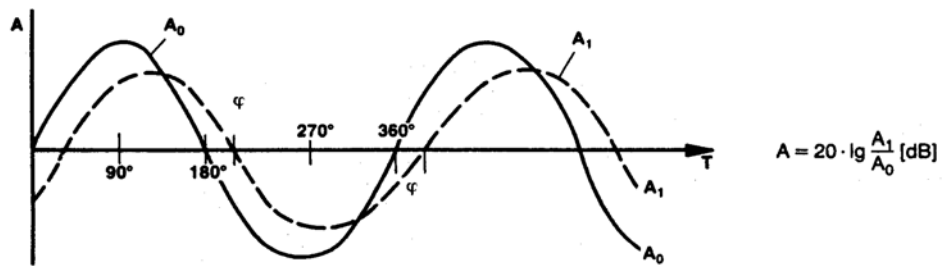
Sự suy yếu của biên độ được tính theo decibel (dB) :

$$dB = 20 \log \left(\frac{R_a}{V_{ao}} \right) \quad (5.11)$$

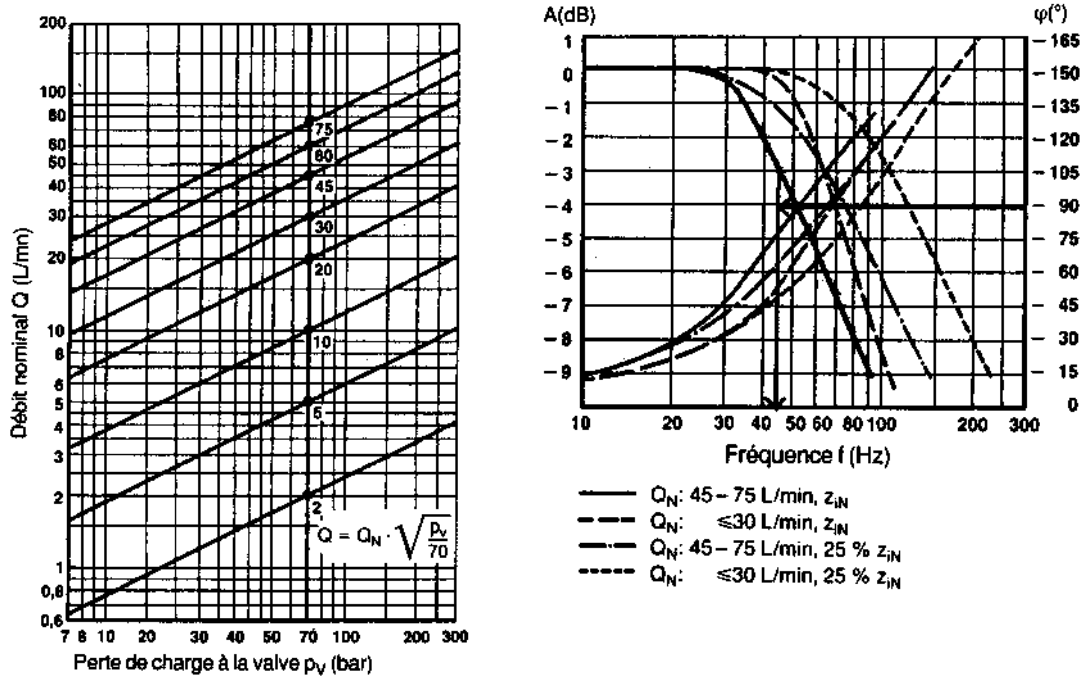
trong đó :

Đầu ra là tỷ lệ % tín hiệu đầu ra cực đại;

Đầu vào là tỷ lệ % tín hiệu đầu vào cực đại.



a)



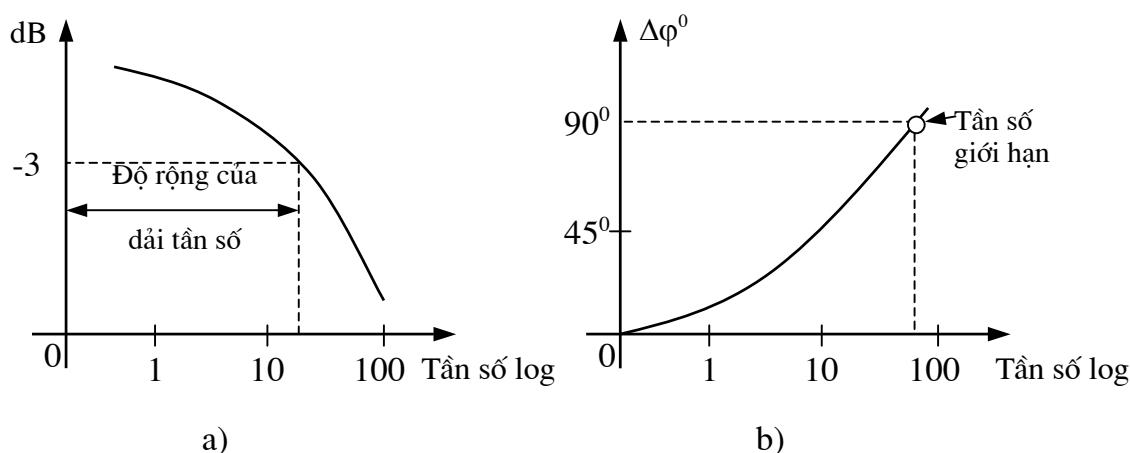
b)

Hình 5.23. Một số đặc tính của van servo

- a- Đặc tính thể hiện sự suy yếu biên độ và sự trễ pha của tín hiệu ra;
- b- Đặc tính thể hiện quan hệ giữa lưu lượng và hiệu áp qua van, giữa biên độ và tần số làm việc của van.

Ở tần số thấp thì đầu ra sẽ bám sát đầu vào và có thể trùng nhau, khi đó :

$$\frac{\text{đầu ra}}{\text{đầu vào}} = 1 \text{ nên } \log = 0 \text{ và độ tắt dần lúc này có dB} = 0.$$



Hình 5.24. Đặc tính tần số - biên độ - pha logarit

a- Đặc tính tần số - biên độ;

b- Đặc tính tần số - pha.

Hình 5.24 là đặc tính tần số - biên độ và pha logarit. Trong đó hình 5.24a là đồ thị xác định độ suy yếu (độ lệch) của biên độ ΔA khi tần số thay đổi và hình 5.24b là đồ thị xác định sự thay đổi của độ lệch pha $\Delta\varphi$ khi tần số thay đổi.

Ví dụ tại tần số có đầu vào là 100% nhưng biên độ đầu ra giảm xuống chỉ còn 70% thì :

$$dB = 20\log\left(\frac{\text{đầu ra}}{\text{đầu vào}}\right) = 20\log\frac{70}{100} = 20 \cdot (-0.155) = -3$$

Sự suy yếu của biên độ là 3dB và dấu (-) thể hiện tín hiệu ra thấp hơn tín hiệu vào.

Đối với van điều khiển, độ rộng của dải tần số hoạt động chỉ cho phép tín hiệu ra giảm xuống tối đa còn khoảng $1/\sqrt{2}$ tín hiệu vào (hay bằng 70,7% tín hiệu vào) và độ suy yếu $\approx 3\text{dB}$ chúng được thể hiện ở hình 5.24a.

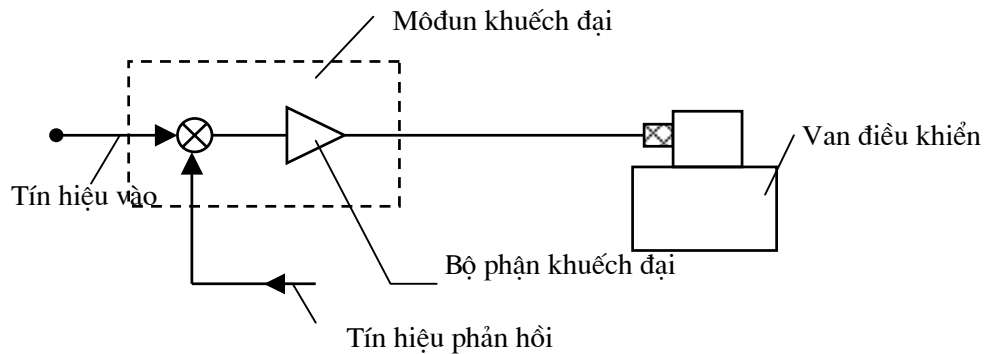
Khi tần số tăng thì độ trễ pha cũng tăng. Độ lệch pha của van điều khiển cũng giới hạn tối đa là lệch $1/4$ chu kỳ (ứng với 90°) như trên hình 5.24b.

Tần số giới hạn là một chỉ tiêu đánh giá chất lượng van, tuy nhiên tần số giới hạn bị ảnh hưởng bởi áp suất cung cấp và biên độ tín hiệu vào.

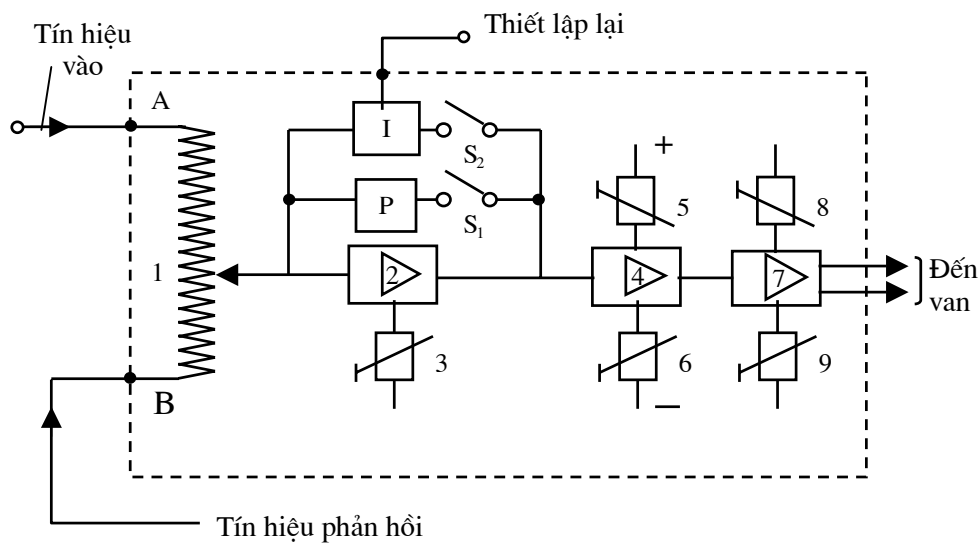
5.2. BỘ KHUẾCH ĐẠI

Bộ khuếch đại hay còn gọi là bộ điều khiển là nơi tổng hợp tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi để truyền tín hiệu thích hợp đến van.

5.2.1. Môđun khuếch đại



a)



b)

Hình 5.25. Sơ đồ của môđun khuếch đại

a- Sơ đồ khối ký hiệu;

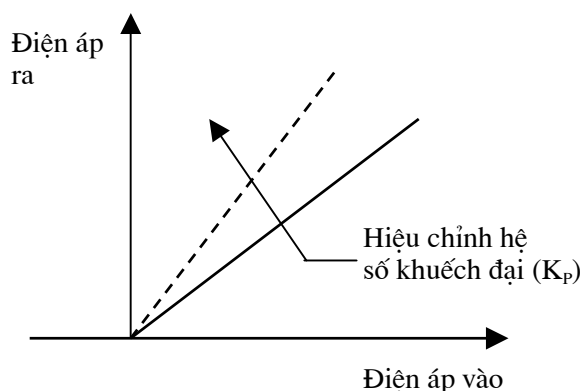
b- Sơ đồ khối thể hiện nguyên lý hoạt động.

Hình 5.25a là sơ đồ ký hiệu của một môđun khuếch đại đơn giản. Hình 5.25b thể hiện một số bộ phận chủ yếu thực hiện chức năng của môđun khuếch đại. Tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi đến các cực A và B của bộ đo điện áp 1 thực hiện thuật toán "+" hoặc "-" với chức năng của điểm tụ. Tuy nhiên giới hạn của điện áp vào và phản hồi phải tương thích, nếu không tương thích thì phải hiệu chỉnh bộ đo điện áp để thực hiện bù trừ sự không tương ứng đó.

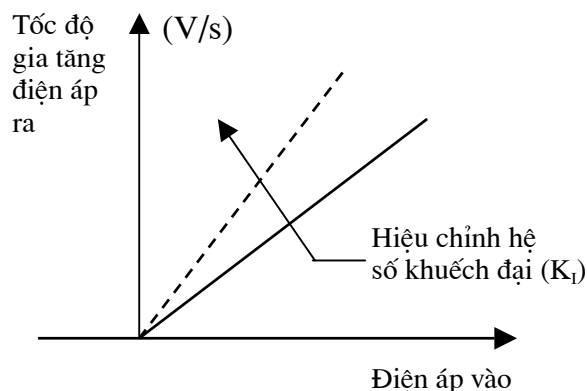
Ví dụ giới hạn tín hiệu vào là ± 12 V, giới hạn tín hiệu phản hồi là ± 10 V thì cần hiệu chỉnh bộ đo điện áp để tín hiệu vào ± 12 V và tín hiệu phản hồi ± 12 V san bằng nhau, tức là giá trị so sánh phải bằng 0 V.

Bộ khuếch đại điện áp 2 hoạt động theo khâu tỷ lệ (P) nếu S_1 đóng và hoạt động theo khâu tích phân (I) nếu S_2 đóng.

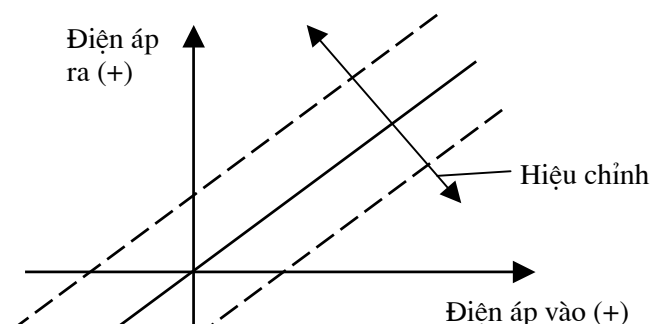
Điều khiển theo tỷ lệ ứng dụng cho mạch điều khiển vị trí còn điều khiển theo tích phân ứng dụng trong mạch điều khiển vận tốc.



a)



b)



c)

Hình 5.26. Đặc tính của hệ số khuếch đại

- a- Đặc tính của hiệu chỉnh hệ số K_p ;
- b- Đặc tính của hiệu chỉnh hệ số K_i ;
- c- Đặc tính của hiệu chỉnh điện áp vào và ra.

Biến trở 3 dùng để hiệu chỉnh hệ số khuếch đại điện áp theo yêu cầu sử dụng, với điều khiển tỷ lệ hệ số khuếch đại là tỷ số giữa điện áp ra và điện áp vào (hình 5.26a) còn với điều khiển tích phân là tỷ số giữa tốc độ gia tăng điện áp ra (V/s) và điện áp vào (hình 5.26b).

Mạch thiết lập lại dùng để phục hồi lại điện áp 0 V khi đầu vào bằng 0 hoặc duy trì tín hiệu điều khiển.

Tín hiệu ra của bộ khuếch đại điện áp truyền đến bộ khuếch đại dòng điện 4, tại 4 có các bộ điều chỉnh giới hạn điện áp dương 5 và điện áp âm 6 để giới hạn dòng cực đại theo yêu cầu của van.

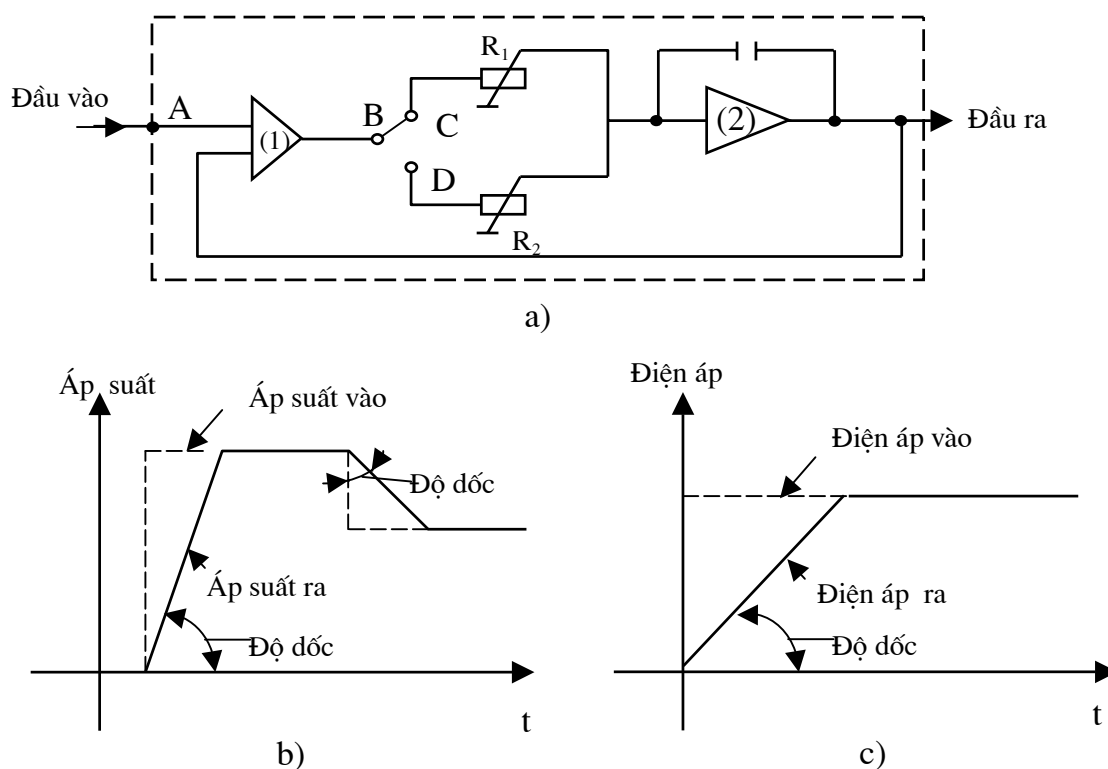
Bộ khuếch đại dòng điện 7 tạo ra dòng điện đến các cuộn dây điều khiển van, trong bộ khuếch đại này có sự phối hợp giữa dòng điều khiển và dòng phản hồi để tự động bù những thay đổi của mất mát năng lượng, đồng thời cải thiện thời gian đáp ứng của van do ảnh hưởng của hiện tượng từ cảm.

Biến trở 8 có thể hiệu chỉnh được hiện tượng từ trễ và nâng cao độ ổn định của con trượt. Biến trở 9 để hiệu chỉnh điện áp ra dương hoặc âm khi điện áp đầu vào bằng 0 (hình 5.26c).

5.2.2. Môđun hiệu chỉnh độ dốc

Môđun hiệu chỉnh độ dốc có thể thay đổi được tín hiệu ra khi tín hiệu vào không đổi. Trong điều khiển vị trí, tốc độ di chuyển từ vị trí thiết lập này đến vị trí thiết lập khác có thể hiệu chỉnh bằng môđun hiệu chỉnh độ dốc. Trong điều khiển vận tốc, có thể thay đổi gia tốc chuyển động khi tăng hoặc giảm vận tốc, còn trong điều khiển áp suất đó là tốc độ thay đổi của áp suất.

Sơ đồ của môđun hiệu chỉnh độ dốc và đặc tính hiệu chỉnh áp suất và điện áp thể hiện ở hình 5.27.



Hình 5.27. Môđun hiệu chỉnh độ dốc.

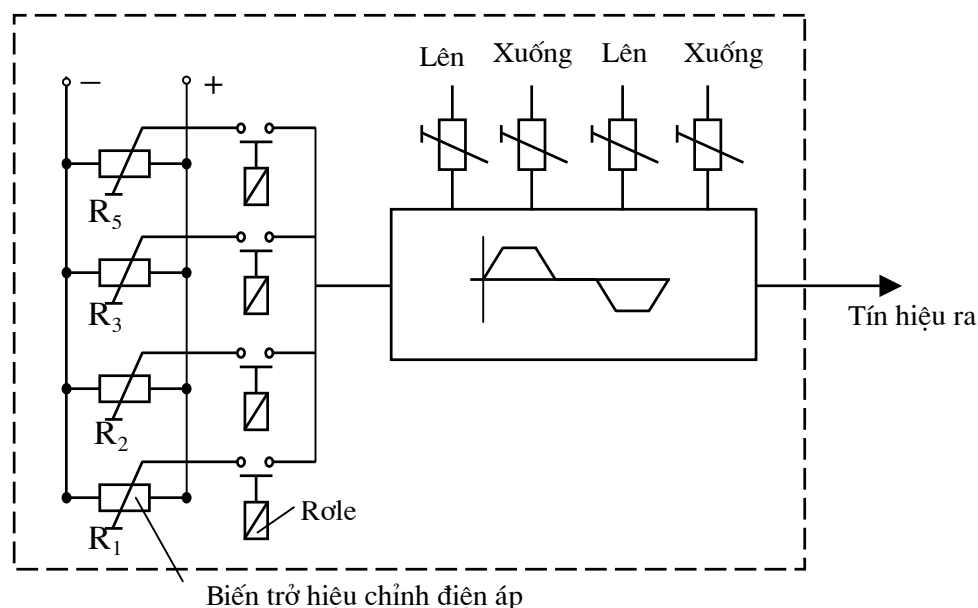
a- Sơ đồ hoạt động;

a- Đặc tính hiệu chỉnh độ dốc áp suất;

b- Đặc tính hiệu chỉnh độ dốc điện áp.

Tín hiệu đầu vào qua bộ khuếch đại 1 (có hệ số khuếch đại cao) và nếu B nối với C thì tín hiệu sẽ đưa vào biến trở điều chỉnh độ dốc R_1 rồi truyền đến bộ khuếch đại tích

phân 2 để làm ổn định dòng điều khiển trước khi truyền đến van. Tín hiệu ra được phản hồi về 1 để san bằng và ổn định độ dốc (hình 5.27c). Nếu B nối với D thì R_2 sẽ cho độ dốc khác.

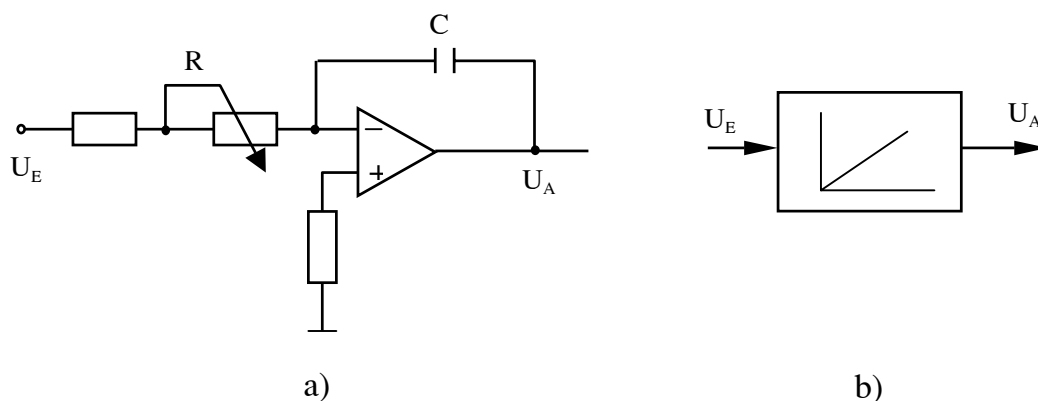


Hình 5.28. Môđun hiệu chỉnh độ dốc 4 cấp

Hiện nay người ta có thể sử dụng nhiều bộ biến trở R nối song song và sử dụng rơle để đóng mở các R nhằm lựa chọn các R nào làm việc. Hình 5.28 là một sơ đồ ví dụ về 4 cấp hiệu chỉnh độ dốc.

5.2.3. Một số chức năng của bộ khuếch đại và ký hiệu của chúng.

1- Bộ phát Rampe (điều chỉnh độ dốc)



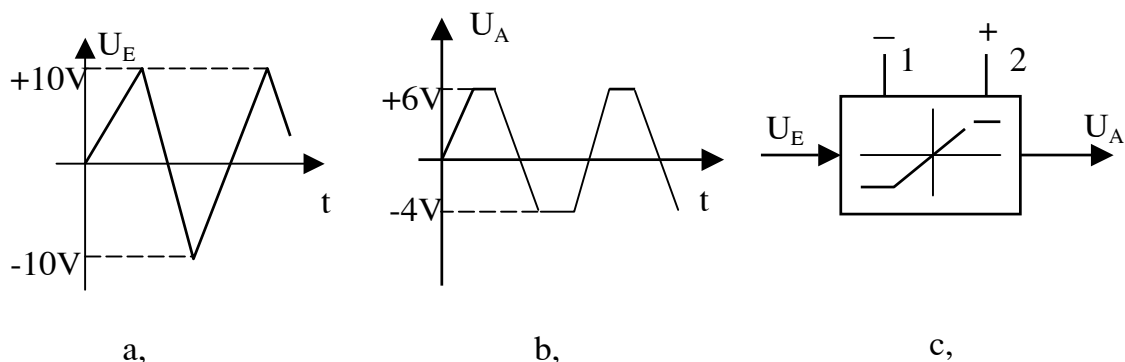
Hình 5.29. Sơ đồ và ký hiệu của bộ phát Rampe.

a- Sơ đồ nguyên lý; b- Ký hiệu.

Bộ phát Rampe đã được giới thiệu ở mục 5.2.2, hình 5.29 là sơ đồ nguyên lý hoạt động và ký hiệu của chúng. Điện áp vào là tín hiệu bậc thang, khi qua bộ phát Rampe

tín hiệu điện áp ra thay đổi theo thời gian. Khi điều chỉnh biến trở R sẽ thay đổi tốc độ nạp tụ điện C.

2. Bộ khống chế

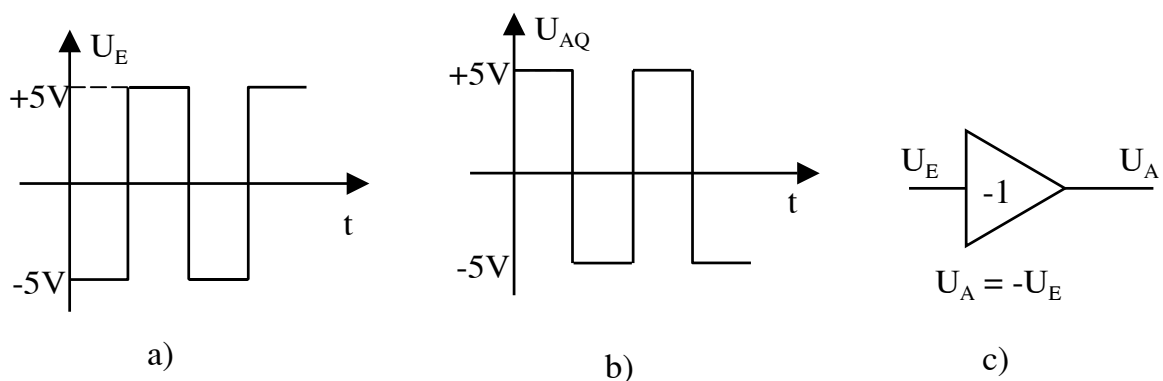


Hình 5.30. Đặc tính và ký hiệu bộ khống chế

a- Tín hiệu vào; b- Tín hiệu ra đã khống chế; c- Ký hiệu.

Hình 5.30 là ví dụ về đặc tính khống chế điện áp ra, giả sử có điện áp vào là $\pm 10V$ qua bộ khống chế có thể điều chỉnh được điện áp ra là $V_A = +6V$ và $-4V$ theo yêu cầu. Trên hình 5.30c nhánh 1 ký hiệu cho điều chỉnh điện áp âm và nhánh 2 ký hiệu cho điều chỉnh điện áp dương.

3. Bộ đảo tín hiệu



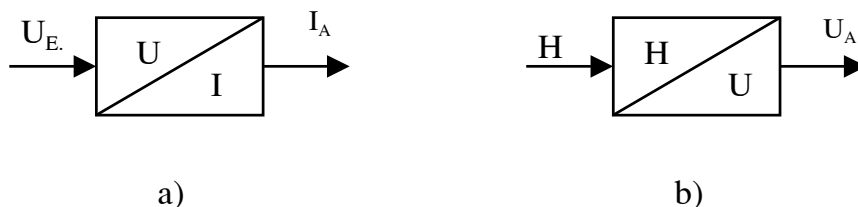
Hình 5.31. Đặc tính và ký hiệu của bộ đảo tín hiệu

a- Tín hiệu vào; b- Tín hiệu ra; c- ký hiệu.

Bộ đảo tín hiệu thực hiện chuyển cực của tín hiệu vào, ví dụ tín hiệu vào là sóng bậc thang $\pm 5V$, khi qua bộ đảo tín hiệu sẽ cho ta tín hiệu ra ngược dấu cùng giá trị tuyệt đối với tín hiệu vào nên hệ số khuếch đại $\frac{U_A}{U_E} = -1$ (hình 5.31).

4. Bộ khuếch đại công suất

Tín hiệu điện thế vào được chuyển thành tín hiệu dòng điện ra và được ký hiệu như hình 5.32a.

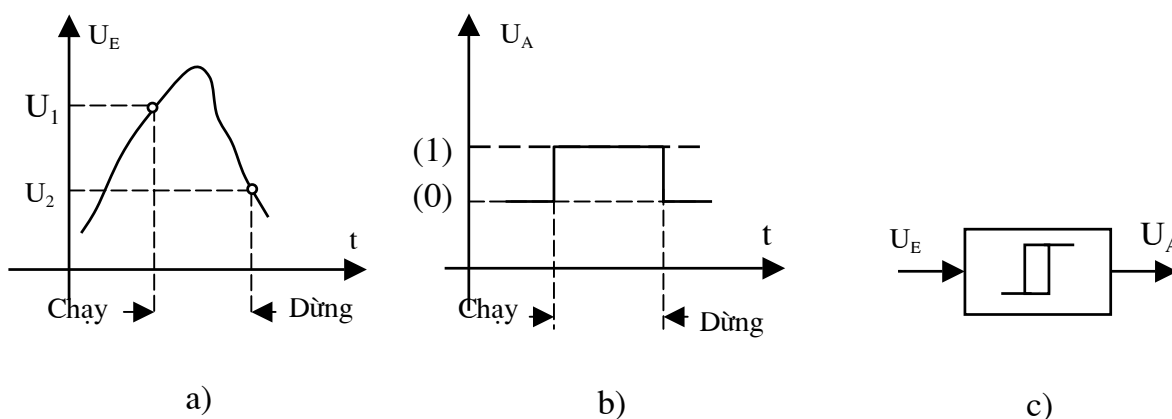


Hình 5.32. Ký hiệu về bộ chuyển đổi tín hiệu

a- Bộ khuếch đại công suất (chuyển đổi U/I); b- Bộ chuyển đổi (H/U).

Khi chuyển từ dạng tín hiệu này sang dạng tín hiệu khác người ta cũng dùng tín hiệu như trên. Ví dụ hình 5.32b là ký hiệu của bộ chuyển đổi của cảm biến vị trí, hành trình đi chuyển H được biến đổi thành tín hiệu điện áp U_A .

5. Bộ ngắt điện



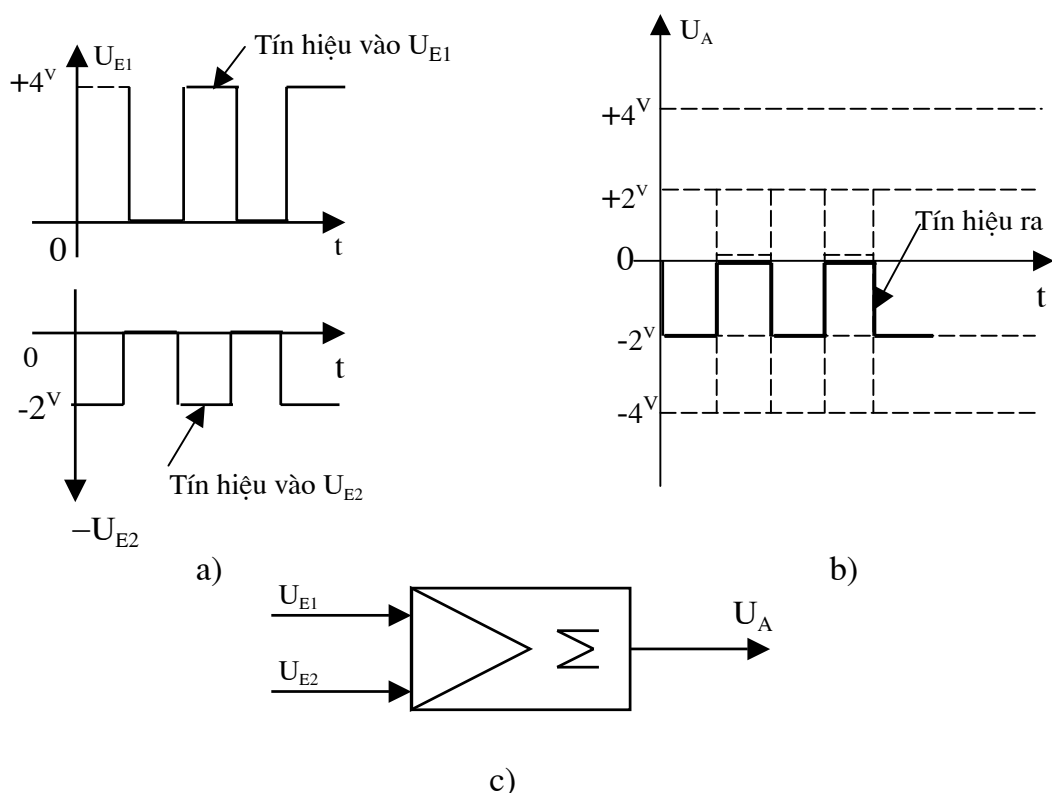
Hình 5.33. Đặc tính ngắt tín hiệu và ký hiệu của bộ ngắt điện.

a- Tín hiệu vào; b- Tín hiệu ra; c- Ký hiệu.

Khi điện áp vào U_E vượt quá U_1 thì điện áp ra vẫn giữ nguyên U_1 tương ứng với trạng thái (1). Khi điện áp vào giảm xuống dưới U_2 thì điện áp ra vẫn giữ nguyên U_2 tương ứng với trạng thái (0).

Như vậy điện áp từ U_1 đến U_2 tương ứng với trạng thái (1) thì thiết bị hoạt động và trạng thái (0) thì thiết bị dừng hoạt động (hình 5.33).

6. Bộ tổng (cộng hoặc trừ)



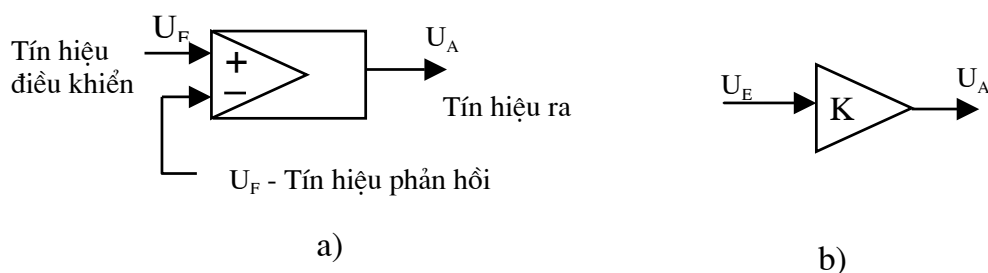
Hình 5.34. Đặc tính về cộng tín hiệu và ký hiệu của bộ tổng

a- Hai tín hiệu vào; b- Tín hiệu ra; c- Ký hiệu.

Có hai tín hiệu vào U_{E1} và U_{E2} qua bộ tổng sẽ cho ta một tín hiệu ra U_A :

$$U_A = -(U_{E1} + U_{E2})$$

7. Bộ so sánh và bộ khuếch đại tương thích.

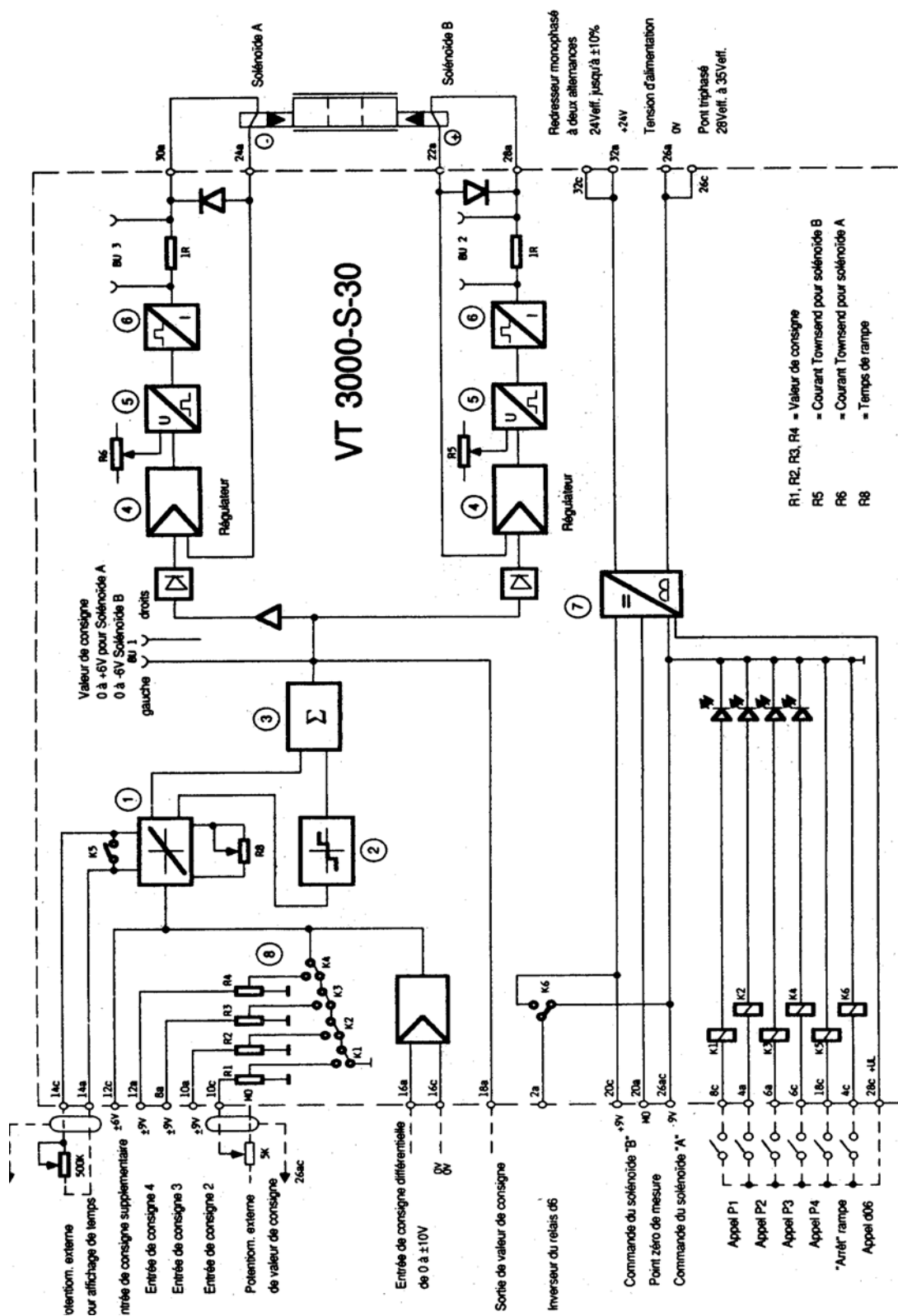


Hình 5.35. Bộ so sánh (a) và bộ khuếch đại tương thích (b)

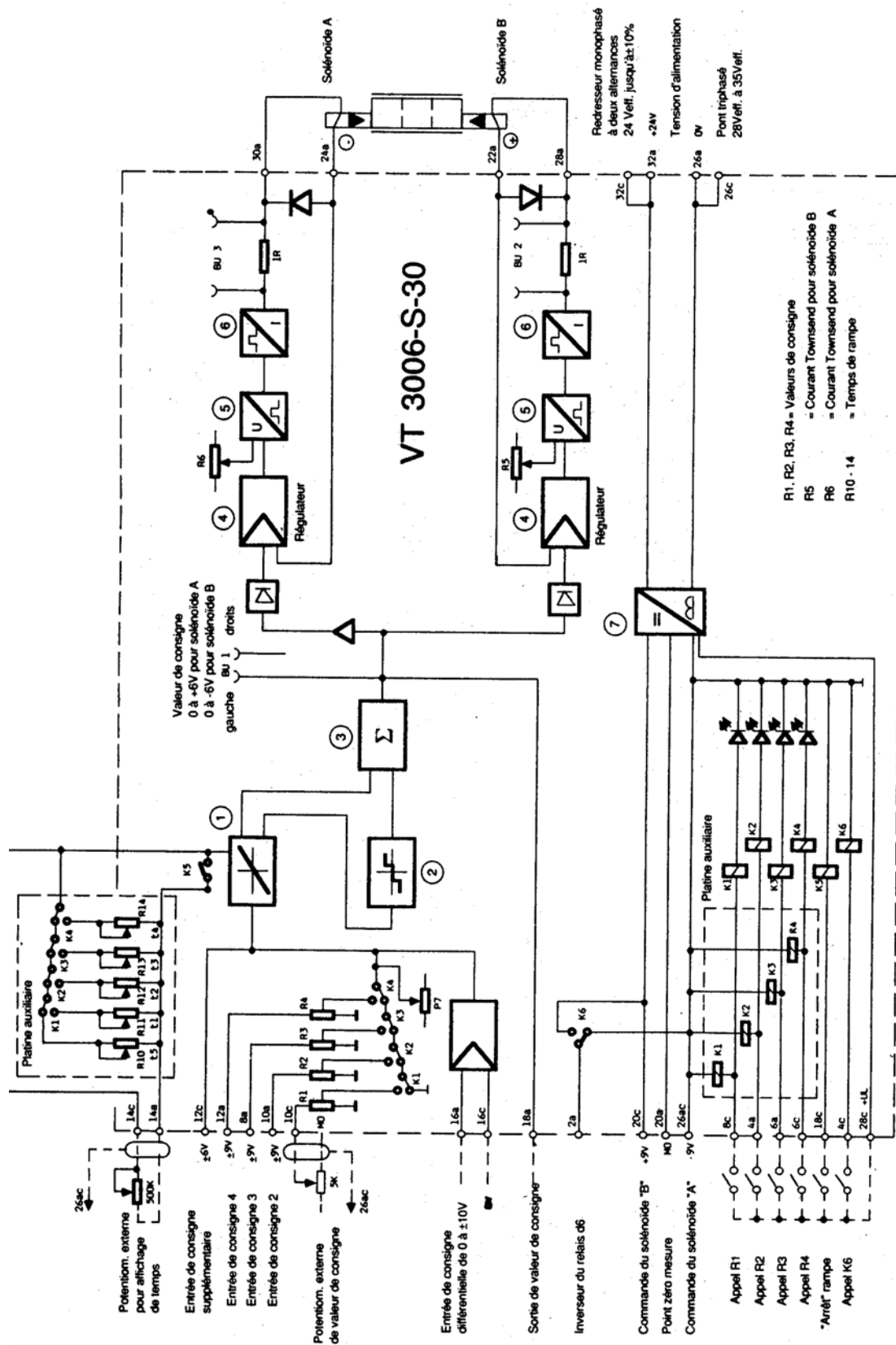
Bộ so sánh được sử dụng trong mạch điều khiển hệ kín.

Bộ khuếch đại tương thích chủ yếu là dùng để điều chỉnh tín hiệu phản hồi cho phù hợp với tín hiệu vào để đưa vào bộ so sánh. Ví dụ cảm biến tạo ra được điện áp tối đa là 20 V trong lúc đó tín hiệu điều khiển tối đa là 10 V lúc này cần điều chỉnh tín hiệu phản hồi tối đa xuống còn 10 V để phù hợp với tín hiệu vào, nghĩa là $K = 1/2$.

Hình 5.36, hình 5.37, hình 5.38 là các ví dụ về bộ khuếch đại của van tỷ lệ.



Hình 5.36. Sơ đồ bộ khuếch đại của van tỷ lệ loại VT 3000-S-30

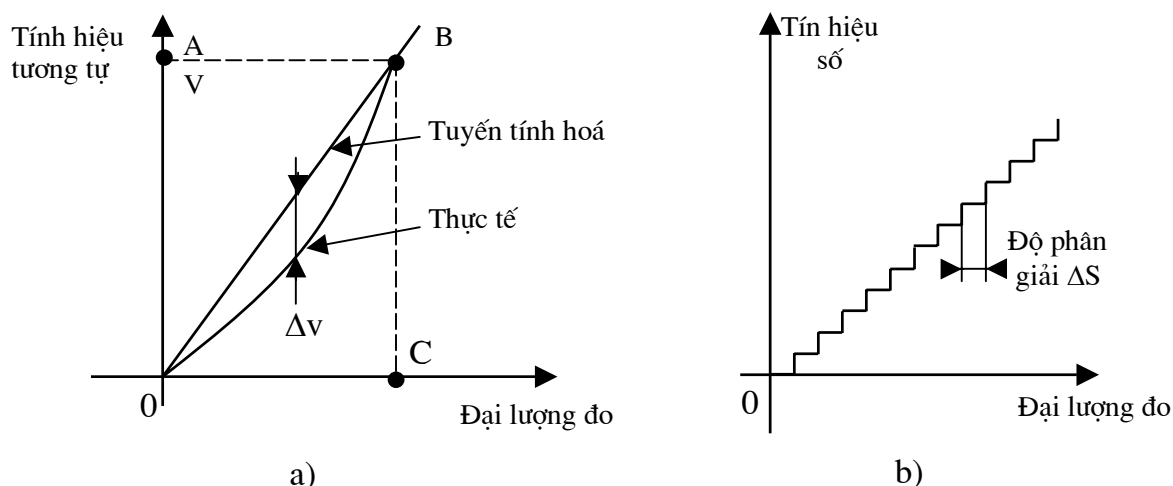


Hình 5.37. Sơ đồ bộ khuếch đại của van tỷ lệ loại VT 3006- S -30.

5.3. CÁC LOẠI CẢM BIẾN

Cảm biến là thiết bị đo sử dụng để lấy tín hiệu phản hồi trong mạch điều khiển hệ kín. Hiện nay có hai loại cảm biến là : cảm biến tương tự và cảm biến số.

Cảm biến tương tự (analog) : Đại lượng cần đo được chuyển đổi thành tín hiệu liên tục (hay gọi là tín hiệu tương tự) tương thích. Ví dụ đại lượng đo được chuyển đổi thành tín hiệu điện áp hoặc cường độ dòng điện (hình 5.39a).



Hình 5.39. Đặc tính của cảm biến

a- Cảm biến tương tự (analog); b- Cảm biến số (digital).

Cảm biến số (digital) : Đại lượng cần đo được chuyển đổi thành tín hiệu rời rạc (hay gọi là tín hiệu số) tương thích với khoảng cắt mẫu bằng nhau ($\Delta s = \text{const}$), khoảng cắt mẫu Δs gọi là độ phân giải của cảm biến (hình 5.39b). Các tín hiệu này có thể đưa trực tiếp vào các bộ điều khiển PLC hoặc các bộ vi xử lý.

Thực tế các loại cảm biến nói chung làm việc không hoàn toàn tuyến tính mà tồn tại sai số tuyến tính Δv , sai số này phụ thuộc vào nguyên lý và trình độ chế tạo.

Sai số tuyến tính là tỉ lệ % độ lệch lớn nhất Δv so với tín hiệu ra lớn nhất V :

$$\Delta\% = \frac{\Delta v}{V} \cdot 100$$

Hình 5.39a, A là điểm có giá trị lớn nhất của tín hiệu ra ($A = V$), tương ứng với điểm C là đại lượng đo lớn nhất.

Ví dụ : Giả sử ta có bộ cảm biến áp suất với tín hiệu ra thay đổi từ 0 V đến 10 V tương ứng với phạm vi áp suất thay đổi từ 0 bar đến 400 bar. Nếu sai số tuyến tính $\Delta = 0,5\%$ thì sai số đầu ra lớn nhất Δv sẽ là :

$$\Delta v = \frac{0,5 \cdot 10V}{100} = 0,05V$$

và sai số áp suất lớn nhất tương ứng sẽ là :

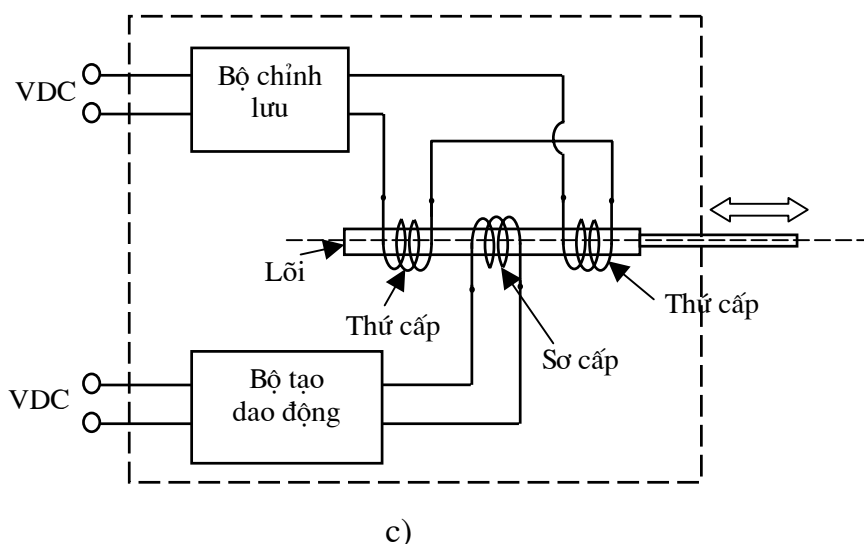
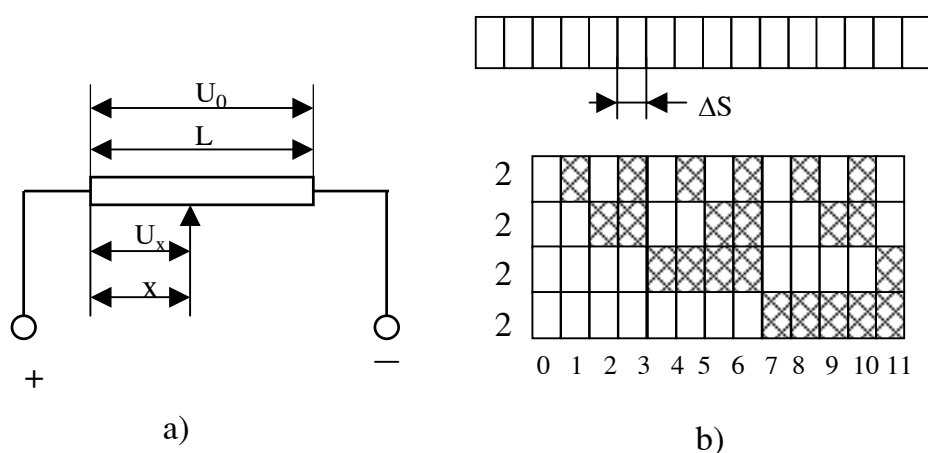
$$0,05V \cdot \left(\frac{400}{10} \right) = 2 \text{ bar}$$

Giống như một số thiết bị điện khác, cảm biến cũng có hiện tượng từ trễ, sai số khả năng lặp lại, ảnh hưởng của nhiệt độ, độ phân giải (nếu là cảm biến số), tốc độ truyền tín hiệu, sự va chạm, tuổi thọ và đáp ứng động lực học đều có liên quan đến chất lượng, độ chính xác của các loại cảm biến.

Trong hệ điều khiển tự động thủy lực chỉ thực hiện ba loại mạch điều khiển là vị trí, tốc độ và tải trọng nên cũng thường sử dụng các cảm biến như sau :

- Cảm biến vị trí (cảm biến đo chiều dài và cảm biến đo góc quay).
- Cảm biến tốc độ (cảm biến đo tốc độ dài và cảm biến đo tốc độ góc).
- Cảm biến tải trọng (cảm biến đo lực, cảm biến đo mômen xoắn hoặc cảm biến áp suất).

5.3.1. Cảm biến vị trí đo chiều dài



Hình 5.40. Sơ đồ nguyên lý của cảm biến vị trí

- a- Cảm biến điện trở (analog) kiểu tiếp xúc;
- b- Cảm biến số (digital);
- c- Cảm biến đo điện (analog) không tiếp xúc.

Cảm biến vị trí tương tự luôn đo theo giá trị tuyệt đối còn đối với cảm biến vị trí số có thể đo theo giá trị tuyệt đối hoặc đo theo số gia (giá trị sau bằng giá trị trước cộng thêm một đơn vị).

Hình 5.40a thực chất là một biến trở (potentiometer), tuy nhiên khác với biến trở thông thường thì cảm biến điện trở có đặc tính tuyến tính cao. Điện áp cung cấp là U_0 có hành trình lớn nhất là L , khi con trượt di chuyển, tùy thuộc vào vị trí của con trượt x mà sẽ cho điện áp ra U_x tương ứng. Ta có quan hệ sau :

$$\frac{U_x}{U_0} = \frac{x}{L} \text{ hay } x = \frac{U_x \cdot L}{U_0} = \frac{L}{U_0} \cdot U_x = \frac{1}{K_c} \cdot U_x$$

viết lại là :

$$\frac{U_x}{x} = K_c$$

K_c là hệ số khuếch đại của cảm biến.

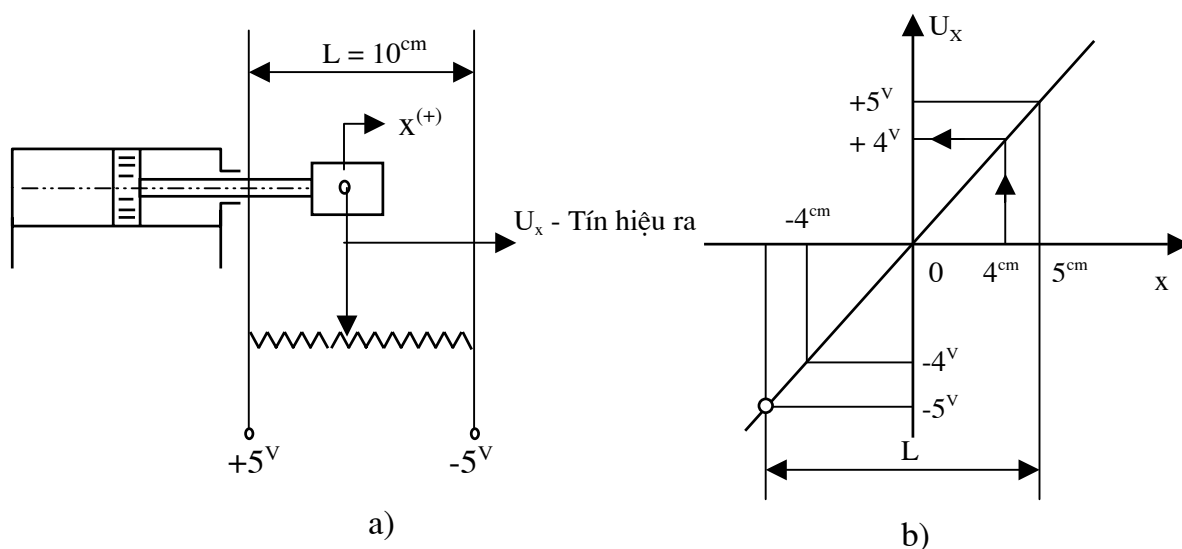
Ví dụ : Nghiên cứu sơ đồ điều khiển vị trí như hình 5.41 ta thấy :

Điện áp cung cấp là $\pm 5 \text{ V}$, tức là khi pittông ở vị trí giữa thì $U_{x=0} = 0$

Hệ số khuếch đại của cảm biến là : $K_c = \frac{U_0}{L} = \frac{10\text{V}}{10\text{cm}} = 1 \text{ V/cm}$

Nếu $x = 5 \text{ cm}$ thì $U_x = K_c \cdot x = 1 \times 5 = 5 \text{ V}$

Nếu $x = -4 \text{ cm}$ thì $U_x = 1 \cdot (-4) = -4 \text{ V}$



Hình 5.41. Sơ đồ ví dụ về tính toán cảm biến vị trí.

a- Sơ đồ nguyên lý;

b- Đặc tính của cảm biến.

Nhược điểm của cảm biến loại này là do tiếp xúc cơ học giữa con trượt và cuộn dây nên trong quá trình làm việc con trượt và cuộn dây sẽ bị mài mòn, tuổi thọ thấp, tần số

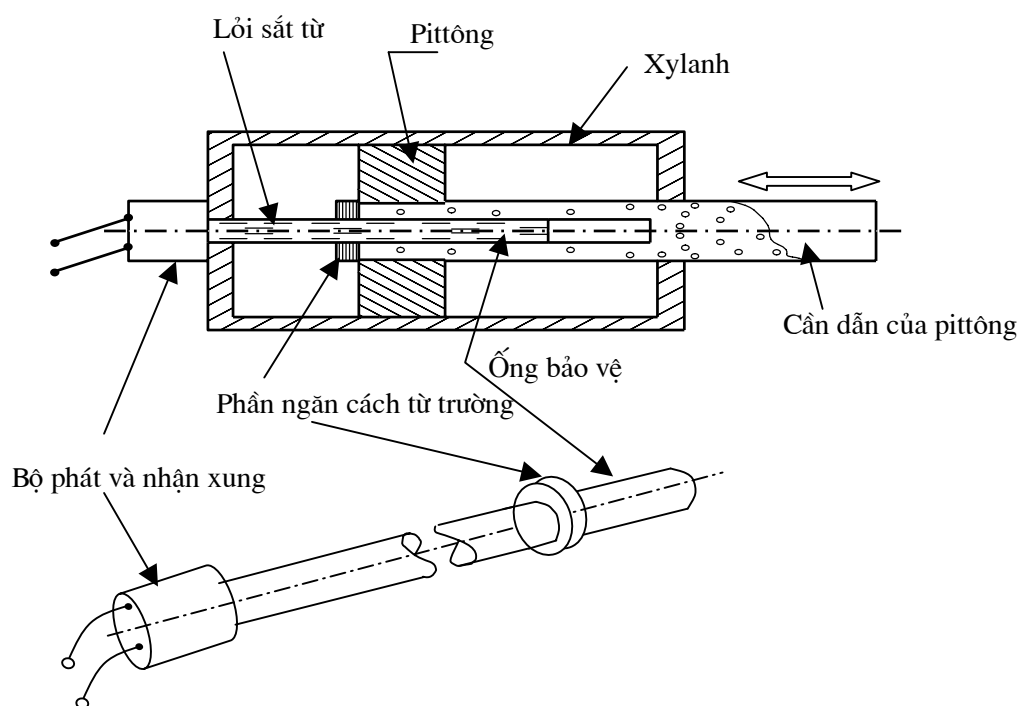
hoạt động không cao, thường chỉ dưới 5 Hz và độ nhấp nhô của đặc tính cao do có khoảng cách giữa các vòng của cuộn dây điện.

Để khắc phục những nhược điểm trên người ta sử dụng loại cảm biến không tiếp xúc ký hiệu là LVDT (Linear Variable Differential Transpormer) hình 5.30c.

Bộ LVDT gồm một cuộn dây sơ cấp và hai cuộn dây thứ cấp bao quanh lõi sắt từ, lõi sắt gắn với cần tác động và di chuyển dọc được. Bộ LVDT hoạt động như một máy biến áp. Như vậy, dòng điện DC trước khi vào cuộn sơ cấp phải qua bộ dao động, tạo ra điện áp xoay chiều có tần số phù hợp. Tín hiệu ra xoay chiều từ hai cuộn dây (hai cuộn dây được bố trí đối xứng) thứ cấp được chỉnh lưu thành dòng một chiều DC. Khi lõi sắt ở vị trí trung gian thì điện áp đầu ra sẽ bằng 0. Khi lõi sắt di chuyển thì điện áp trong hai cuộn dây thay đổi ngược chiều nhau và sự thay đổi đó tùy thuộc vào lõi sắt di chuyển theo chiều nào. Tín hiệu ra là điện áp so sánh của hai cuộn dây thứ cấp. Độ lớn của điện áp ra tỷ lệ với hành trình di chuyển của lõi sắt.

Bộ LVDT làm việc theo nguyên lý không tiếp xúc sẽ tránh được mài mòn cơ học, lõi sắt có thể làm việc với tần số dao động cao. Tuy nhiên cảm biến loại này sai số tuyến tính cao hơn so với cảm biến điện trở.

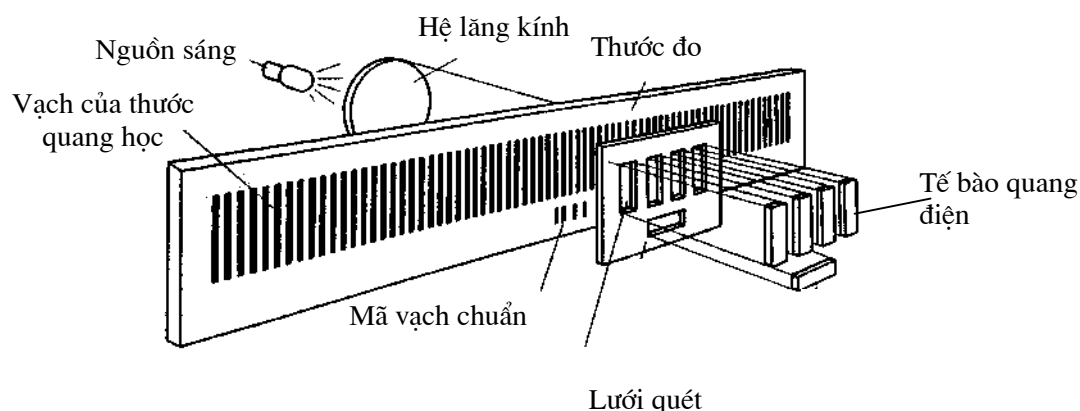
Hiện nay người ta còn sử dụng loại cảm biến xung. Cảm biến xung đặt ngay trong cần dẫn của pittông-xylanh (hình 5.42). Lõi sắt từ là bộ phận nhận và truyền xung.



Hình 5.42. Sơ đồ của bộ cảm biến xung

Từ trường sẽ sinh ra khi pittông di chuyển. Vị trí di chuyển của pittông đo được là do sự sai khác về xung truyền đi và xung phản hồi về. Tín hiệu xung được chuyển thành tín hiệu điện áp cung cấp tín hiệu phản hồi cho mạch điều khiển.

Hình 5.43 giới thiệu cấu trúc một hệ thống đo chiều dài số theo nguyên tắc quang - điện (hay gọi là thước đo quang điện) kiểu gia số.



Hình 5.43. Thước đo số theo nguyên tắc quang điện

Thước đo di chuyển giữa hệ thống thấu kính và lưới quét, khi tia sáng từ nguồn sáng qua thấu kính rơi qua thước đo, trên đó có những vạch phản quang và không phản quang thay đổi kế tiếp và đều nhau. Tia sáng gặp phải vạch phản quang sẽ bị phản hồi lại còn những tia lọt qua được sẽ đến lưới quét và tế bào quang điện phát ra tín hiệu.

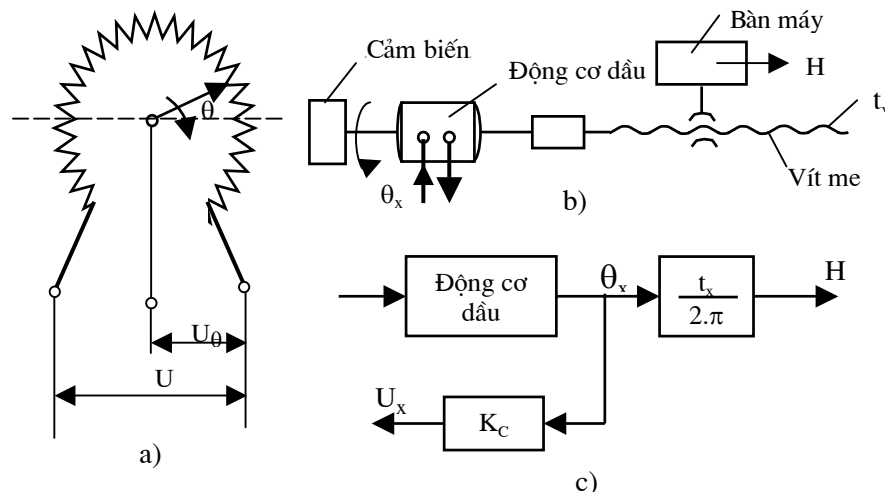
Đây là thiết bị đếm vạch kiểu gia số nên trên thước có trang bị thêm các vạch chuẩn (dấu mã chuẩn) để có thể tính toán được giá trị tuyệt đối.

Hình 5.40b là một kiểu đo giá trị tuyệt đối theo hệ nhị phân. Những vùng soi thấu hoặc không soi thấu (phản quang) trên thước đo tương ứng với giá trị 1 và giá trị 0 của hệ nhị phân.

Ngoài các loại đã giới thiệu ở trên, hiện nay người ta còn sử dụng cảm biến đo theo điện dung, laser, siêu âm... gắn ngay trong xy lanh nên các xy lanh loại này được chế tạo đặc biệt.

5.3.2. Cảm biến vị trí đo góc

Cảm biến điện trở và cảm biến không tiếp xúc RVDT đo góc quay có nguyên lý hoạt động tương tự như cảm biến đo chiều dài, chỉ khác nhau về mặt kết cấu. Đối với biến trở đo góc quay thì có dạng hình tròn, con trượt quay quanh tâm của biến trở (hình 5.44a).



Hình 5.44. Sơ đồ của cảm biến điện trở đo góc và ứng dụng của nó

- a- Cảm biến điện trở đo góc;
b,c - Sơ đồ nguyên lý và sơ đồ khối của hệ thủy lực biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.

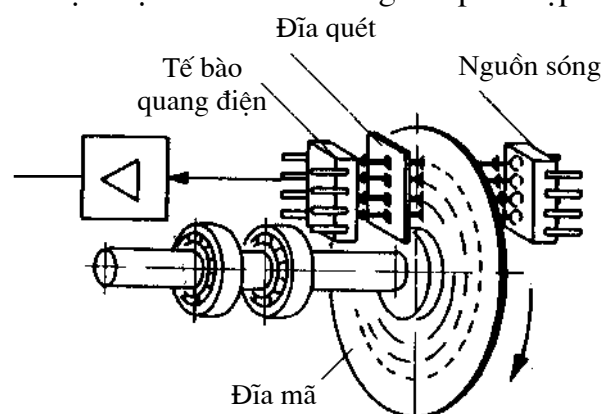
Như sơ đồ ví dụ trên hình 5.44a ta thấy :

$$U_x = \frac{U_0}{\theta_{\max}} \cdot \theta_x = K_C \cdot \theta_x$$

trong đó : K_C - hệ số khuếch đại của cảm biến;
 θ_x - góc quay và U_x - điện áp ra.

Hình 5.44b, c là ví dụ mô hình điều khiển với phương pháp đo gián tiếp hành trình đi chuyển thông qua đo góc quay của trục động cơ dầu. Phương pháp đo gián tiếp sẽ có độ chính xác điều khiển thấp hơn so với đo trực tiếp.

Đối với cảm biến RVDT (Rotary Variable Differential Transpormer) lõi sắt được đặt theo một dạng cam đặc biệt có kết cấu tương đối phức tạp.



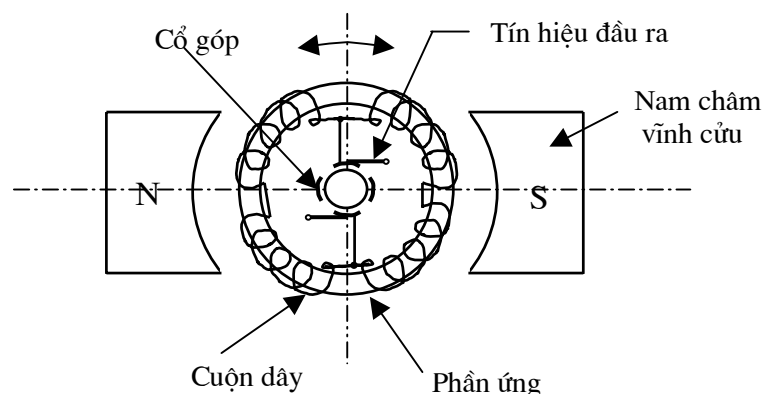
Hình 5.45. Sơ đồ của thiết bị đo góc quang điện

Ngoài loại cảm biến không tiếp xúc RVDT còn có loại đo góc theo nguyên tắc quang điện kiểu gia số (hình 5.45). Nguyên lý hoạt động của cảm biến loại này tương tự như thước đo chiều dài (hình 5.43) chỉ khác là đĩa quay quang học gắn trên trục

quay và quay theo trục cần đo. Phương pháp đo theo kiểu gia số sẽ có sai số tích lũy nên với những thiết bị điều khiển yêu cầu chính xác cao có thể dùng kiểu đo giá trị tuyệt đối.

5.3.3. Cảm biến vận tốc

Để đo vận tốc góc người ta sử dụng máy phát tốc. Máy phát tốc có thể gọi là tachometer- generator viết tắt là tacs- gen. Thiết bị này về cơ bản giống máy phát điện một chiều DC kiểu nam châm vĩnh cửu (hình 5.46).

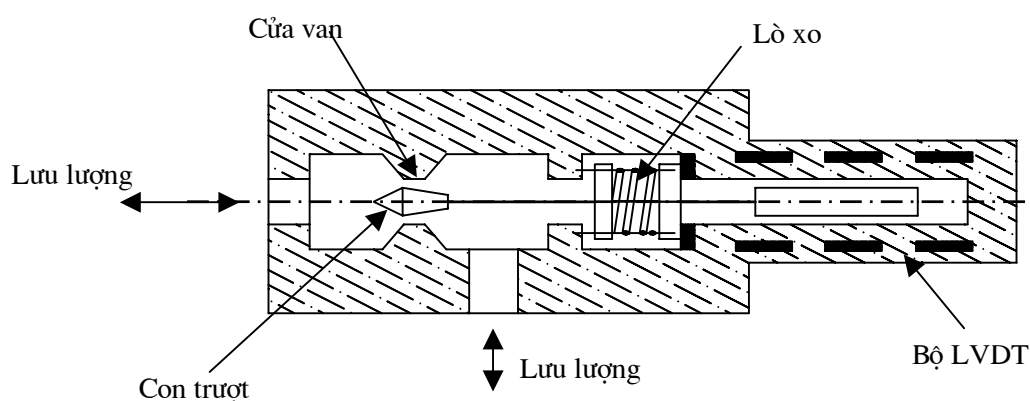


Hình 5.46. Sơ đồ của máy phát tốc (tacs- gen)

Máy phát tốc phát ra dòng một chiều tỷ lệ với tốc độ quay của nó.

Nếu nối máy trên với một bộ truyền bánh răng- thanh răng hoặc vít me (chuyển từ vận tốc dài thành vận tốc góc) thì có thể sử dụng để làm cảm biến đo tốc độ dài.

Bộ phát tốc cũng có thể đo gián tiếp thông qua lưu lượng chảy qua van (hình 5.47).



Hình 5.47. Thiết bị đo lưu lượng

Cửa van và cuộn cảm có kết cấu đặc biệt để tạo ra sự quan hệ tuyến tính giữa lưu lượng cung cấp qua cửa van và dịch chuyển tịnh tiến của cuộn cảm. Bộ LVDT được

gắn đồng trục với cuộn cảm. Khi cuộn cảm di chuyển, bộ LVDT phát ra tín hiệu điện tỷ lệ với lưu lượng qua cảm biến. Qua lưu lượng ta có thể chuyển đổi được thành vận tốc chuyển động thẳng hoặc vận tốc góc của cơ cấu chấp hành (xylanh hoặc động cơ dầu). Nhược điểm của thiết bị đo này là sai số tuyến tính lớn, đặc biệt là ở vùng lưu lượng thấp.

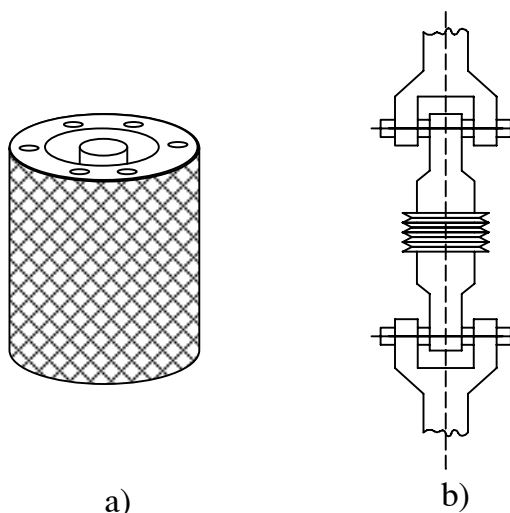
Việc đo tốc độ dài hoặc góc còn có thể dùng thiết bị quang- điện đo từ xa, miếng phản quang được dán trên trục quay hoặc trên vật chuyển động thẳng, tín hiệu thu được có thể là tín hiệu điện hoặc tín hiệu số.

5.3.4. Cảm biến áp suất, lực và mômen xoắn

Trong hệ điều khiển thủy lực để điều khiển lực và mômen xoắn đơn giản nhất là sử dụng cảm biến đo áp suất. Đo theo áp suất là phương pháp đo gián tiếp, có độ chính xác thấp hơn đo trực tiếp lực hoặc mômen xoắn.

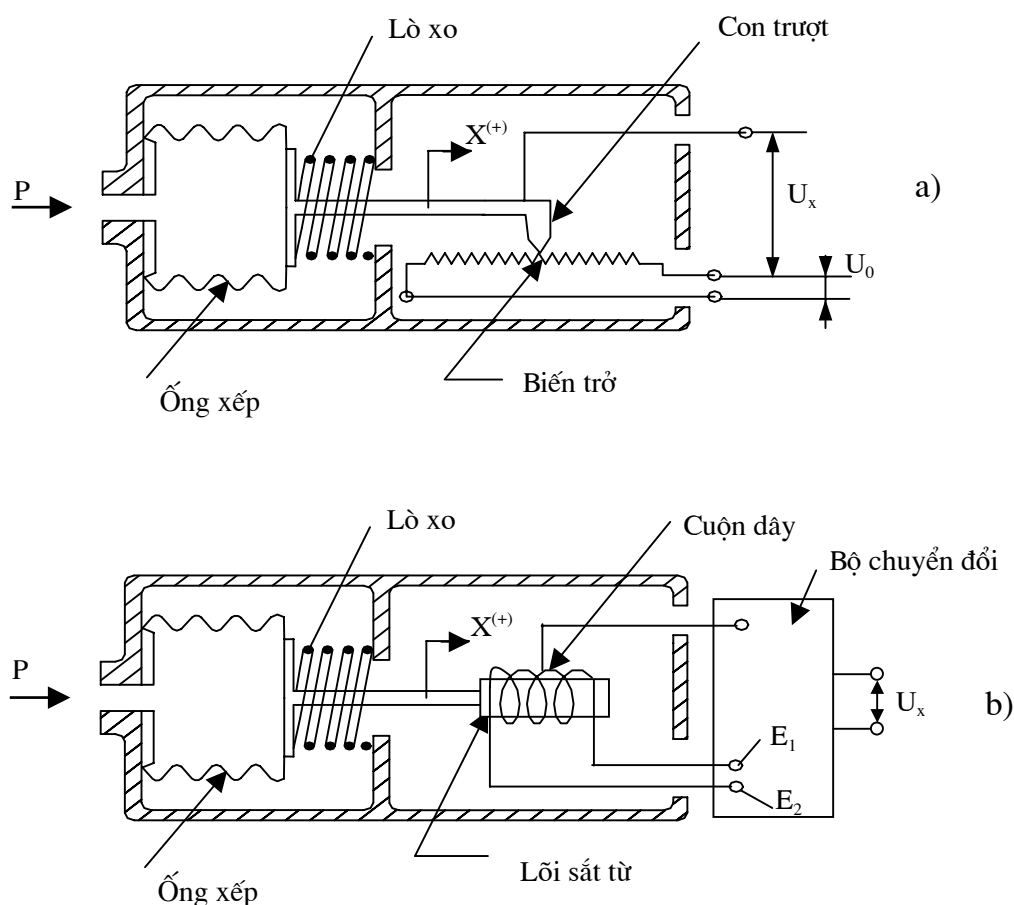
Các loại cảm biến dùng trong mạch điều khiển tải trọng nói chung đều sử dụng nguyên lý đo sức căng như dùng tấm điện trở đo ứng suất thông qua biến dạng, màng đàn hồi khí nén, các khâu đàn hồi tuyến tính như lò xo, cầu chữ U... Tuy nhiên các ứng dụng trên đều liên quan đến bộ tạo điện áp ra. Điện áp ra phải tỷ lệ với áp suất, lực hoặc mômen xoắn.

Hình 5.48 là bộ cảm biến lực và cảm biến mômen xoắn hoạt động theo nguyên lý đo sức căng.



Hình 5.48. Sơ đồ của cảm biến đo lực (a) và cảm biến đo mômen xoắn (b) theo nguyên lý đo sức căng

Hình 5.49a là ví dụ về cảm biến áp suất điện trở. Dưới tác dụng của áp suất P ống xếp đàn hồi di động tỷ lệ với áp suất, sự di động của con trượt sẽ làm thay đổi điện áp ra của biến trở. Như vậy tín hiệu điện áp ra U_x tỷ lệ với áp suất vào P .



Hình 5.49. Sơ đồ ví dụ về cảm biến áp suất

a - Cảm biến áp suất điện trở; b- Cảm biến về áp suất điện cảm.

Hình 5.49b là ví dụ về cảm biến áp suất điện cảm. Độ tự cảm của cuộn dây phụ thuộc vào vị trí của lõi sắt từ di động trong cuộn dây. Dây rẽ nằm ở giữa cuộn dây nên khi lõi sắt ở vị trí trung gian $E_1 = E_2$, khi lõi sắt di chuyển thì E_1 tăng và E_2 giảm, nếu lõi sắt di chuyển ngược lại thì E_1 giảm và E_2 tăng. Qua bộ phận chuyển đổi sẽ cho ta tín hiệu điện áp ra U_x tỷ lệ với áp suất P .

Ngoài ra còn có cảm biến áp suất kiểu điện dung, cảm biến áp suất thanh anh... cũng được ứng dụng trong hệ điều khiển tự động thủy lực.

Chương 6

ĐIỀU KHIỂN VỊ TRÍ, VẬN TỐC VÀ TẢI TRỌNG TRONG HỆ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

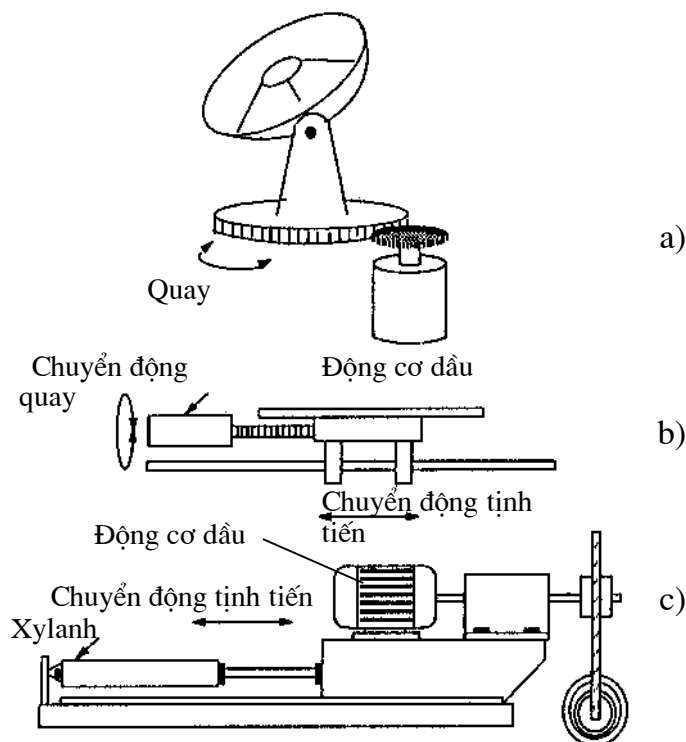
Hệ thống điều khiển tự động thủy lực có thể thực hiện các chức năng điều khiển sau :

1. Điều khiển vị trí (tịnh tiến hoặc quay);
2. Điều khiển vận tốc (tịnh tiến hoặc quay);
3. Điều khiển tải trọng (lực, mômen xoắn hay áp suất).

Tùy thuộc vào yêu cầu sử dụng của thiết bị mà có thể thực hiện một, hai hoặc cả ba chức năng điều khiển trên.

6.1. ĐIỀU KHIỂN VỊ TRÍ

Điều khiển vị trí là di chuyển cơ cấu chấp hành đến một vị trí nào đó theo yêu cầu. Nếu là xylanh thủy lực thì vị trí là hành trình dịch chuyển của pittông, nếu là động cơ dầu thì vị trí là góc quay của trục động cơ dầu. Tuy nhiên tùy theo yêu cầu mà pittông-xylanh hoặc động cơ dầu có thể truyền đến hệ truyền động cơ khí nào đó. Ví dụ như vít me, bánh răng- thanh răng, bộ truyền bánh răng... và cũng có thể biến chuyển động tịnh tiến thành chuyển động quay hoặc ngược lại.



Hình 6.1. Các sơ đồ ví dụ về ứng dụng của xylanh thủy lực và động cơ dầu

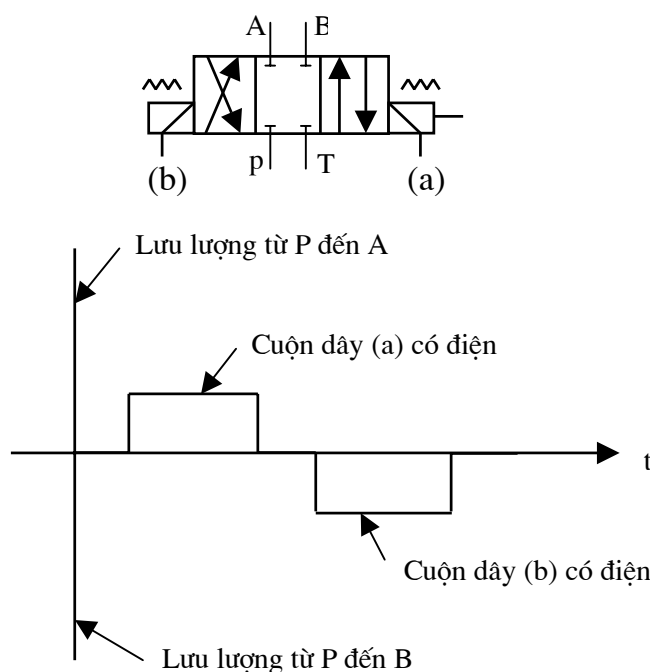
- a- Động cơ dầu điều khiển góc quay; b- Động cơ dầu - vít me bi điều khiển chuyển động thẳng; c- Động cơ dầu và xylanh thủy lực bố trí phối hợp.

Truyền động vít me bi có độ chính xác truyền động cao nên được sử dụng rộng rãi trong hệ thống điều khiển tự động. Sơ đồ hình 6.1b nếu vít me bi có bước 5 mm, động cơ dầu điều khiển được góc quay $\pm 1^\circ$ thì bàn máy có thể di chuyển với độ chính xác là : $\frac{5}{360^\circ} = \pm 0,014 \text{ mm}$.

Van trượt điều khiển thường sử dụng loại ba vị trí : trái, phải và trung gian. Ứng với ba vị trí điều khiển của van thì xylanh (hoặc động cơ dầu) chuyển động theo chiều thuận, đảo chiều hoặc dừng. Chúng ta hãy nghiên cứu một số đặc điểm và khả năng ứng dụng của các loại van trong các mạch hệ điều khiển vị trí.

6.1.1. Ứng dụng của van solenoid trong hệ điều khiển vị trí

1. Van solenoid đóng mở : Loại van này chỉ thực hiện nhiệm vụ đóng mở các đường dẫn dầu đến xylanh (hoặc động cơ dầu), mà không có tác dụng điều khiển lưu lượng dầu. Sơ đồ và đặc tính làm việc của van thể hiện ở hình 6.2.



Hình 6.2. Sơ đồ ký hiệu và đặc tính làm việc của van solenoid đóng mở

Dòng điện cung cấp cho van có thể là một chiều (DC) hoặc xoay chiều (AC). Tùy theo kích thước của van mà thời gian đóng mở trong phạm vi $20 \div 100 \text{ ms}$.

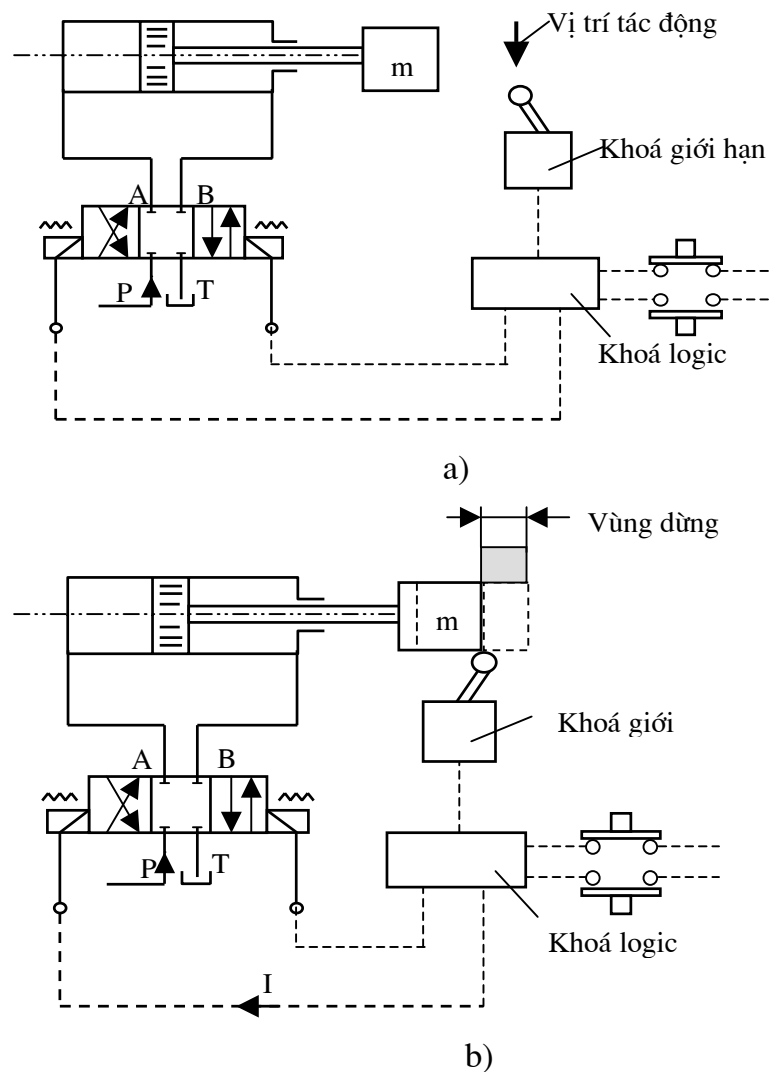
Hình 6.3 là sơ đồ ví dụ về ứng dụng của van loại này để thực hiện điều khiển vị trí.

Vị trí dừng của bàn máy m sẽ được thực hiện bằng mạch điều khiển logic dùng rơle, ngắt trạng thái hoặc PLC, thông qua vị trí của khoá giới hạn như ở hình 6.3a.

Hình thức điều khiển này đơn giản, giá thành thấp và phù hợp với yêu cầu của nhiều thiết bị, dây chuyền tự động. Tuy nhiên khi khoá giới hạn bị tác động thì bàn máy không thể dừng ngay mà phải mất một khoảng thời gian nào đó. Điều này dẫn tới vị trí dừng của bàn máy không chính xác do ảnh hưởng bởi các yếu tố sau đây :

- Thời gian đáp ứng của van.

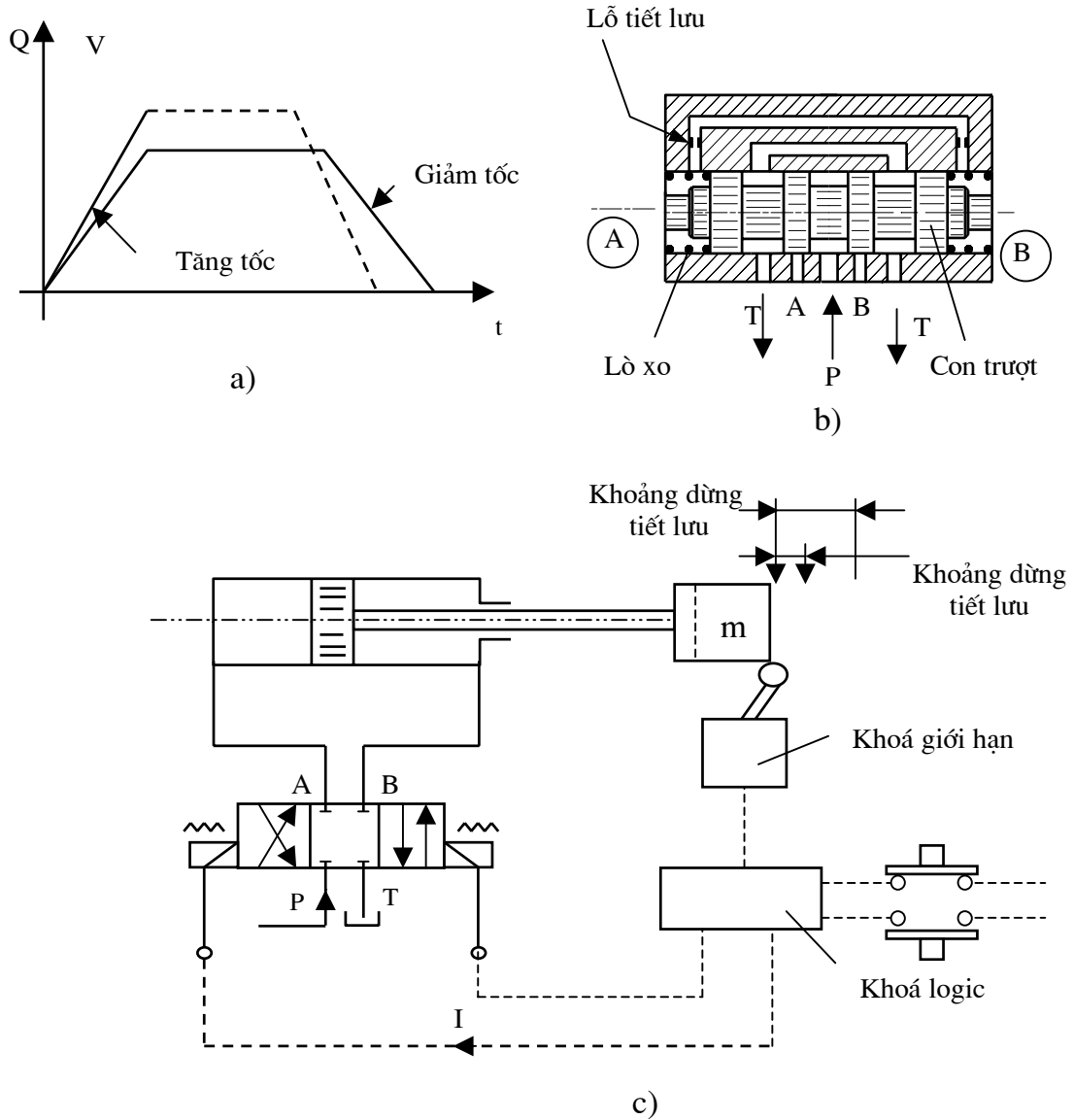
- Khối lượng và vận tốc chuyển động.
- Thể tích chứa dầu trong xy lanh và đường ống dẫn.
- Môđun đàn hồi của dầu.
- Ma sát của các bộ phận chuyển động.
- Sự rò dầu.
- Thời gian tác động của khóa giới hạn và của rơle.
- Thời gian nhận tín hiệu phản hồi của bộ PLC (nếu điều khiển PLC).



Hình 6.3. Sơ đồ ví dụ về ứng dụng van solenoid trong điều khiển vị trí

Các yếu tố trên khó có thể xác định một cách chính xác và chúng có thể thay đổi trong suốt quá trình hoạt động của máy. Nên vị trí dừng của bàn máy sẽ nằm trong một vùng nhất định (hình 6.3b).

2. Van solenoid điều khiển



Hình 6.4. Sơ đồ nguyên lý và đặc tính lưu lượng về ứng dụng

van solenoid điều khiển trong mạch điều khiển vị trí

a- Đặc tính lưu lượng (vận tốc); b- Sơ đồ kết cấu van;

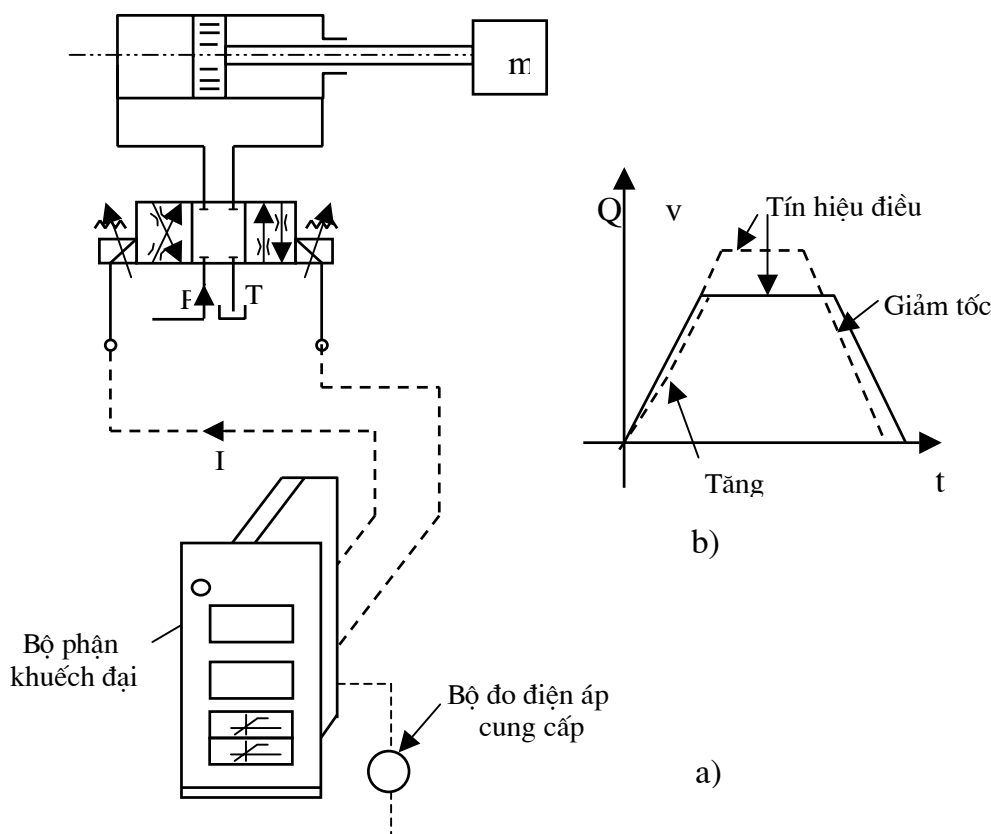
c- Sơ đồ mạch điều khiển vị trí của van.

Van solenoid điều khiển có khả năng điều khiển được một số vị trí của con trượt nhờ kết cấu khống chế hành trình. Ứng với mỗi nấc điều chỉnh sẽ cho một giá trị lưu lượng nào đó. Nhờ các lỗ tiết lưu trong đường dẫn dầu về hai phía của con trượt mà con trượt di chuyển đều, không va đập, tức là có thời gian nhất định để tăng và giảm tốc (hình 6.4a).

Vị trí dừng của pittông bị ảnh hưởng của nhiều yếu tố nên để dừng bàn máy đúng vị trí cũng cần hiệu chỉnh thời gian tác động của khoá giới hạn (hình 6.4c).

6.1.2. Ứng dụng van tỷ lệ trong hệ điều khiển vị trí

1. Van tỷ lệ không có phản hồi



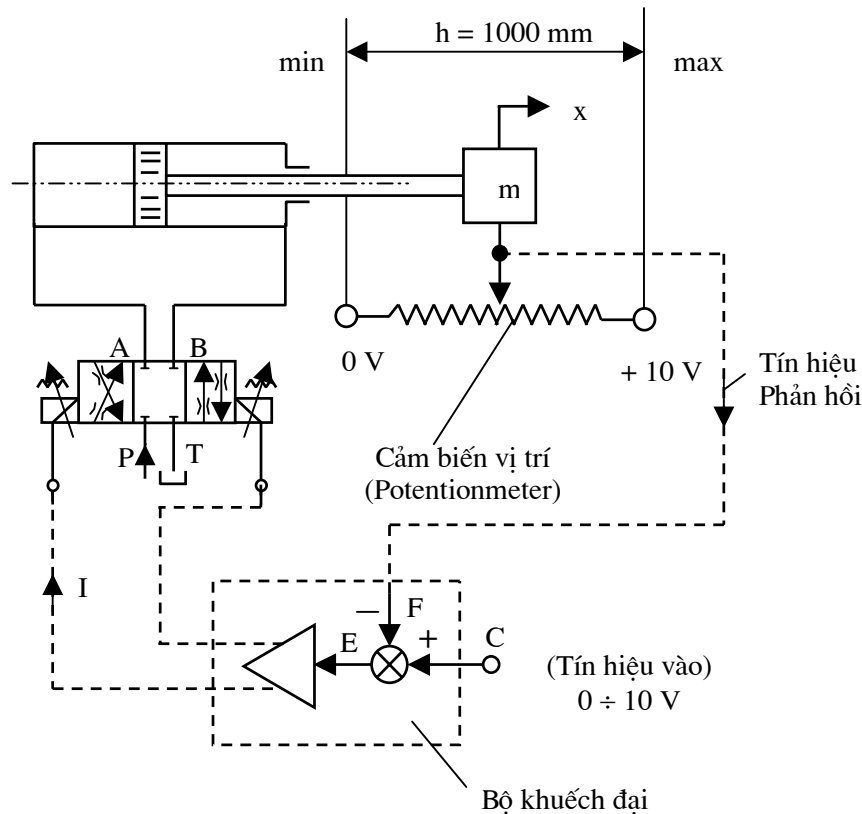
Hình 6.5. Sơ đồ mạch điều khiển vị trí hệ hở ứng dụng van tỷ lệ không có phản hồi trong

a- Sơ đồ nguyên lý; b- Đặc tính lưu lượng (vận tốc).

Khác với van solenoid, van tỷ lệ có khả năng điều khiển được vô cấp lưu lượng qua van. Khi thay đổi dòng điện điều khiển van thì thay đổi được hành trình dịch chuyển của con trượt, làm cho tiết diện chảy của van thay đổi và dẫn đến lưu lượng qua van thay đổi.

Qua bộ khuếch đại, dòng điện điều khiển van được điều khiển bằng tín hiệu điện áp vào (hình 5.6). Độ dốc của đặc tính Q (hoặc v) được hiệu chỉnh trên bộ khuếch đại. Tùy thuộc vào kích thước của van mà thời gian đáp ứng sẽ nằm trong phạm vi 50 ms đến 150 ms.

Van tỷ lệ có thể ứng dụng để điều khiển logic, tuy nhiên nếu có cảm biến vị trí cung cấp tín hiệu phản hồi liên tục thì ta sẽ được mạch điều khiển vị trí liên tục như ở hình 6.6.



Hình 6.6. Sơ đồ mạch điều khiển vị trí hệ kín sử dụng van tỷ lệ không có phản hồi

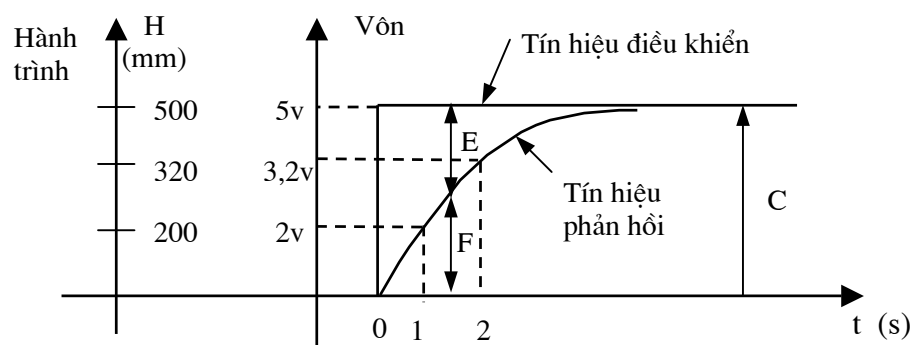
Hoạt động của sơ đồ trên hình 6.6 như sau : Khi cho tín hiệu điện áp vào C, bộ khuếch đại sẽ tạo ra dòng I tương ứng để điều khiển tiết diện chảy của van. Lưu lượng qua van cung cấp cho xylanh làm pittông di chuyển. Cảm biến vị trí dạng biến trở gắn trên đầu của pittông cũng di chuyển, tạo ra điện áp phản hồi (F) truyền về bộ khuếch đại và so sánh với điện áp điều khiển (C) nhằm san bằng sự sai lệch E. Khi điện áp so sánh có sai lệch $E = 0$ thì pittông sẽ dừng ở vị trí tương ứng.

Trong mạch điều khiển trên, hành trình h của pittông, chiều dài và điện áp của cảm biến vị trí và điện áp tín hiệu vào phải có quan hệ tương thích.

Khi pittông ở vị trí 0 thì điện áp phản hồi phải báo giá trị bằng 0 V. Khi pittông ở vị trí max ($h = 1000 \text{ mm}$) thì cảm biến vị trí có giá trị + 10 V. Tương ứng với mối quan hệ đó tín hiệu điện áp điều khiển thay đổi từ 0 đến +10V. Khi vào bộ so sánh, tín hiệu phản hồi ngược dấu với tín hiệu vào và thực hiện san bằng điện áp.

Ví dụ, cần điều khiển pittông di chuyển đi 500 mm thì tín hiệu vào dạng step sẽ tương đương là +5 vôn.

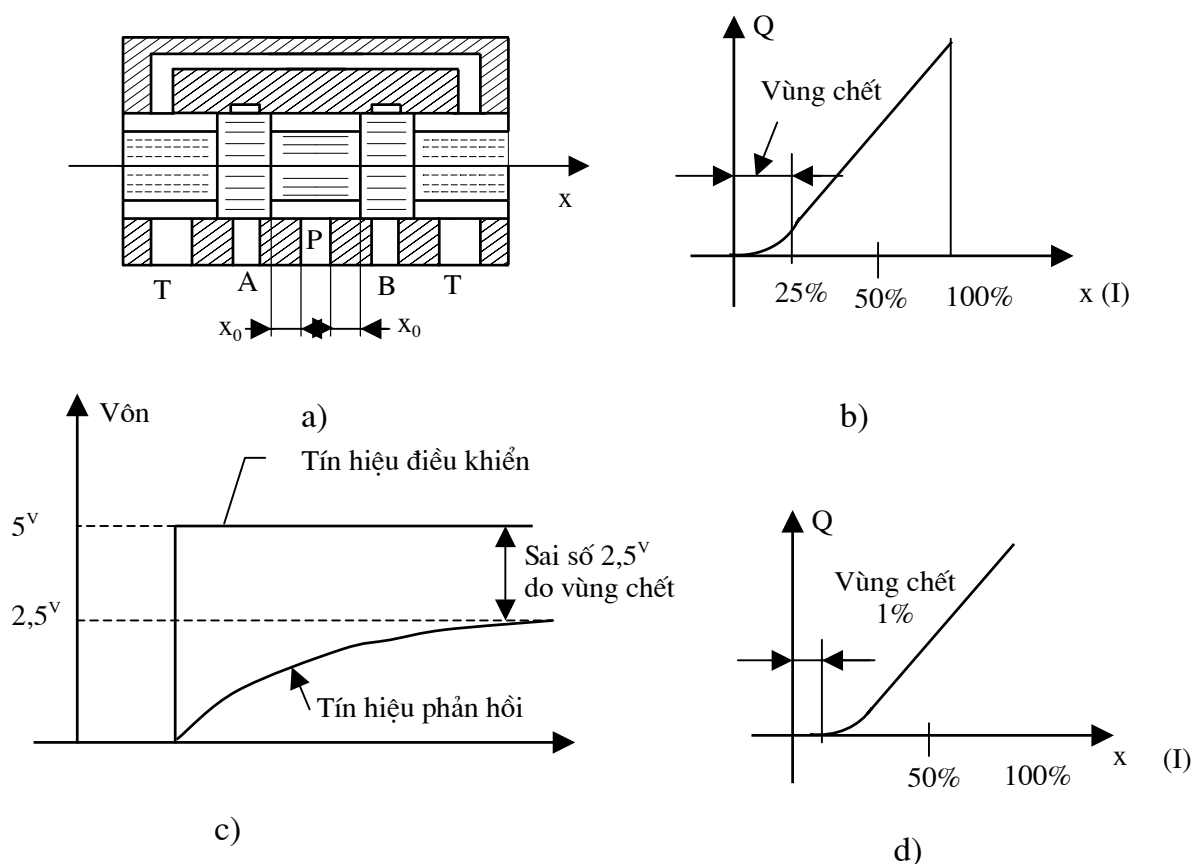
Khi pittông chưa di chuyển (ở thời điểm ban đầu) thì tín hiệu phản hồi $F = 0$ và lúc này tín hiệu so sánh là $E = C - F = 5 \text{ V} - 0 = 5 \text{ V}$. Bộ khuếch đại có tín hiệu vào 5 V sẽ sinh ra dòng điện tương ứng để điều khiển van. Giả sử 5 V tương ứng với vận tốc của pittông là 200 mm/s và di chuyển hết quãng đường là 500 mm với thời gian là 2,5 s. Sau 1s pittông di chuyển được 200 mm/s tương ứng với tín hiệu phản hồi F là 2 V và tín hiệu so sánh sẽ là : $5 \text{ V} - 2 \text{ V} = 3 \text{ V}$. Nếu tín hiệu so sánh giảm từ 5 V xuống còn 3 V thì vận tốc pittông giảm từ 200 mm/s xuống còn 120 mm/s.



Hình 6.7. Đồ thị ví dụ về sự so sánh tín hiệu và tín hiệu phản hồi

Hành trình của pittông di chuyển sau 2 s là : $200 + 120 = 320$ mm. Cứ tiếp tục quá trình này cho đến khi tín hiệu so sánh $E = 0$ thì pittông di chuyển hết hành trình trong khoảng thời gian 2,5 s (hình 6.7). Để thời gian đáp ứng nhanh ta có thể tăng tốc độ chuyển động của pittông bằng cách tăng hệ số khuếch đại.

Một vấn đề nữa cũng cần quan tâm là vùng chết của van trượt điều khiển (hình 6.8).



Hình 6.8. Đồ thị nghiên cứu vùng chết của van trượt điều khiển

a- Kết cấu van; b- Đặc tính $Q - X$;

c- Đặc tính điều khiển thể hiện sai số do vùng chết;

d- Đặc tính $Q - x$ cải tiến.

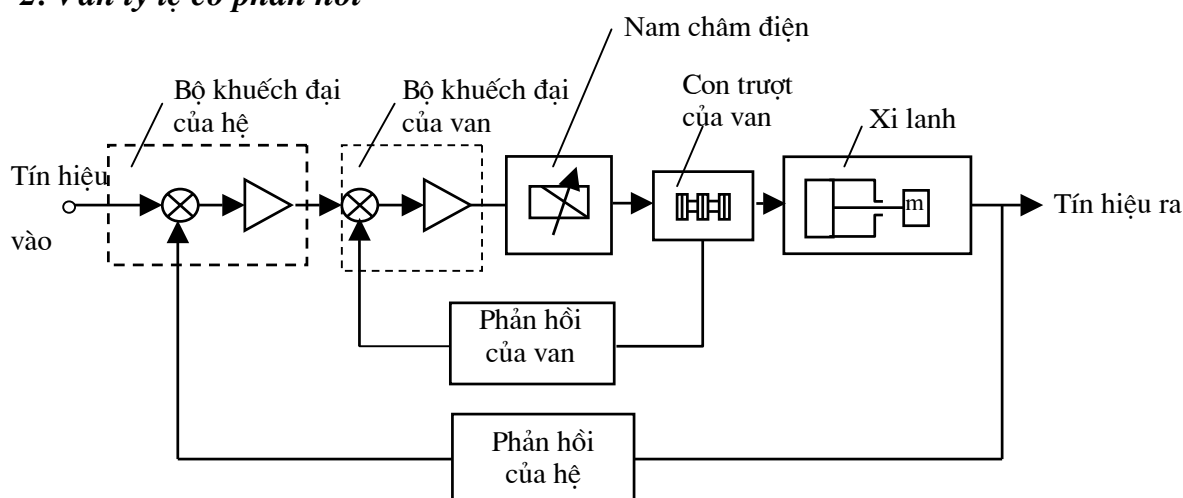
Khi con trượt di chuyển hết hành trình x_0 thì dầu mới bắt đầu qua van. Thông thường $x_0 = 25\%$ giá trị của lượng dịch chuyển cực đại. Điều đó cũng có nghĩa rằng tín hiệu so sánh giảm đi 25% và pittông sẽ dừng sau 250 mm di chuyển (hình 6.8c).

Để khắc phục sai số trên người ta tăng độ nhạy của van bằng cách tăng hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại. Tạo ra hệ số khuếch đại chuẩn để tự động điều khiển con trượt với tín hiệu vào nhỏ và di chuyển con trượt qua vùng "chết". Với phương pháp này vùng "chết" có thể giảm xuống còn 1% giá trị max.

Ngoài ra hiện tượng từ trễ ($2 \div 8\%$) cũng ảnh hưởng đến độ chính xác của vị trí điều khiển. Vấn đề này đã được trình bày ở chương 5.

Như vậy khi sử dụng van tỷ lệ không có phản hồi cho mạch điều khiển vị trí sẽ tồn tại một số nhược điểm, do đó nên đối với những thiết bị có yêu cầu độ chính xác vị trí cao thì loại van này không phù hợp.

2. Van tỷ lệ có phản hồi



Hình 6.9. Sơ đồ khối của mạch điều khiển vị trí sử dụng van tỷ lệ có phản hồi

Van tỷ lệ có phản hồi sẽ có bộ khuếch đại và bộ phận phản hồi riêng như ở hình 6.9. So với van tỷ lệ không có phản hồi thì van tỷ lệ có phản hồi có thời gian đáp ứng nhanh, thông thường là từ 12 ms đến 37 ms và sai số do hiện tượng từ trễ nhỏ, khoảng 1%.

3. Van tỷ lệ hiệu suất cao

Trong van tỷ lệ hiệu suất cao ở hình 5.5, kết cấu của van chỉ có một nam châm điều khiển con trượt và một cảm biến vị trí LVDT (Linear Variable Differential Transformer). Cảm biến có nhiệm vụ cung cấp tín hiệu vị trí của con trượt cho bộ khuếch đại của van. Nhờ phối hợp giữa nam châm điện, cảm biến vị trí và bộ khuếch đại mà con trượt rất nhạy đối với tín hiệu điều khiển, đặc biệt là vùng chết của con trượt. Thời gian đáp ứng nhanh, ví dụ khi điều khiển tín hiệu step với giá trị cực đại chỉ mất ≤ 10 ms.

Nhờ sự hoàn thiện về kết cấu và chất lượng điều khiển mà van tỷ lệ hiệu suất cao được sử dụng trong các thiết bị có yêu cầu chất lượng điều khiển cao. Sơ đồ mạch điều khiển của loại van này tương tự như mạch điều khiển của van tỷ lệ không có phản hồi thể hiện ở hình 6.6.

6.1.3. Ứng dụng van servo trong hệ điều khiển vị trí

1. Van servo

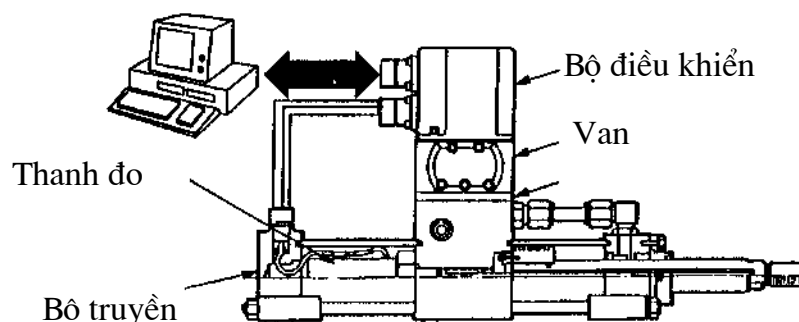
Do hoàn thiện về thiết kế, khả năng chế tạo với độ chính xác cao mà van servo có đặc tính tốt nhất hiện nay, phù hợp với các hệ thống điều khiển tự động thủy lực chất lượng cao.

Mục 5.1.6 giới thiệu sơ đồ nguyên lý làm việc, kết cấu, ký hiệu và đặc tính của van. Nhờ nguyên lý và kết cấu tối ưu mà sự phối hợp giữa lõi quay của nam châm điện, càng đàn hồi và ống phun dầu chuẩn xác nên con trượt di chuyển chính xác ở các vùng hoạt động của nó.

Thời gian đáp ứng nhanh (luôn luôn nhỏ hơn 10 ms), ảnh hưởng của hiện tượng từ trễ thấp. Đặc biệt tính tuyến tính của van cao, tính chất này rất quan trọng đối với độ chính xác điều khiển. Sơ đồ mạch điều khiển của van servo cũng tương tự như mạch điều khiển của van tỷ lệ không có phản hồi thể hiện ở hình 6.6.

2. Van servo kỹ thuật số

Hình 6.10 là mô hình ứng dụng của van servo kỹ thuật số. Loại này được chế tạo đặc biệt, bộ điều khiển luôn đi kèm với van. Nhờ kết hợp chặt chẽ giữa bộ tạo chuyển động của con trượt với cảm biến vị trí mà tín hiệu phản hồi truyền trực tiếp về bộ điều khiển sẽ chính xác.



Hình 6.10. Mô hình ứng dụng của van servo kỹ thuật số

Bộ điều khiển của van servo kỹ thuật số bao gồm các bộ phận là : Bộ phận khuếch đại, nam châm có lõi quay, bộ vi xử lý (microprocessor). Bộ vi xử lý được nối với máy vi tính hoặc bộ điều khiển PLC (Programmable Logic Controller). Mỗi loại van sẽ có phần mềm điều khiển riêng, đó là các thuật toán điều khiển servo. Nhờ vậy mà van servo kỹ thuật số có tính linh hoạt cao.

6.2. ĐIỀU KHIỂN VẬN TỐC

Để điều khiển tốc độ chuyển động tịnh tiến của pittông-xylanh thủy lực hoặc chuyển động quay của động cơ dầu ta thay đổi lưu lượng dầu cung cấp. Hiện nay có các phương pháp thay đổi lưu lượng như sau :

- Thay đổi lưu lượng cung cấp của bơm dầu, tức là sử dụng các loại bơm điều chỉnh;
- Thay đổi lưu lượng bằng tiết lưu (lỗ tiết lưu hoặc van điều khiển).

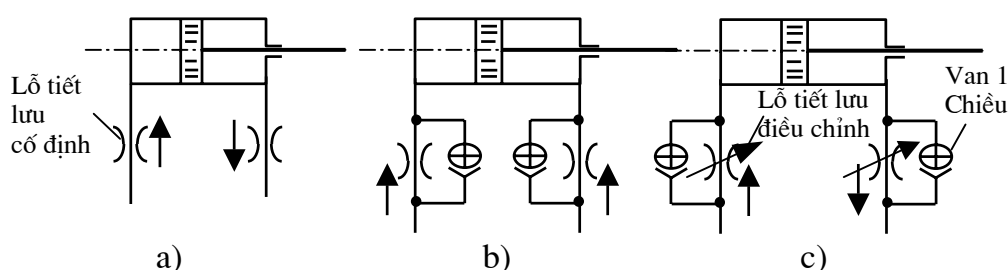
Tuy nhiên thay đổi lưu lượng bằng tiết lưu có năng lượng tiêu tốn thấp, kết cấu gọn, giá thành thấp... nên phù hợp với các mạch điều khiển tốc độ.

6.2.1. Điều khiển tốc độ bằng lỗ tiết lưu

Phương pháp đơn giản nhất là sử dụng các lỗ tiết lưu cố định đặt ngay ở cửa vào, ra của xy lanh hoặc động cơ dầu như ở hình 6.11.

Ứng với mỗi tốc độ sẽ có các lỗ tiết lưu khác nhau. Với hình thức điều khiển này tốc độ sẽ bị ảnh hưởng bởi các yếu tố sau :

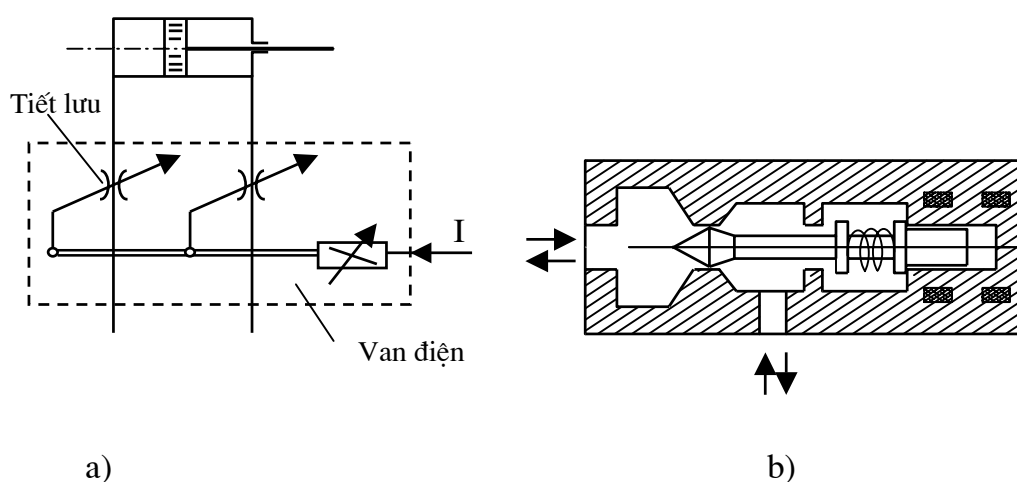
- Hình dáng của lỗ tiết lưu;
- Áp suất của hệ thống và tải tác dụng;
- Độ nhớt và tỷ trọng của chất lỏng.



Hình 6.11. Sơ đồ nguyên lý về điều khiển tốc độ bằng các lỗ tiết lưu

a, b - Với lỗ tiết lưu cố định; c - Với lỗ tiết lưu điều chỉnh

Nếu một trong các yếu tố trên thay đổi trong quá trình chuyển động thì tốc độ của cơ cấu chấp hành sẽ thay đổi, đồng thời phương pháp này khó thực hiện tự động hoá điều khiển.



Hình 6.12. Van tiết lưu điều khiển bằng điện từ

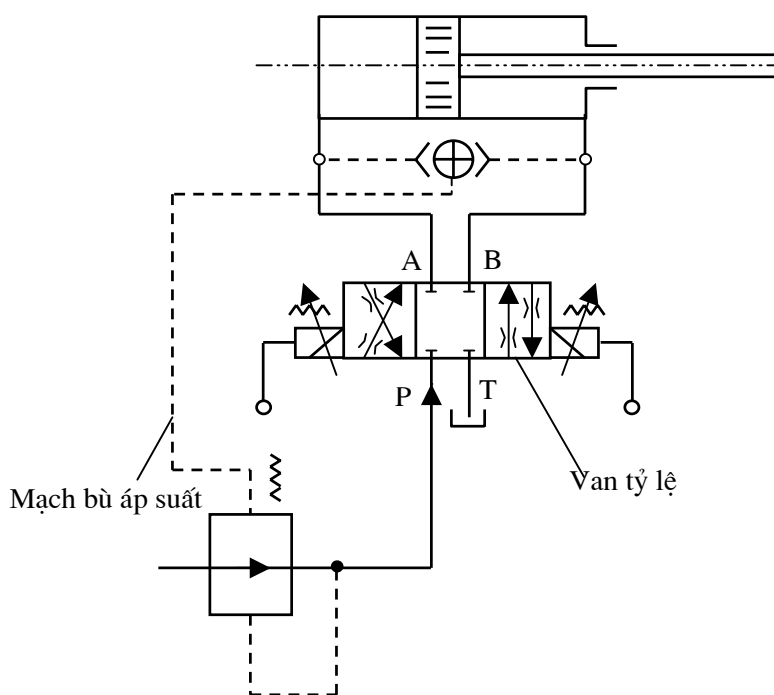
a - Van tiết lưu điều khiển đồng thời hai lỗ tiết lưu;

b - Van tiết lưu có một lỗ tiết lưu.

Hình 6.12 là loại van tiết lưu điều khiển bằng điện từ. Loại này tiết diện chảy được thay đổi nhờ thay đổi dòng điện điều khiển nam châm.

6.2.2. Điều khiển tốc độ bằng van tỷ lệ hoặc van servo

Van tỷ lệ và van servo có thể thay đổi vô cấp lưu lượng qua van thông qua việc thay đổi tiết diện chảy của dầu bằng điện từ. Điều này cho phép thay đổi tốc độ chuyển động của pittông-xylanh hoặc động cơ dầu một cách dễ dàng. Tuy nhiên đối với hệ điều khiển hở, khi áp suất hoặc tải trọng thay đổi thì lưu lượng sẽ thay đổi.



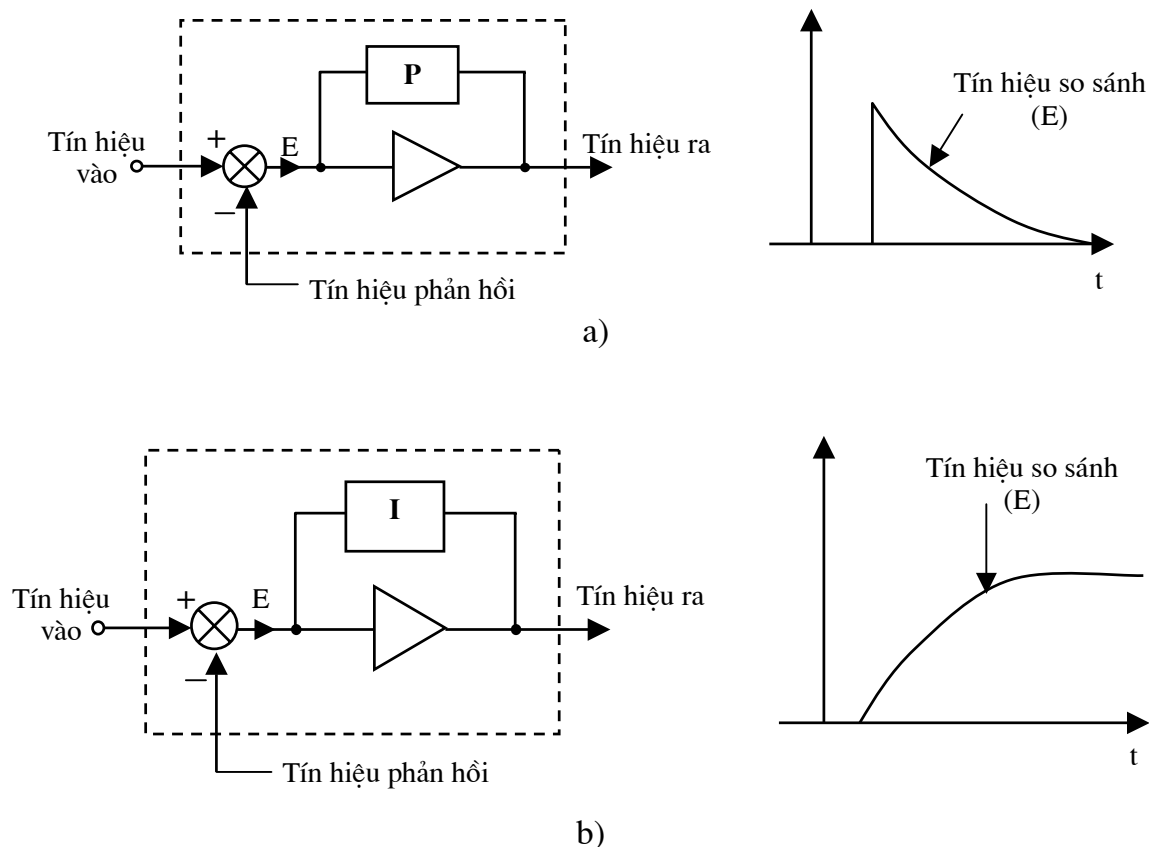
Hình 6.13. Sơ đồ ví dụ ứng dụng van tỷ lệ trong mạch điều khiển tốc độ

Để khắc phục tình trạng này cần sử dụng mạch bù áp suất hình 5.16. Mạch này lấy hiệu áp suất giữa hai buồng của xylanh làm tín hiệu phản hồi để điều chỉnh áp suất vào.

Tương tự như điều khiển vị trí, muốn điều khiển được tốc độ chính xác phải sử dụng mạch điều khiển hệ kín, tức là phải có bộ cảm biến tốc độ để đo và chuyển đổi thành tín hiệu điện cung cấp cho bộ so sánh của bộ khuếch đại. Tín hiệu điều khiển so sánh với tín hiệu phản hồi từ bộ cảm biến chuyển về để hiệu chỉnh những sai số tốc độ do các nguyên nhân từ hệ thống chấp hành gây nên.

Trong mạch điều khiển vị trí hệ kín, vùng chết của van tỷ lệ ảnh hưởng lớn đến độ chính xác điều khiển, còn trong điều khiển vận tốc hệ kín thì vùng chết không ảnh hưởng đến độ chính xác của vận tốc điều khiển, nên người ta nói van tỷ lệ phù hợp với điều khiển vận tốc.

Bộ khuếch đại trong mạch điều khiển vị trí sẽ sử dụng bộ khuếch đại tỷ lệ như trên hình 6.14a, còn trong mạch điều khiển tốc độ là bộ khuếch đại tích phân I như ở hình 6.14b.



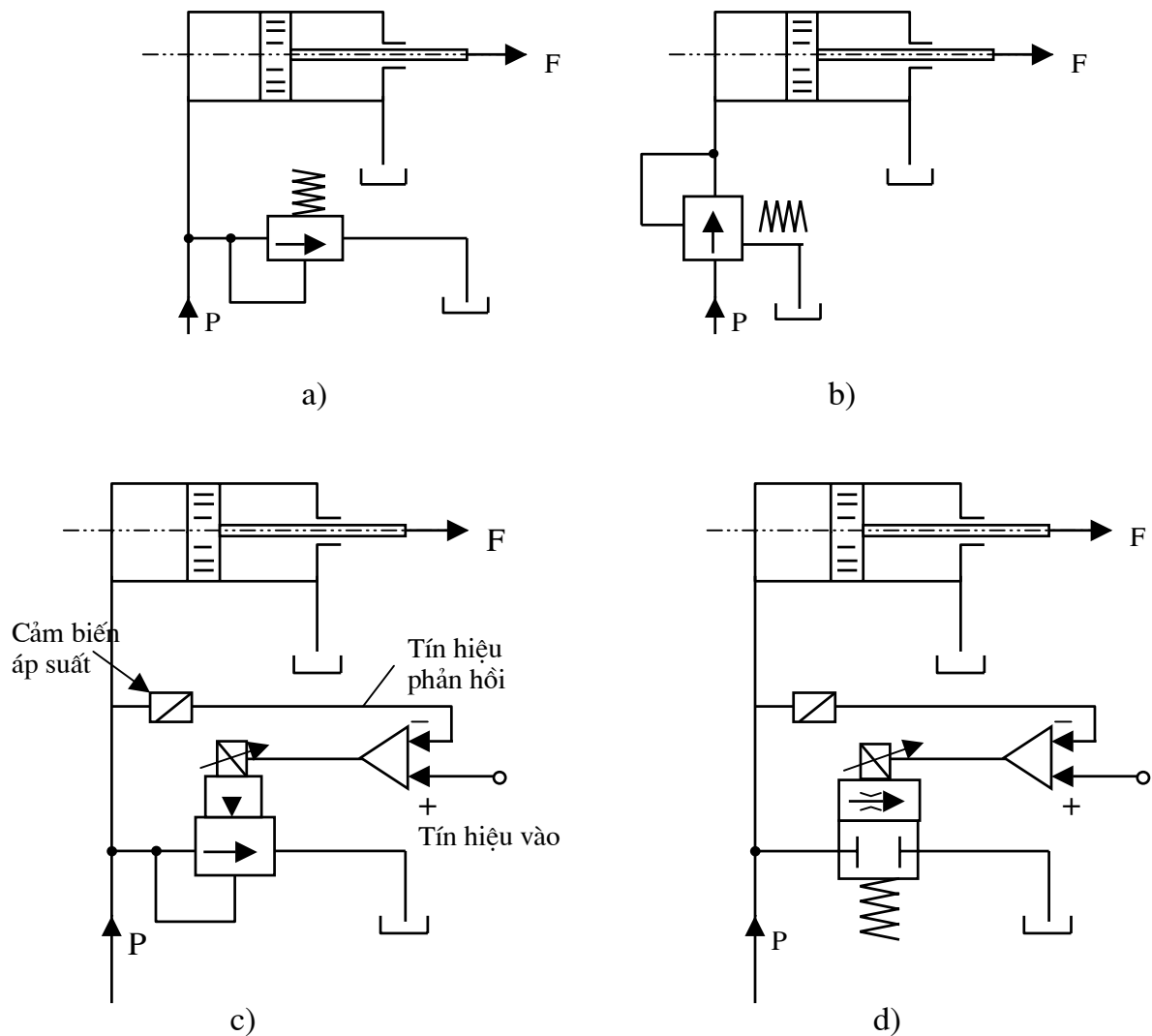
Hình 6.14. Sơ đồ của bộ khuếch đại tỷ lệ và bộ khuếch đại tích phân

a - Bộ khuếch đại tỷ lệ và đồ thị tín hiệu so sánh;

b - Bộ khuếch đại tích phân và đồ thị tín hiệu so sánh.

Trong bộ khuếch đại tích phân, khi tốc độ phản hồi phù hợp với tốc độ điều khiển thì bộ tích phân sẽ duy trì tín hiệu ra. Con trượt của van sẽ duy trì việc cung cấp lưu lượng theo yêu cầu vận tốc chuyển động của pittông xy lanh (hoặc động cơ dầu).

6.3. ĐIỀU KHIỂN TẢI TRỌNG



Hình 6.15. Các sơ đồ điều khiển tải trọng theo áp suất

- a - Hiệu chỉnh áp suất bằng van tràn;
- b - Hiệu chỉnh áp suất bằng van giảm áp;
- c - Điều khiển áp suất theo hệ kín bằng van tràn điện thủy lực;
- d - Điều khiển áp suất theo hệ kín bằng van tỷ lệ.

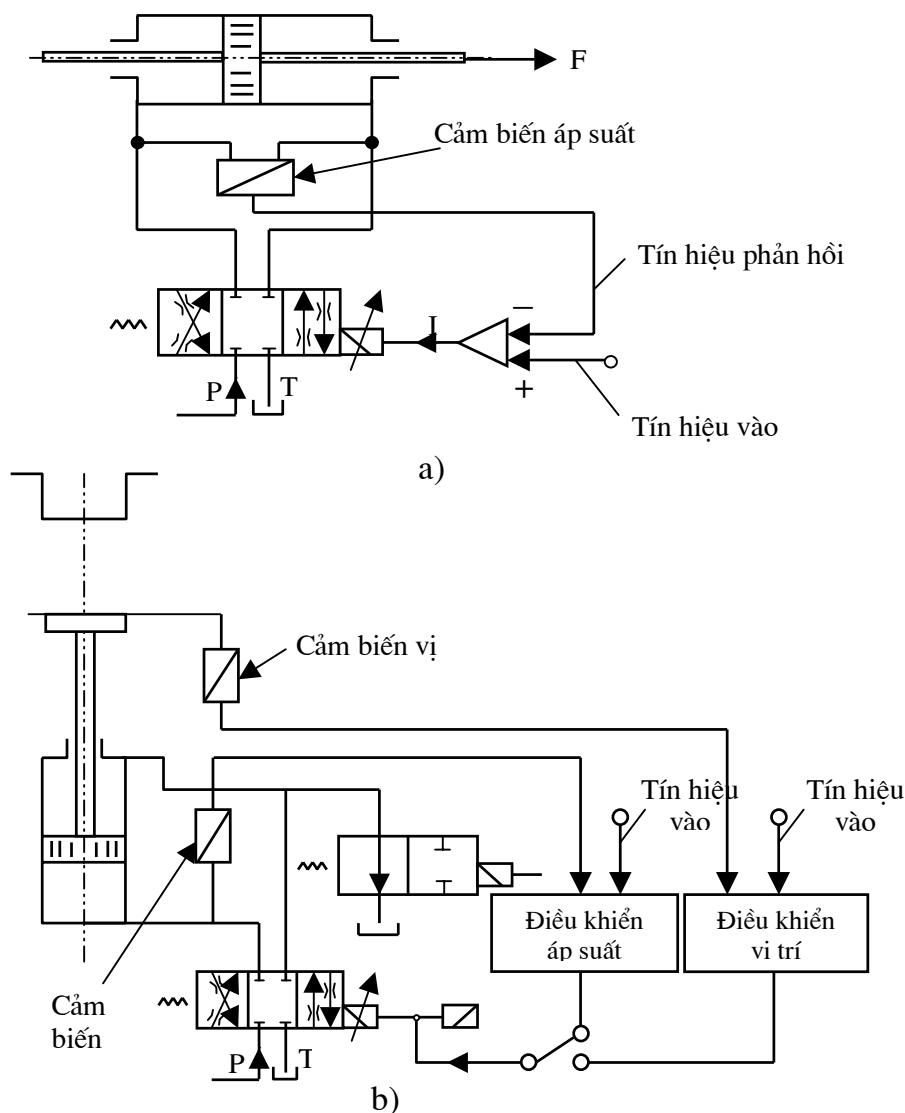
Để điều khiển lực đối với chuyển động tịnh tiến hoặc điều khiển mômen xoắn đối với chuyển động quay người ta thay đổi áp suất làm việc của hệ thống. Trong mạch điều khiển kín, cảm biến sử dụng là cảm biến lực hoặc cảm biến mômen. Tuy nhiên trong đa số các thiết bị hiện nay người ta sử dụng cảm biến áp suất mà vẫn đảm bảo được độ chính xác cần thiết (hình 6.15c, d).

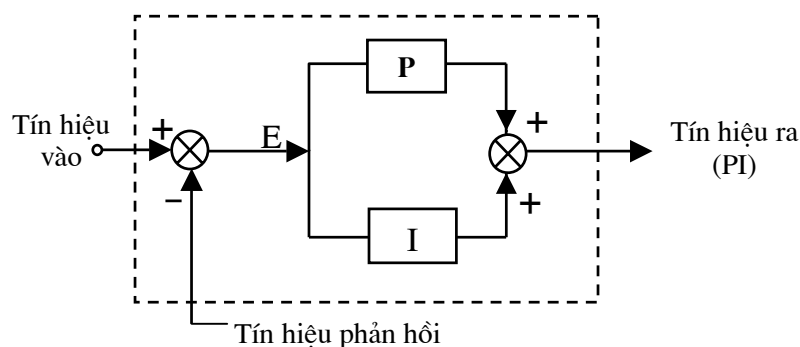
Hình thức điều chỉnh áp suất bằng van tràn hoặc van giảm áp (hình 6.15a, b) là theo hệ hở, độ chính xác thấp do ảnh hưởng bởi các yếu tố liên quan đến điều kiện làm việc như độ nhớt, lưu lượng hay tải trọng thay đổi. Nên nếu yêu cầu độ chính xác cao hơn người ta sử dụng mạch điều khiển kín (hình 6.15c, d). Tín hiệu phản hồi của cảm biến áp suất đưa về bộ khuếch đại của van để so sánh và xử lý nhằm ổn định áp suất theo yêu cầu của tải trọng. Hiện nay van tỷ lệ hiệu suất cao phù hợp với mạch điều khiển áp suất nên nó được sử dụng rộng rãi.

Ngoài ra có một phương pháp điều khiển khác là ứng dụng mạch điều khiển mà cảm biến áp suất là đo hiệu áp giữa hai buồng làm việc của xy lanh (hoặc động cơ dầu) thể hiện ở hình 6.16a.

Tùy thuộc vào yêu cầu sử dụng mà trên một thiết bị có thể phối hợp cả điều khiển vị trí, vận tốc và tải trọng. Hình 6.16 b là ví dụ về mạch điều khiển phối hợp giữa vị trí và tải trọng.

Tương tự như điều khiển vị trí và điều khiển vận tốc, điều khiển áp suất (tải trọng) cũng bị ảnh hưởng các yếu tố như ma sát, rò dầu, độ nhớt thay đổi...làm giảm độ chính xác điều khiển.





c)

Hình 6.16. Các sơ đồ ví dụ về mạch điều khiển tải trọng và bộ điều khiển PI

a - Sơ đồ điều khiển hệ kín bằng bộ đo hiệu áp;

b - Sơ đồ mạch điều khiển áp suất và vị trí; c - Sơ đồ bộ khuếch đại PI.

Tương tự như điều khiển vận tốc, trong mạch điều khiển áp suất, khi tín hiệu phản hồi san bằng với tín hiệu điều khiển thì tín hiệu ra của bộ khuếch đại (bộ điều khiển) phải duy trì tín hiệu đó. Nên trong bộ khuếch đại của điều khiển áp suất có sử dụng mạch điều khiển tích phân I. Tuy nhiên để thời gian đáp ứng nhanh có thể sử dụng thêm mạch điều khiển tỷ lệ P và hình 6.14c gọi là mạch điều khiển theo PI.

6.4. CÁC VÍ DỤ ỨNG DỤNG

Ví dụ 1. Hình 6.17, hình 6.18, hình 6.20, hình 6.22, hình 6.23 và hình 6.25 là các sơ đồ lắp ráp hệ điều khiển thủy lực chuyển động thẳng và hệ thủy lực chuyển động quay, trong đó van servo BD062 là thiết bị trực tiếp nhận tín hiệu dòng điện I từ bộ khuếch đại BD90 và truyền tín hiệu lưu lượng Q cho cơ cấu chấp hành (xylanh thủy lực hoặc động cơ thủy lực).

Bộ khuếch đại BD90 là một bộ điều khiển. Bộ điều khiển này có thể thực hiện điều khiển tương tự hoặc điều khiển số. Để thực hiện điều khiển số phải có thêm carte acquisition thực hiện chuyển đổi A/D và D/A, carte này được nối ghép tương thích với bộ khuếch đại BD90.

Có thể tham khảo đặc tính kỹ thuật của một số phân tử điều khiển như sau :

* *Đặc tính kỹ thuật của servo-van BD062 - Parker electrohydraulic:*

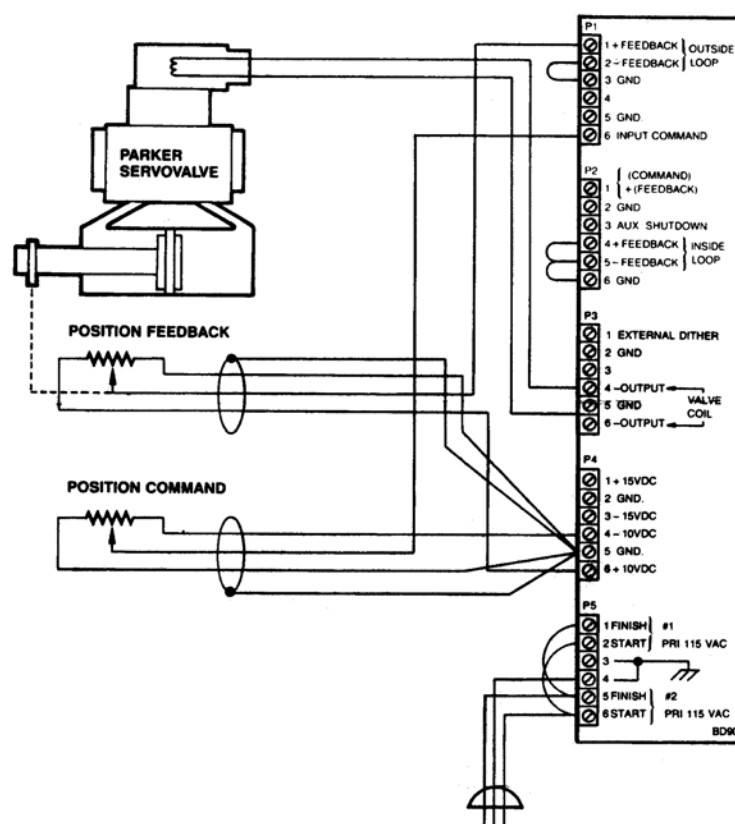
- Lưu lượng (khi áp suất 70,3 kg/cm²) : 0 ÷ 76,734 l/p (1278,9 cm³/s).
- Áp suất làm việc là : 15 ÷ 315 Bar (15,466 ÷ 316,35 kg/cm²).
- Dòng điện định mức : 100 mA.
- Điện trở của cuộn dây : 28 Ω.
- Nhiệt độ làm việc : -1⁰ ÷ 106⁰ C.
- Tổn thất áp suất ít nhất là : 30%.
- Độ tuyến tính của đặc tính I - Q : ≤ 10%.
- Độ sai lệch do từ trễ của đặc tính I - Q : ≤ 5%.
- Độ trượt của đặc tính I - Q : ≤ 2%.

* *Đặc tính kỹ thuật của cảm biến vị trí đo chiều dài :*

- Số PN 9810903, Waters Lofngellow.
- L_{MAX} : 12 in (30,48 cm).
- Điện trở : $5\text{ k}\Omega$.
- Điện áp MAX : $< 100\text{ V DC}$.
- Nhiệt độ đến : 70°C .
- Sai số tuyến tính : $\leq 0,1\%$.

* *Đặc tính kỹ thuật của bộ khuếch đại BD90 -Parker electrohydraulic:*

- Điện áp nguồn 115 V hoặc 230 V, công suất 30 VA, tần số 50/60 Hz.
- Tín hiệu điều khiển $\pm 14\text{ V DC}$ và $\pm 28\text{ mA}$.
- Hệ số khuếch đại : Mạch điều khiển : $K= 5$ nếu lắp J5 và $K= 10$ nếu lắp J6 .
Mạch phản hồi : $K= 5$ nếu lắp J18 và $K=10$ nếu lắp J19.



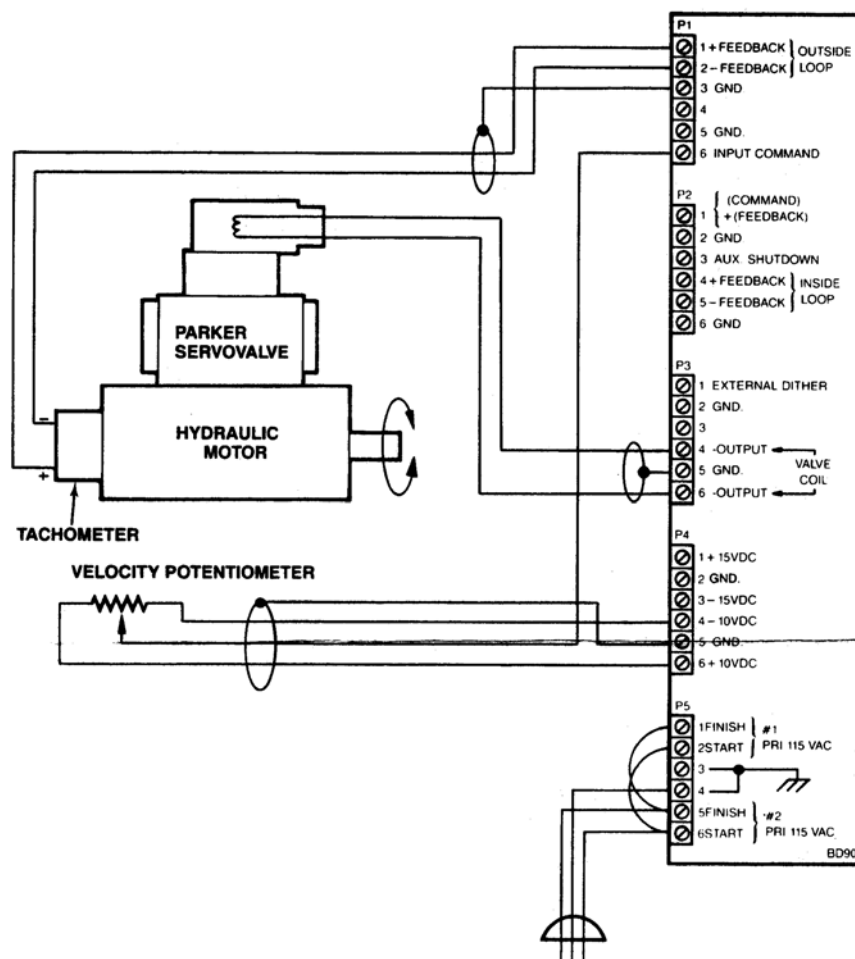
Hình 6.17. Sơ đồ lắp ráp mạch điều khiển vị trí của hệ thủy lực chuyển động thẳng

- Nhiệt độ làm việc : $0^{\circ}\text{C} \div 70^{\circ}\text{C}$.
- Bộ làm đều PID .
- Điện áp cung cấp cho các loại cảm biến : $\pm 10\text{V}$, $\pm 15\text{V}$.
- Tùy theo yêu cầu sử dụng mà hiệu chỉnh bộ khuếch đại để đạt các thông số kỹ thuật khác nhau.

* *Các đặc tính kỹ thuật của Lab-PC⁺-National instruments corporation*

- Điện áp bảo vệ : $\pm 45\text{ V}$.

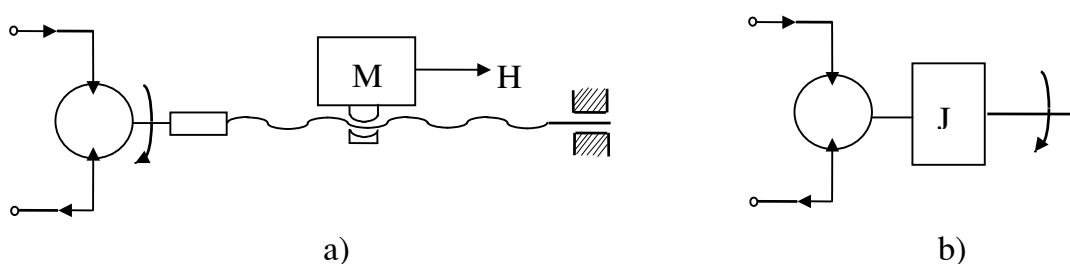
- Điện áp vào và ra : Unipolar (đơn cực) $0 \div 10 \text{ V}$; Bipolar (2 cực) $\pm 5 \text{ V}$.
- Dòng lớn nhất $\pm 2 \text{ mA}$.
- Hệ số khuếch đại điều khiển : 1; 2; 5; 10; 20; 50 hoặc 100.
- 01 bộ 12 bit ADC để phân tích tín hiệu tương tự có điện áp là 2,44 V ứng với hệ số khuếch đại bằng 1. Khi hệ số khuếch đại >1 thì tín hiệu điều khiển chính xác hơn ($2,44 \mu\text{v}$) và đầu ra ADC từ 12 bit sẽ tự động tăng lên thành 16 bit.
- 02 bộ DAC 16 bit .
- 03 bộ định giờ 16 bit để đếm tần số, đếm sự kiện và tính thời gian .
- Bộ giao diện 8 bit - DMA.



Hình 6.18. Sơ đồ lắp ráp mạch điều khiển vị trí của hệ thủy lực chuyển động quay

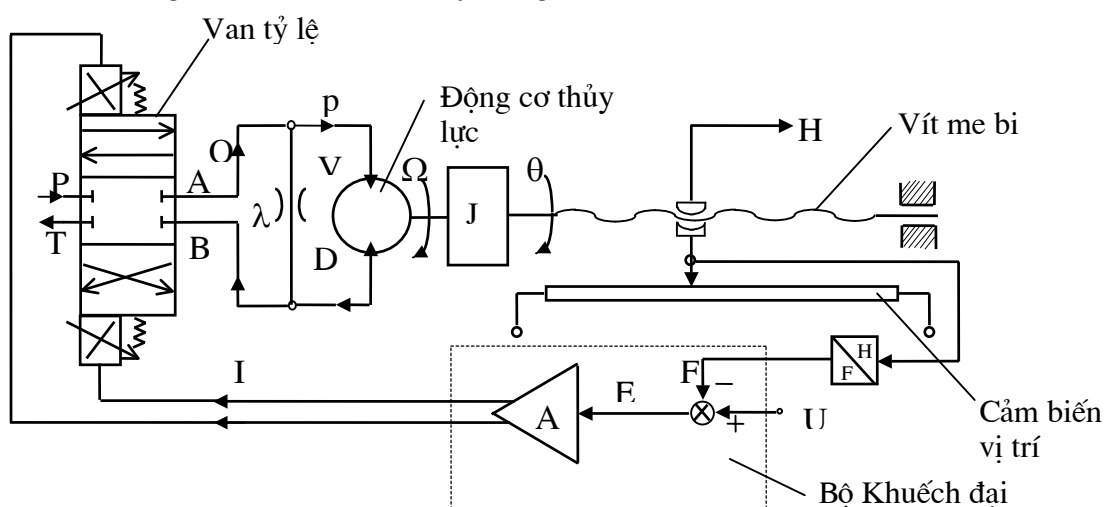
- Sai số điện áp hiệu chỉnh : 0V.
- Bộ ổn định thời gian (chính xác $\pm 0,02\%$) :
 - Hệ số khuếch đại ≤ 10 chính xác đến $14 \mu\text{s}$;
 - Hệ số khuếch đại 20; 50 chính xác đến $20 \mu\text{s}$;
 - Hệ số khuếch đại 100 chính xác đến $33 \mu\text{s}$.
- ACH (0-7) là 8 kênh đầu vào, DAC0 OUT và DAC1 OUT là 2 kênh đầu ra
- Bộ bù nhiệt độ cho phép nhiệt độ hoạt động là $0^{\circ} \div 70^{\circ} \text{ C}$.

- Ví dụ 2:* Mô hình điều khiển vị trí của hệ điều khiển khi sử dụng van tỷ lệ. Ví dụ này giới thiệu mô hình toán học và mô hình điều khiển vị trí của hệ điều khiển động cơ thủy lực ứng dụng để thực hiện chuyển động tịnh tiến. Để thực hiện chuyển động tịnh tiến cơ cấu chấp hành, ngoài điều khiển bằng xylanh thủy lực còn có thể điều khiển bằng động cơ thủy lực kết hợp với bộ truyền động cơ khí để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.

$$J = \frac{M}{(2\pi \cdot t_y)^2} \quad (6.1)$$


Hình 6.19. Mô hình quy đổi của bàn công tác

Sơ đồ hệ thống điều khiển được xây dựng như trên hình 6.20.



Hình 6.20. Sơ đồ mạch điều khiển vị trí chuyển động tịnh tiến bằng động cơ thủy lực

U-Tín hiệu điều khiển; E-Tín hiệu so sánh; K_A -Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại A; I-Dòng điện điều khiển; K_V -Hệ số khuếch đại của van; Q-Lưu lượng cung cấp của van; λ -Hệ số tổn thất lưu lượng; p_S -Áp suất cung cấp; p_T -Áp suất ra khỏi van; p-Áp suất làm việc của động cơ thủy lực; D_m -Hệ số kết cấu của động cơ thủy lực; V-Thể tích chứa dầu trong buồng công tác; B-Môđun đàn hồi của dầu; J-Giá trị của mômen quán tính khối lượng quy đổi về trục động cơ thủy lực; Ω -Vận tốc góc của rôto; θ -Góc quay của rôto; K_C -Hệ số khuếch đại của cảm biến vị trí; F-Tín hiệu phản hồi; H-Hành trình dịch chuyển tịnh tiến của bàn công tác; t_x - Bước của vít me bi.

Để xác định hàm truyền, hệ số khuếch đại hệ thống và tìm các thông số khác của hệ cần ứng dụng lý thuyết điều khiển tự động và trên cơ sở các ví dụ ở mục 4.5.

Để thiết lập được mô tả toán học của hệ thống trên ta có một số giả thiết như sau : Hệ thống nghiên cứu là hệ tuyến tính, bộ khuếch đại và van tỷ lệ là các khâu khuếch đại, bỏ qua ma sát trên trục truyền động, không kể đến tải trọng tác động từ bên ngoài, bỏ qua biến dạng đàn hồi của dầu trên đường ống dẫn.

Các phương trình mô tả của hệ gồm :

Phương trình cân bằng lưu lượng :

$$Q = K_V \cdot I = D_m \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{V}{2B} \cdot \frac{dp}{dt} + \lambda \cdot p \quad (6.2)$$

Phương trình cân bằng mômen trên trục rôto :

$$D_m \cdot p = J \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (6.3)$$

Quan hệ giữa dòng điện điều khiển van với tín hiệu điều khiển và tín hiệu phản hồi là :

$$I = K_A \cdot (U - H \cdot K_C) \quad (6.4)$$

$$K_C = \frac{F}{H}$$

Quan hệ giữa lượng dịch chuyển của bàn công tác H và góc quay của trục rôto θ là :

$$H = \frac{t_x}{2\pi} \cdot \theta \quad (6.5)$$

Để thiết lập được sơ đồ khối của mạch điều khiển vị trí, trước hết ta nghiên cứu quan hệ giữa lưu lượng cung cấp của van Q và góc quay của trục rôto θ .

Từ phương trình (6.2) và (6.3) ta có :

$$p = \frac{J}{D_m} \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2}, \quad \frac{dp}{dt} = \frac{J}{D_m} \cdot \frac{d^3\theta}{dt^3} \quad (6.6)$$

và

$$Q = D_m \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\lambda \cdot J}{D_m} \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{V \cdot J}{2B \cdot D_m} \cdot \frac{d^3\theta}{dt^3} \quad (6.7)$$

Phương trình Laplace của (6.7) là :

$$Q(s) = (D_m + \frac{\lambda \cdot J}{D_m} \cdot s + \frac{V \cdot J}{2B \cdot D_m} \cdot s^2) \cdot s \cdot \theta(s) \quad (6.8)$$

$$\text{Hàm truyền } \frac{\theta(s)}{Q(s)} \text{ là : } \frac{\theta(s)}{Q(s)} = \frac{1/D_m}{(1 + \frac{\lambda J}{D_m^2} s + \frac{V J}{2B D_m^2} s^2)} \cdot \frac{1}{s} \quad (6.9)$$

$$\text{hoặc : } \frac{\theta(s)}{Q(s)} = \frac{K_M}{1 + 2\zeta T s + T^2 s^2} \cdot \frac{1}{s} \quad (6.10)$$

trong đó :

$$T = \sqrt{\frac{V J}{2B D_m^2}} \quad - \text{Hằng số thời gian;}$$

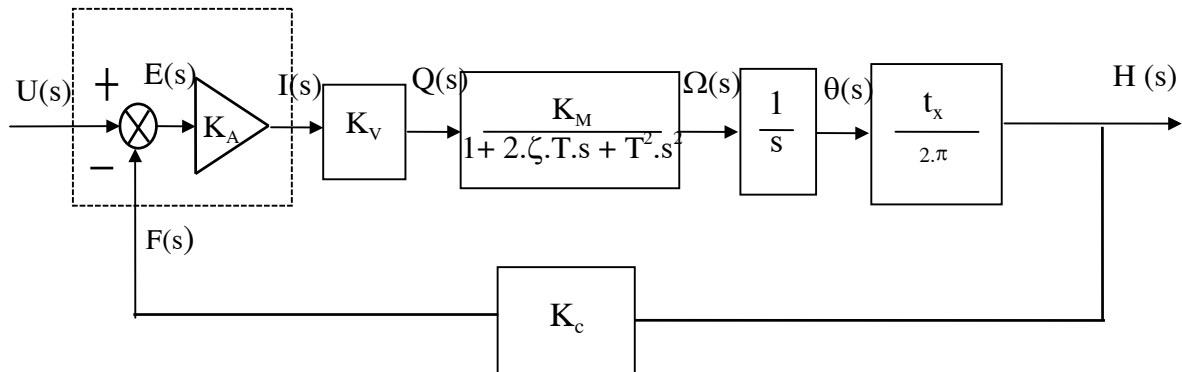
$$\zeta = \sqrt{\frac{B \lambda^2 J}{2D_m^2 V}} \quad - \text{Hệ số tắt dần;}$$

$$\omega_0 = \frac{1}{T} = \sqrt{\frac{2B D_m^2}{V J}} = \sqrt{\frac{C_H}{J}} \quad - \text{Tần số dao động riêng;} \quad (6.11)$$

$$C_H = \frac{2B D_m^2}{V} \quad - \text{Độ cứng thủy lực;}$$

$$K_M = 1/D_m \quad - \text{Hệ số khuếch đại.}$$

Từ (6.4), (6.5) và (6.10) ta lập được sơ đồ khối của mạch điều khiển như sau :



Hình 6.21. Sơ đồ khối của mạch điều khiển vị trí

Từ sơ đồ khối trên hình 6.21 ta tính được hệ số khuếch đại của hệ thống trên là :

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot \frac{1}{D_m} \cdot \frac{t_x}{2\pi} \cdot K_C \quad , \quad (1/s) \quad (6.12)$$

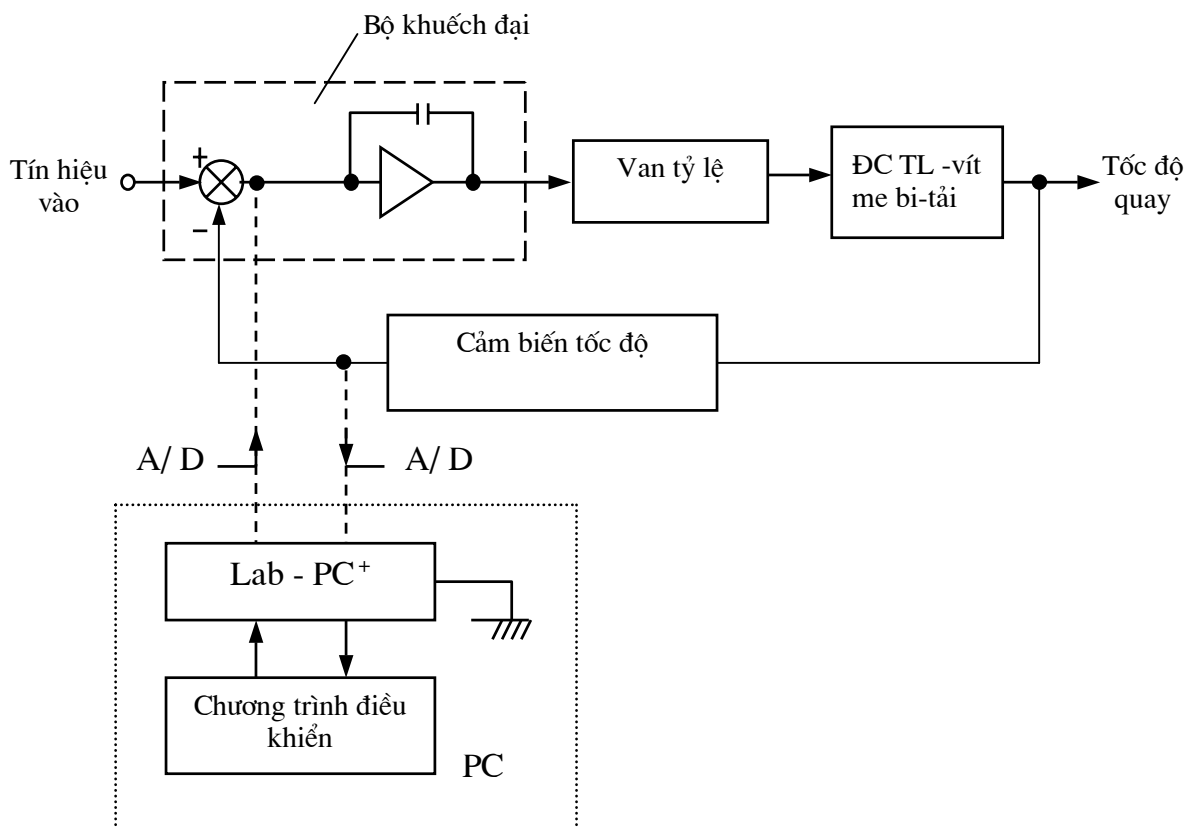
Thời gian không đổi : $\tau = \frac{1}{K_H}$, (s) ; Thời gian đáp ứng $t \approx 5\tau$.

Ví dụ trên được ứng dụng cho thiết bị có các bộ phận và thông số chính như sau :

- Động cơ dầu : Delta power hydraulic Co, Rockford Illinois, Model 16 - Z-3.
- Van tỷ lệ : D.ER-F-WV-4/3-MM, Festo Didactic.
- Bộ khuếch đại (Amplificater) : Festo Didactic.

- Cảm biến vị trí : Longfellow, Data Instruments , Sai số tuyến tính 0,1%.
- Các thông số chính : $p=35 \text{ kg/cm}^2$; $Q=11 \text{ l/p}$; $m=5 \text{ kg}$; $D_m=12 \text{ cm}^3/\text{rad}$;
 $K_C= 0,327 \text{ V/cm}$; $K_V=11,5 \text{ (cm}^3/\text{s)/mA}$; $\beta=1,4.107 \text{ kg/cm}^2$; $t_x = 4 \text{ mm}$.

Mạch điều khiển trên được nối với máy tính thông qua bộ chuyển đổi A/D và D/A là Lab-PC⁺ , National Instruments Corporation, sơ đồ thể hiện ở hình 6.22. Thiết bị điều khiển theo PI qua thuật toán trong chương trình điều khiển. Các tín hiệu vào và ra được lưu trữ trong các file số liệu.



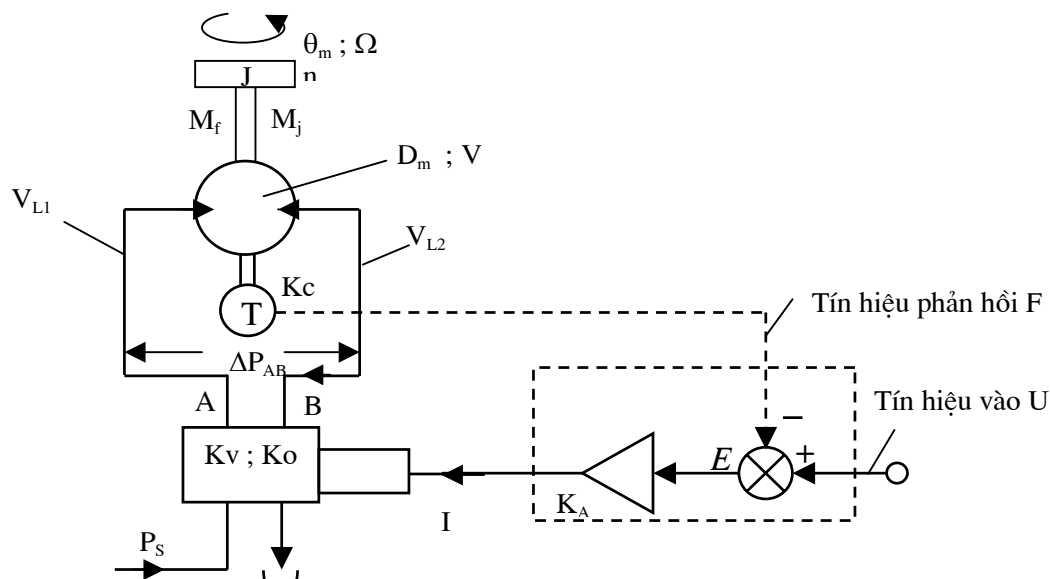
Hình 6.22. Sơ đồ khối nối ghép giữa các phần tử của mạch điều khiển vị trí

Như vậy hệ thống điều khiển này sẽ giải quyết những vấn đề sau :

- Xác định được tần số dao động riêng và hệ số tắt dần của cụm truyền động động cơ thủy lực-vít me đai ốc bi.
- Thiết lập mô tả toán học và sơ đồ khối của mô hình điều khiển.
- Xác định hệ số khuếch đại hệ thống.
- Nghiên cứu các vấn đề liên quan đến đặc tính động lực học, các vấn đề khác như độ ổn định, độ chính xác điều khiển cũng như chọn chế độ làm việc tối ưu.

Ví dụ 3 : Mô hình điều khiển tốc độ của động cơ thủy lực khi sử dụng van servo.

Hình 6.23 là sơ đồ điều khiển tốc độ quay của trục động cơ thủy lực. Phương pháp nghiên cứu mô hình này gần giống với ví dụ 1. Đây là một mạch điều khiển hệ kín và tuyến tính, cơ cấu chấp hành đã được thu gọn về trục động cơ thủy lực qua giá trị của mômen quán tính khối lượng J .



Hình 6.23. Sơ đồ điều khiển tốc độ của động cơ thủy lực bằng van servo

U- Tín hiệu điều khiển ; E- Tín hiệu so sánh; F- Tín hiệu phản hồi; I- Dòng điện điều khiển điều khiển van servo; K_v - Hệ số khuếch đại của van servo; K_0 - Hệ số thoát dầu qua van servo; Q- Lưu lượng cung cấp của van; p_s - Áp suất cung cấp; p_T - Áp suất ra khỏi van; p- Áp suất làm việc của động cơ thủy lực; f- Hệ số ma sát nhớt; D_m - Hệ số kết cấu của động cơ thủy lực; V- Thể tích chứa dầu trong buồng công tác động cơ thủy lực; B- Môđun đàn hồi của dầu; J- Giá trị của mômen quán tính quy đổi về trục động cơ thủy lực; Ω - Vận tốc góc của trục động cơ thủy lực; K_c - Hệ số khuếch đại của cảm biến tốc độ; K_A - Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại.

Ngoài các giả thiết như bài toán ở ví dụ 1, bài toán này có tính đến ma sát nhớt trên trục động cơ.

Phương trình mô tả hoạt động của hệ thống như sau :

$$Q = D_m \cdot \Omega + \frac{V}{2B} \cdot \frac{dp}{dt} + \lambda \cdot p \quad (6.13)$$

$$D_m \cdot p = J \cdot \frac{d\Omega}{dt} + f \cdot \Omega \quad (6.14)$$

Phương trình Laplace :

$$Q(s) = D_m \cdot \Omega(s) + \frac{V}{2B} \cdot s \cdot p(s) + \lambda \cdot p(s)$$

$$D_m \cdot p(s) = J \cdot s \cdot \Omega(s) + f \cdot \Omega(s) \quad (6.15)$$

$$Q(s) = K_v \cdot I(s) - K_0 \cdot p(s)$$

$$I(s) = K_A \cdot E(s) ; \quad E(s) = U(s) - K_C \cdot \Omega(s)$$

Suy ra :

$$Q(s) = D_m \cdot \Omega(s) + \left(\frac{V}{2B} \cdot s + \lambda \right) \left(\frac{J \cdot s + f}{D_m} \right) \cdot \Omega(s)$$

Hàm truyền :

$$\frac{\Omega(s)}{Q(s)} = \frac{(D_m^2 + \lambda \cdot f) / D_m}{1 + \frac{V \cdot f + 2B \cdot J \cdot \lambda}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot s + \frac{V \cdot J}{2B(D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot s^2} \quad (6.16)$$

Nếu đặt :

$$K_v = \frac{D_m^2 + \lambda \cdot f}{D_m} ;$$

$$T_1 = \sqrt{\frac{V \cdot J}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)}} ; \quad T_2 = \frac{V \cdot f + 2B \cdot J \cdot \lambda}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} ; \quad (6.17)$$

$$\omega_0 = \frac{1}{T_1} = \sqrt{\frac{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)}{V \cdot J}} ; \quad \zeta = \frac{T_2}{2 \cdot T_1} = \frac{1}{2} \frac{V \cdot f + 2B \cdot J \cdot \lambda}{\sqrt{2B \cdot V \cdot J (D_m^2 + \lambda \cdot f)}}$$

thì :

$$\frac{\Omega(s)}{Q(s)} = \left(\frac{K}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1} \right) = \left(\frac{K}{T_1^2 \cdot s^2 + 2\zeta \cdot T_1 \cdot s + 1} \right) \quad (6.18)$$

và :

$$\frac{\Omega(s)}{E(s)} = \frac{K_\Omega}{\tau_1^2 \cdot s^2 + \tau_2 \cdot s + 1} \quad (6.19)$$

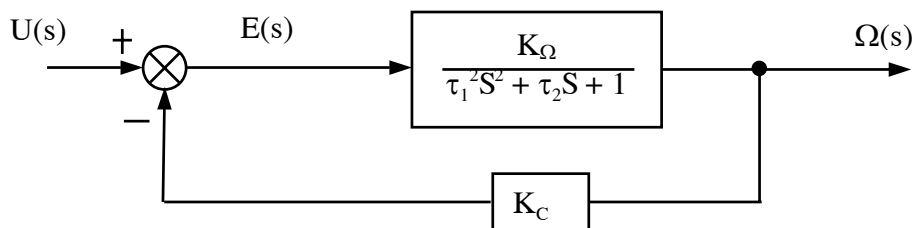
với :

$$K_\Omega = \frac{K_v \cdot K \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f} ;$$

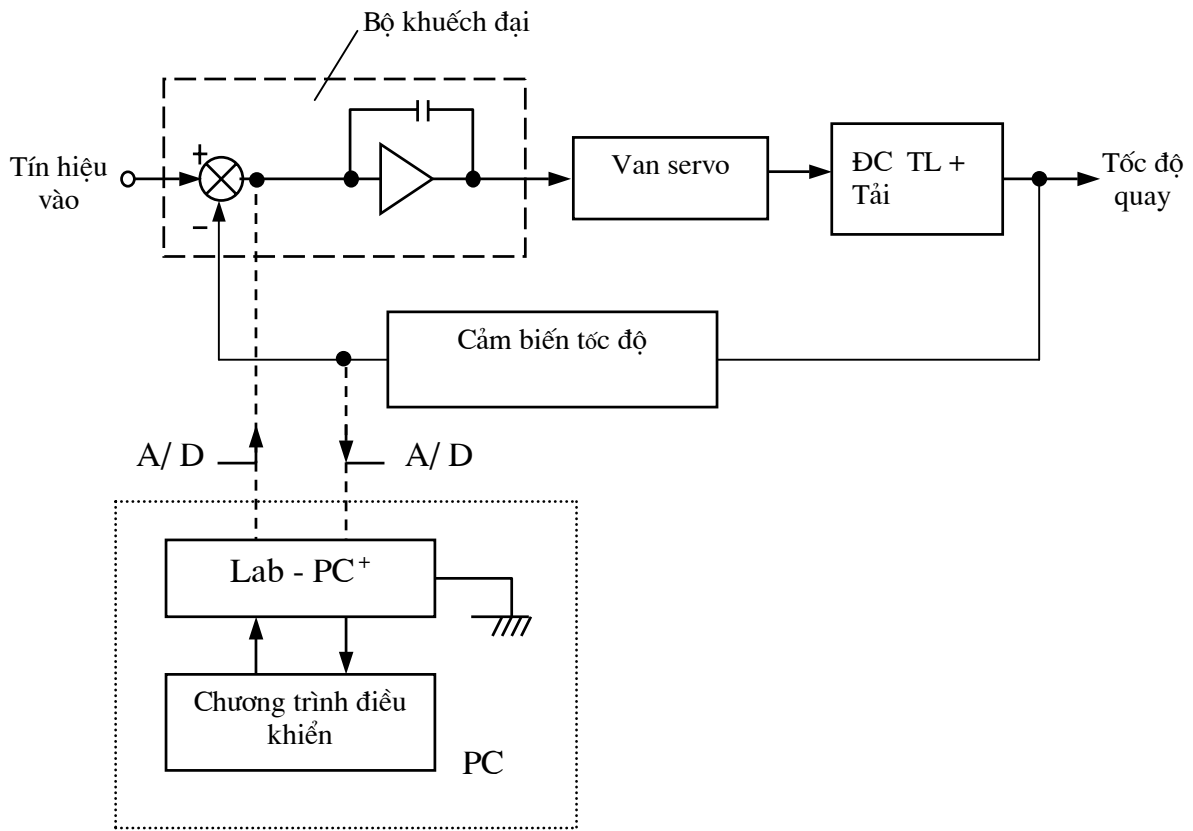
$$\tau_1 = \sqrt{\frac{T_1^2 \cdot D_m}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f}} = \sqrt{\frac{V \cdot J}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f)} \cdot \frac{D_m}{(D_m + K \cdot K_0 \cdot f)}} \quad (6.20)$$

$$\tau_2 = \frac{T_2 \cdot D_m + K \cdot K_0 \cdot J}{D_m + K \cdot K_0 \cdot f} = \frac{V \cdot f \cdot D_m + 2B \cdot J \cdot \lambda \cdot D_m + 2B \cdot K \cdot K_0 \cdot J (D_m^2 + \lambda \cdot f)}{2B \cdot (D_m^2 + \lambda \cdot f) \cdot (D_m + K \cdot K_0 \cdot f)}$$

Từ quan hệ giữa các bộ phận và hàm truyền của chúng, sơ đồ khối của hệ trên có thể rút gọn như ở hình 6.24.



Hình 6.24. Sơ đồ khối rút gọn của mạch điều khiển tốc độ



Hình 6.25. Sơ đồ khối nối ghép giữa các phần tử của mạch điều khiển tốc độ

Sơ đồ ở hình 6.25 thể hiện quan hệ về tín hiệu giữa các phần tử điều khiển và cơ cấu chấp hành. Bộ khuếch đại servo sử dụng điều khiển theo PI, carte giao tiếp để thực hiện điều khiển số là loại carte vận năng gắn trong máy tính hoặc bằng carte chuyên dùng.

Hệ số khuếch đại của hệ được tính theo công thức sau :

$$K_{V\Omega} = K_A \cdot K_V \cdot K_m \cdot K_C = K_{\Omega} \cdot K_C \quad , \quad (1/s) \quad (6.21)$$

Từ các kết quả trên tiến hành nghiên cứu các chỉ tiêu liên quan đến chất lượng điều khiển như đã giới thiệu trong các phần khác của giáo trình này.

Chương 7

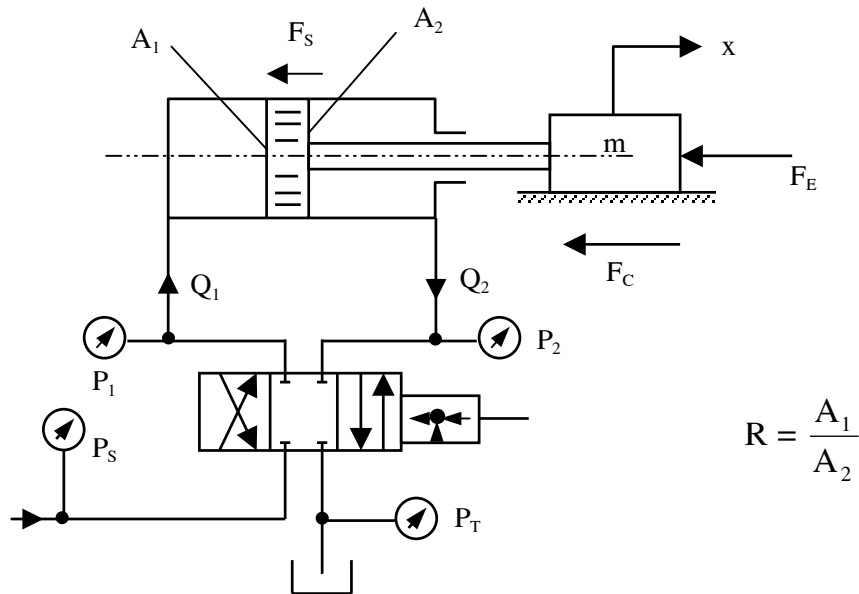
TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CÁC MẠCH ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

7.1. TÍNH TOÁN ÁP SUẤT VÀ LƯU LƯỢNG

7.1.1. Hệ thủy lực thực hiện chuyển động tịnh tiến

Áp suất và lưu lượng dầu cung cấp cho xylanh thủy lực là hai đại lượng quan trọng đảm bảo cho hệ truyền được tải trọng, vận tốc hoặc vị trí cần thiết.

Để tính toán các đại lượng trên ta hãy phân tích sơ đồ trên hình 7.1.



Hình 7.1. Sơ đồ tính toán áp suất và lưu lượng của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

- Lực quán tính : $F_a = m.a$ (7.1)

$$F_a = \frac{W_L}{g}.a \text{ - theo hệ Anh}$$

- Lực ma sát : $F_c = m.g.f$ (7.2)

$$F_c = W_L.f \text{ - theo hệ Anh}$$

- Lực ma sát trong xylanh F_s thường bằng 10% lực tổng cộng, nghĩa là :

$$F_s = 0,10.F$$
 (7.3)

- Lực do tải trọng ngoài F_E .

- Lực tổng cộng tác dụng lên pittông sẽ là :

$$F = \frac{m.a}{1000} + F_c + F_s + F_E \quad (\text{daN})$$
 (7.4)

hoặc theo hệ Anh :

$$F = \frac{W_L \cdot a}{32,2 \cdot 12} + F_c + F_s + F_E \quad (\text{lbf}) \quad (7.5)$$

Trong các công thức trên :

m - khối lượng chuyển động, kg;

W_L - trọng lực, (lbf);

a - gia tốc chuyển động, cm/s^2 (in/s^2);

F_c - lực ma sát của bộ phận chuyển động, daN (lbf);

F_E - ngoại lực, daN (lbf);

F_s - lực ma sát trong pittông-xylanh, daN (lbf).

Phương trình cân bằng pittông :

$$P_1 \cdot A_1 = P_2 \cdot A_2 + F \quad (7.6)$$

Đối với xylanh không đối xứng thì lưu lượng ra và vào không bằng nhau.

$$Q_1 = Q_2 \cdot R \text{ với } R = \frac{A_1}{A_2} \quad (7.7)$$

Độ sụt áp qua van sẽ tỷ lệ với bình phương hệ số diện tích R , nghĩa là :

$$P_s - P_1 = (P_2 - P_T) \cdot R^2 \quad (7.8)$$

trong đó : P_1 và P_2 - áp suất ở 2 buồng của xylanh;

P_s - áp suất dầu cung cấp cho van;

P_T - áp suất dầu ra khỏi van;

A_1 và A_2 - diện tích hai phía của pittông.

Từ công thức (7.6) và (7.8) ta tìm được P_1 và P_2 như sau :

$$P_1 = \frac{P_s \cdot A_2 + R^2 (F + P_T \cdot A_2)}{A_2 \cdot (1 + R^3)} \quad (7.9)$$

$$P_2 = P_T + \frac{P_s - P_1}{R^2} \quad (7.10)$$

Lưu lượng dầu vào xylanh để pittông chuyển động với vận tốc cực đại là :

$$Q_L = v_{\max} \cdot A_1, \quad (\text{cm}^3/\text{s}) \quad (7.11)$$

$$\text{hoặc : } Q_L = \frac{v_{\max}}{16,7} \cdot A_1, \quad (\text{l/p}) \quad (7.12)$$

Nếu tính theo hệ Anh thì : $Q_L = v_{\max} \cdot A_1, \quad (\text{in}^3/\text{s})$

hoặc : $Q_L = \frac{v_{\max}}{3,85} \cdot A_1, \quad (\text{usgpm})$

Lưu lượng dầu qua van ứng với độ sụt áp 35 bar (500 PSI) là :

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{35}{P_S - P_1}} \quad , \quad (l/b) \quad (7.13)$$

Tính theo hệ Anh :

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{500}{P_S - P_1}} \quad , \quad (usgpm)$$

Với cách phân tích như trên khi pittông làm việc theo chiều ngược lại thì :

$$P_1 = P_T + (P_S - P_2) \cdot R^2 \quad (7.14)$$

$$P_2 = \frac{P_S \cdot A_2 \cdot R^3 + F + P_T \cdot A_2 \cdot R}{A_2 \cdot (1 + R^3)} \quad (7.15)$$

Và Q_R cũng xác định tương tự như công thức (7.13). Lưu lượng lớn nhất của một trong hai trường hợp trên sẽ được dùng để chọn van.

Bài toán trên cũng ứng dụng cho xy lanh có kết cấu đối xứng ($A_1 = A_2$) và tải trọng âm.

Ví dụ 7.1:

Cho hệ thống thủy lực chuyển động tịnh tiến có sơ đồ như trên hình 7.2. Hãy xác định lưu lượng cung cấp của van.

Xét hành trình dương (x^+) ta có :

Lực tổng cộng tác dụng lên pittông là :

$$F = \frac{m \cdot a}{1000} + F_C + F_S + F_E \quad (7.16)$$

Với : $a = 16 \text{ m/s}^2 = 1600 \text{ cm/s}^2$

$$F_C = m \cdot g \cdot f = 1200 \times 9,81 \times 0,32 = 3767 \text{ N} \approx 3767 \text{ daN}$$

$$F_E = 17500 \text{ N} = 1750 \text{ daN}$$

Thay các số liệu vào công thức (7.16) ta được :

$$F = \frac{1200 \times 1600}{1000} + 377 + 1750 + F_S$$

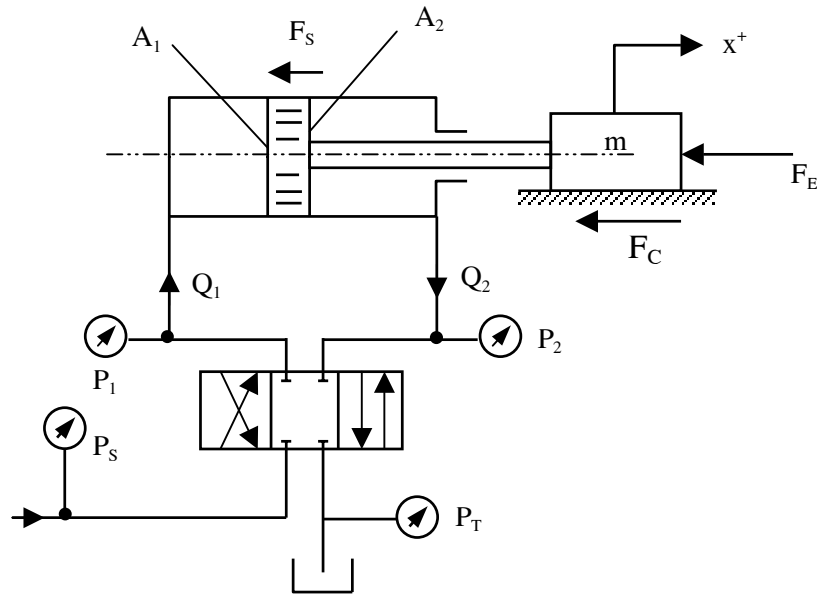
$$A_1 = 53,5 \text{ cm}^2 \quad (8,3 \text{ in}^2) \quad ; \quad A_2 = 38,1 \text{ cm}^2 \quad (5,9 \text{ in}^2) ;$$

$$P_S = 210 \text{ bar} \quad (3000 \text{ PSI}) \quad ; \quad P_T = 5,25 \text{ bar} \quad (75 \text{ PSI}) ;$$

$$F_E = 17500 \text{ N} \quad (3930 \text{ lbf}) \quad ; \quad m = 1200 \text{ kg} \quad (W_L = 2645 \text{ lbf}) ;$$

$$a = 16 \text{ m/s}^2 \quad (52,5 \text{ fl/s}^2) \quad ; \quad V_{\max} = 30 \text{ cm/s} \quad (12 \text{ in/s}) ;$$

$$F = 4045 + F_S \quad (7.17)$$



Hình 7.2. Sơ đồ ví dụ về tính áp suất và lưu lượng của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

Gần đúng lấy $F_s \approx 10\% \times 4045 = 0,10 \times 4045 = 405 \text{ daN}$ và thay F_s vào công thức (7.17) ta có :

$$F = 4045 + 405 = 4450 \text{ daN}$$

Xác định áp suất P_1 và P_2 như sau :

$$P_1 = \frac{P_s \cdot A_2 + R^2 (F + P_T \cdot A_2)}{A_2 (1 + R^3)} ; \quad R = \frac{A_1}{A_2} = \frac{53,5}{38,1} = 1,4$$

$$P_1 = \frac{210 \times 38,1 + 1,4^2 (4450 + 5,25 \times 38,1)}{38,1 (1 + 1,4^3)} = 120 \text{ bar}$$

$$P_2 = P_T + \frac{P_s - P_1}{R^2} = 5,25 + \frac{210 - 120}{1,4^2} = 51 \text{ bar}$$

Xác định lưu lượng Q_L và Q_R như sau :

$$Q_L = \frac{v_{\max} \cdot A_1}{16,7} = \frac{30 \times 53,5}{16,7} = 96 \text{ l/p}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{35}{P_s - P_1}} = 96 \cdot \sqrt{\frac{35}{210 - 120}} = 60 \text{ l/p}$$

Xét hành trình âm (x), tức là pittông chuyển động theo chiều ngược lại và giả thiết là v_{\max} , a , F_E có giá trị như bài toán trên nhưng có chiều ngược lại. Lực tổng cộng F tính ra cũng sẽ bằng 4450 daN. Áp suất P_1 , P_2 và lưu lượng Q_L , Q_R là :

$$P_2 = \frac{P_S \cdot A_2 \cdot R^3 + F + P_T \cdot A_2 \cdot R}{A_2 \cdot (1 + R^3)}$$

$$= \frac{210 \times 38,1 \times 1,4^3 + 4450 + 5,25 \times 38,1 \times 1,4}{38,1(1 + 1,4^3)} = 187 \text{ bar}$$

$$P_1 = P_T + (P_S - P_2) \cdot R^2 = 5,25 + (210 - 187) \cdot 1,4^2 = 50 \text{ bar}$$

$$Q_L = \frac{v_{\max} \cdot A_1}{16,7} = \frac{30 \cdot 38,1}{16,7} = 68 \text{ l/p}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{35}{P_S - P_2}} = 68 \cdot \sqrt{\frac{35}{210 - 187}} = 84 \text{ l/p}$$

Như vậy khi chọn van cần quan tâm hai yếu tố quan trọng là khả năng chịu áp suất và lưu lượng qua van, nghĩa là phải đảm bảo được $P \geq 187 \text{ bar}$ và $Q_R \geq 84 \text{ l/p}$.

Bài toán trên nếu tính theo hệ Anh sẽ cho các giá trị sau :

$$F = \frac{W_L \cdot a}{386} + F_C + F_E + F_S \quad (\text{lbf})$$

trong đó : $a = 52,5 \text{ ft/s}^2 = 630 \text{ in/s}^2$

$$F_C = W_L \cdot f = 2645 \times 0,32 = 846 \text{ lbf}$$

$$F_E = 3930 \text{ lbf}$$

$$F = \frac{26450 \times 630}{386} + 846 + 3930 + F_S = 9093 + F_S$$

với : $F_S \approx 0,10 \times 9093 \approx 909 \text{ lbf}$ thì $F = 9093 + 909 \approx 10.000 \text{ lbf}$

$$P_1 = \frac{P_S \cdot A_2 + R^2(F + P_T \cdot A_2)}{A_2(1 + R^3)} \quad (\text{PSI})$$

$$= \frac{3000 \cdot 5,9 + 1,4^2(10.000 + 75 \cdot 5,9)}{5,9(1 + 1,4^3)} = 1728 \text{ PSI}$$

$$P_2 = P_T + \left(\frac{P_S - P_1}{R^2} \right) = 75 + \left(\frac{3000 - 1728}{1,4^2} \right) = 724 \text{ PSI}$$

$$Q_L = \frac{v_{\max} \cdot A_1}{3,85} \text{ (usgpm)} = \frac{12 \times 8,3}{3,85} = 26 \text{ usgpm}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{500}{P_S - P_1}} = 26 \cdot \sqrt{\frac{500}{3000 - 1728}} = 16 \text{ usgpm}$$

Trường hợp pittông làm việc theo chiều ngược lại và với các giả thiết như tính theo hệ mét, ta có :

$$P_2 = \frac{P_2 \cdot A_2 \cdot R^3 + F + P_T \cdot A_2 \cdot R}{A_2 \cdot (1 + R^3)} \quad (\text{PSI})$$

$$= \frac{3000 \times 5,9 \cdot 1,4^3 + 10000 + 75 \times 5,9 \cdot 1,4}{5,9 \cdot (1 + 1,4^3)} = 2678 \text{ PSI}$$

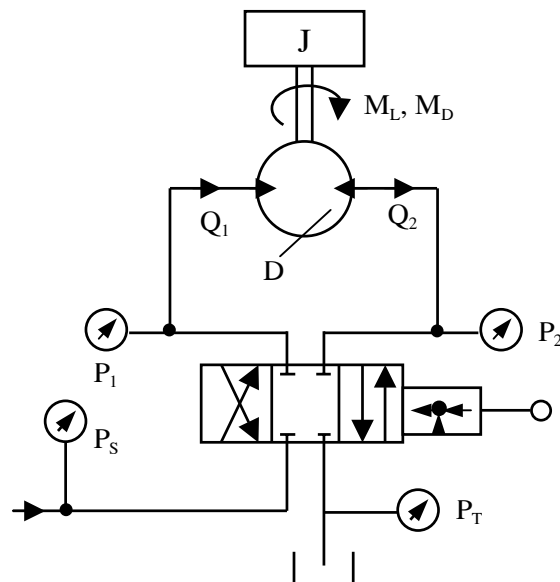
$$P_1 = P_T + (P_S - P_2) \cdot R^2 \quad (\text{PSI})$$

$$= 75 + (3000 - 2678) \cdot 1,4^2 = 706 \text{ PSI}$$

$$Q_L = \frac{V_{\max} \cdot A_2}{3,85} \quad (\text{usgpm}) = \frac{12 \times 5,9}{3,85} = 18 \text{ usgpm}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{500}{P_S - P_2}} \quad (\text{usgpm}) = 18 \cdot \sqrt{\frac{500}{3000 - 2678}} = 22 \text{ usgpm}$$

7.1.2. Hệ thủy lực thực hiện chuyển động quay



Hình 7.3. Sơ đồ tính toán áp suất và lưu lượng của hệ thủy lực chuyển động quay

Hệ thủy lực thực hiện chuyển động quay (hình 7.3) cũng được phân tích như hệ chuyển động thẳng.

Mômen xoắn tác động lên trục động cơ dầu bao gồm :

- Mômen do quán tính : $M_a = j \cdot \alpha$, N.m (lbf.in) (7.17)

J - mômen quán tính khối lượng trên trục động cơ dầu, (Nms²), (inlbs²).

α - gia tốc góc của trục động cơ dầu, (rad/s²).

- Mômen do ma sát nhớt trên trục động cơ dầu M_D , (Nm), (lbf.in).

- Mômen do tải trọng ngoài M_L , (Nm), (lbf.in).

- Mômen xoắn tổng cộng sẽ là :

$$M = J. \alpha + M_D + M_L \quad , \quad \text{Nm (lbf.in)} \quad (7.18)$$

Theo phương pháp tính toán như hệ chuyển động thẳng, áp suất P_1 và P_2 trong hệ chuyển động quay được xác định theo công thức sau :

$$P_1 = \left(\frac{P_s + P_T}{2} \right) + \left(\frac{10 \cdot \pi \cdot M}{D} \right) \quad , \quad \text{bar} \quad (7.19)$$

$$P_2 = P_s - P_1 + P_T \quad , \quad \text{bar} \quad (7.20)$$

Nếu tính theo hệ Anh thì :

$$P_1 = \left(\frac{P_s + P_T}{2} \right) + \left(\frac{\pi \cdot M}{D} \right) \quad , \quad (\text{PSI})$$

$$P_2 = P_s - P_1 + P_T \quad , \quad (\text{PSI})$$

Lưu lượng để làm quay trục động cơ dầu với vận tốc n_m là :

$$Q_L = \frac{n_m \cdot D}{1000} \quad , \quad \text{l/p} \quad (7.21)$$

Theo hệ Anh : $Q_L = \frac{n_m \cdot D}{231} \quad , \quad (\text{usgpm})$

trong đó : n_m - số vòng quay lớn nhất của trục động cơ dầu, v/p;

D - thể tích riêng của động cơ dầu, cm^3/vg (in^3/vg).

Lưu lượng cung cấp của van được xác định là :

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{35}{P_s - P_1}} \quad , \quad \text{l/p} \quad (7.22)$$

Theo hệ Anh : $Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{500}{P_s - P_1}} \quad , \quad (\text{usgpm})$

Trường hợp mômen xoắn tác động theo cả hai chiều thì chiều ngược lại cũng được tính tương tự như trên và lấy giá trị lớn nhất Q_R để chọn van.

Ví dụ 7.2:

Xác định lưu lượng cung cấp của van cho hệ thủy lực chuyển động quay có sơ đồ như trên hình 7.4.

Dựa vào các công thức tính toán đối với hệ chuyển động quay như đã trình bày ở trên ta xác định như sau :

$$M_a = J. \alpha = 0,2 \times 100 = 20 \quad \text{Nm}$$

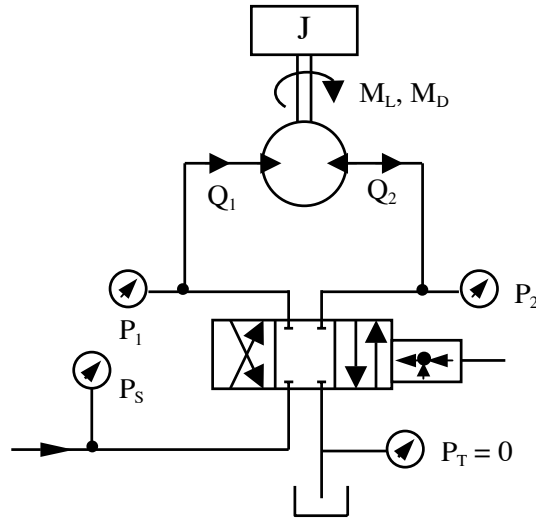
$$M = M_a + M_L + M_D = 20 + 30 + 6,5 = 56,5 \quad \text{Nm}$$

$$P_1 = \left(\frac{P_s + P_T}{2} \right) + \left(\frac{10 \cdot \pi \cdot M}{D} \right) = \frac{210 + 0}{2} + \frac{10 \cdot \pi \cdot 56,5}{82} = 127 \text{ bar}$$

$$P_2 = P_s - P_1 + P_T = 210 - 127 + 0 = 83 \text{ bar}$$

$$Q_L = \frac{n_m \cdot D}{1000} = \frac{95 \times 82}{1000} = 7,8 \text{ l/p}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{35}{P_s - P_1}} = 7,8 \times \sqrt{\frac{35}{210 - 127}} = 50 \text{ l/p}$$



Hình 7.4. Sơ đồ ví dụ về tính toán áp suất và lưu lượng của hệ thủy lực chuyển động quay

Các số liệu của sơ đồ trên hình 7.4 là :

$$n_m = 95 \text{ v/p} ; \alpha = 100 \text{ rad/s}^2;$$

$$J = 0,2 \text{ N.m.s}^2 \text{ (1,77 lbfins}^2\text{)};$$

$$M_L = 30 \text{ N.m (266 lbfins)} ; M_D = 6,5 \text{ N.m (58 lbfins)};$$

$$D = 82 \text{ cm}^3/\text{vg} \text{ (5 in}^3/\text{vg)} ; P_s = 210 \text{ bar (3000 PSI)};$$

$$P_T = 0.$$

Tính theo hệ Anh : $M_a = J \cdot \alpha = 1,77 \cdot 100 = 177 \text{ lbfins}$

$$M = M_a + M_L + M_D = 177 + 266 + 58 = 501 \text{ lbfins}$$

$$P_1 = \left(\frac{P_s + P_T}{2} \right) + \left(\frac{\pi \cdot M}{D} \right) = \frac{3000 + 0}{2} + \frac{3,14 \times 501}{5} = 1815 \text{ PSI}$$

$$P_2 = P_s - P_1 + P_T = 3000 - 1815 + 0 = 1185 \text{ PSI}$$

$$Q_L = \frac{n_m \cdot D}{231} = \frac{95 \times 5}{231} = 2,1 \text{ usgpm}$$

$$Q_R = Q_L \cdot \sqrt{\frac{500}{P_S - P_1}} = 2,1 \times \sqrt{\frac{500}{3000 - 1815}} = 1,4 \quad \text{usgpm}$$

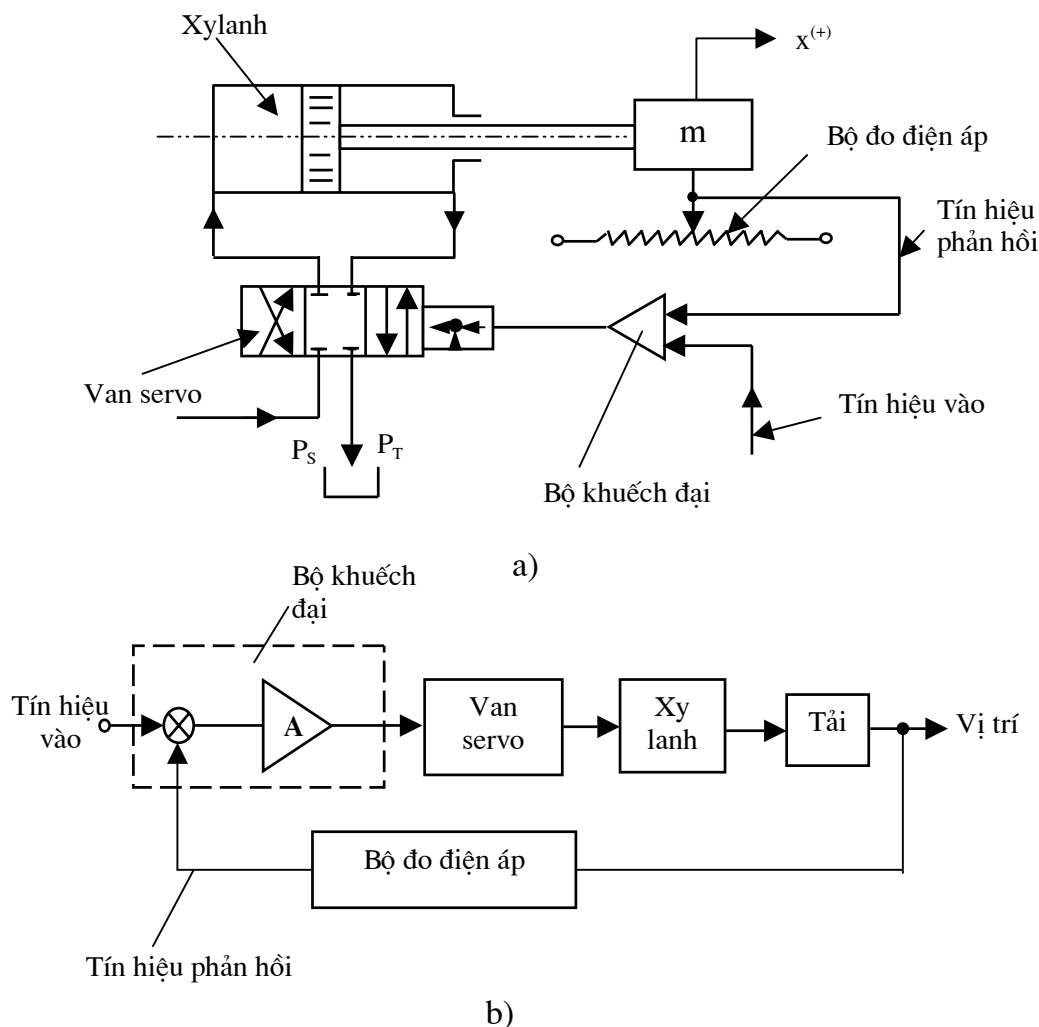
7.2. HỆ SỐ KHUẾCH ĐẠI VÀ ĐÁP ỨNG CỦA HỆ ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG

THỦY LỰC

Chương 4 đã giới thiệu những vấn đề cơ bản của mạch điều khiển tự động thủy lực. Phần này trình bày các tính toán cần thiết về hệ số khuếch đại, thời gian đáp ứng và quan hệ giữa chúng với tần số riêng.

7.2.1. Hệ số khuếch đại K_V của hệ thống

Một thông số quan trọng của mạch điều khiển hệ kín là hệ số khuếch đại K_V . Thực chất K_V là hàm truyền của hệ ở chế độ xác lập. Nghiên cứu sơ đồ điều khiển vị trí hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến trên hình 7.5 ta có :



Hình 7.5. Sơ đồ mạch điều khiển vị trí hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

a- Sơ đồ nguyên lý; b- Sơ đồ chức năng.

- Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại G_A là tỷ số giữa tín hiệu dòng điện ra và điện áp vào, mA/V.

- Hệ số khuếch đại của van servo G_{SV} là tỷ số giữa lưu lượng ra và dòng điện vào, (cm³/s)/mA.[theo hệ Anh (in³/s)/mA].

- Hệ số khuếch đại của xylanh G_X là tỷ số giữa vận tốc của pittông và lưu lượng vào xylanh :

$$(cm/s)/(cm^3/s) = \frac{1}{cm^2} \quad (\text{hoặc } \frac{1}{in^2})$$

- Hệ số khuếch đại phản hồi H_X của cảm biến vị trí kiểu đo điện áp là tỷ số giữa tín hiệu điện áp phản hồi đo được và độ dịch chuyển của pittông, V/cm (hoặc V/in).

Hệ số khuếch đại K_V là :

$$K_V = G_A \cdot G_{SV} \cdot G_X \cdot H_X \quad (7.23)$$

Thứ nguyên theo hệ mét :

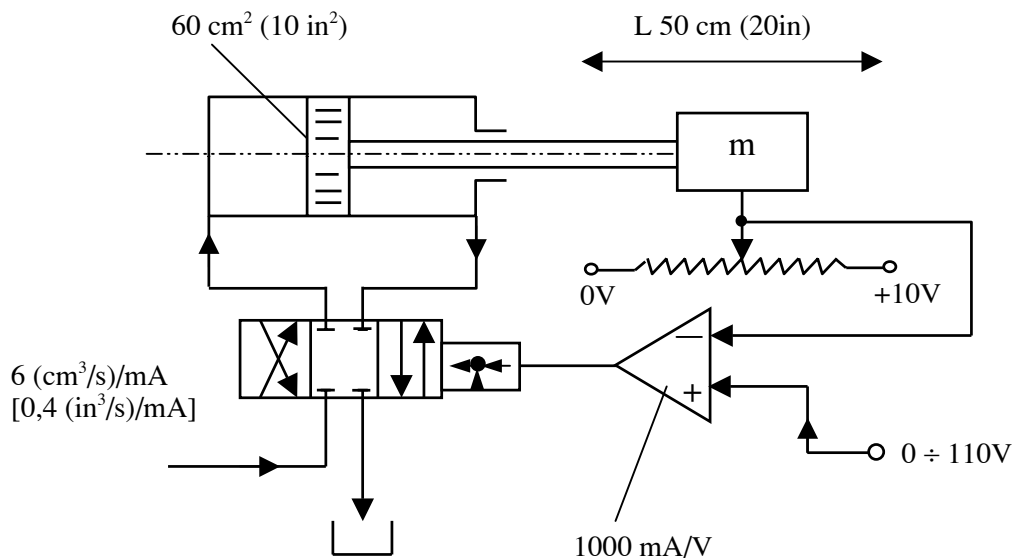
$$K_V = \frac{mA}{V} \cdot \frac{cm^3/s}{mA} \cdot \frac{1}{cm^2} \cdot \frac{V}{cm} = \frac{1}{s} = s^{-1} \quad (7.24)$$

Thứ nguyên theo hệ Anh :

$$K_V = \frac{mA}{V} \cdot \frac{in^3/s}{mA} \cdot \frac{1}{in^2} \cdot \frac{V}{in} = \frac{1}{s} = s^{-1}$$

Ví dụ 7.3:

Xác định hệ số khuếch đại K_V của mạch điều khiển vị trí hình 7.6.



Hình 7.6. Sơ đồ ví dụ về tính hệ số khuếch đại K_V của hệ thủy lực điều khiển vị trí chuyển động tịnh tiến

Theo công thức : $K_V = G_A \cdot G_{SV} \cdot G_X \cdot H_X$

trong đó : $G_A = 1000 \text{ mA/V}$

$$G_{SV} = 6 \text{ (cm}^3/\text{s)/mA}$$

$$G_X = \frac{1}{A} = \frac{1}{60} = 0,0167 \frac{1}{\text{cm}^2}$$

$$H_X = \frac{10^V}{50^{\text{cm}}} = 0,2 \text{ V/cm}$$

thì : $K_V = 1000 \times 6 \times 0,0167 \times 0,2 = 20 \text{ s}^{-1}$

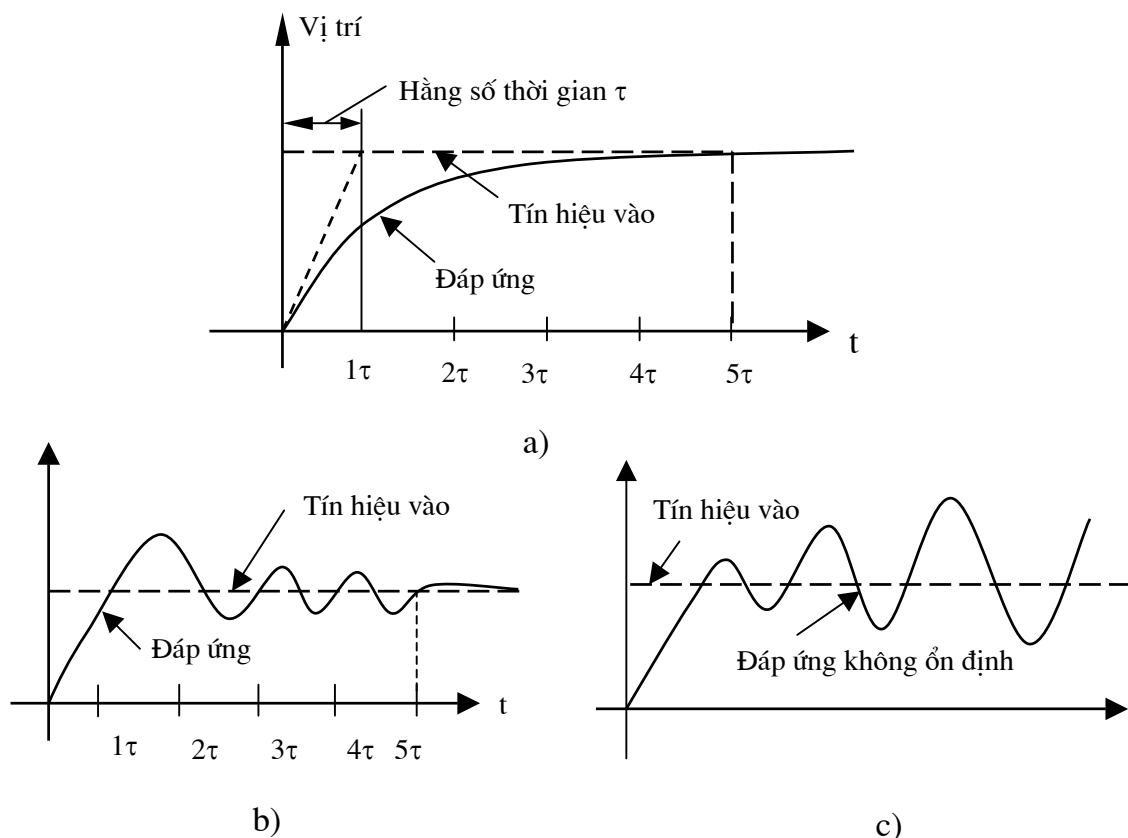
Theo hệ Anh : $G_A = 1000 \text{ mA/V}$; $G_{SV} = 0,4 \text{ (in}^3/\text{s)/mA}$

$$G_X = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ 1/in}^2 \text{ ; } H_X = \frac{10^V}{20 \text{ in}} = 0,5 \text{ V/in}$$

thì : $K_V = 1000 \times 0,4 \times 0,1 \times 0,5 = 20 \text{ s}^{-1}$.

7.2.2. Thời gian đáp ứng của hệ điều khiển

Cũng ví dụ về điều khiển vị trí, khi tín hiệu vào là hàm step thì đáp ứng của hệ có thể thay đổi theo hàm mũ như ở hình 7.7a.



Hình 7.7. Đáp ứng của hệ với các chế độ khác nhau

a- Đáp ứng thay đổi theo hàm mũ; b - Đáp ứng dao động tắt dần;

c - Đáp ứng dao động tăng dần, không ổn định.

Đường tiếp tuyến của đáp ứng tại điểm xuất phát cắt đường tín hiệu điều khiển sẽ cho ta khoảng thời gian τ và τ được gọi là hằng số thời gian.

$$\tau = \frac{\text{Khoảng cách di chuyển} \left(\frac{x_0}{v_0} \right)}{\text{Vận tốc ban đầu}}; \quad \frac{\text{cm}}{\text{cm/s}} = \text{s} \quad (7.25)$$

Đáp ứng sẽ đạt đến giá trị điều khiển sau khoảng thời gian là 5τ .

Ta biết rằng khoảng di chuyển x_0 bằng tín hiệu điện áp phản hồi chia cho hệ số khuếch đại phản hồi, nghĩa là :

$$x_0 = \frac{u}{H_x} \left[\frac{v}{(v/\text{cm})} = \text{cm} \right] \quad (7.26)$$

$$\text{Vận tốc ban đầu} : v_0 = u \cdot G_A \cdot G_{SV} \cdot \frac{1}{A} \quad (7.27)$$

$$\text{Nên} \quad \tau = \frac{u/H_x}{u \cdot G_A \cdot G_{SV} \cdot \frac{1}{A}} = \frac{1}{G_A \cdot G_{SV} \cdot \frac{1}{A} \cdot H_x} = \frac{1}{K_V}, \quad (\text{s}) \quad (7.28)$$

Theo (7.28) thì hằng số thời gian τ bằng nghịch đảo của hệ số khuếch đại K_V , nghĩa là khi tăng hệ số khuếch đại K_V thì thời gian đáp ứng sẽ ngắn. Tuy nhiên nếu K_V tăng quá lớn thì vận tốc chuyển động của pittông sẽ lớn, dẫn đến ảnh hưởng của lực quán tính sẽ đáng kể và có thể làm cho pittông chuyển động vượt quá vị trí yêu cầu. Độ vượt quá sẽ giảm dần đến vị trí yêu cầu nếu hệ ổn định (hình 7.7b). Nếu K_V quá cao và không phù hợp với các điều kiện khác thì hệ có thể không ổn định (hình 7.7c).

Để hệ ổn định và có thời gian đáp ứng nhanh, cần quan tâm các yếu tố sau :

- Khối lượng m ;
- Độ cứng thủy lực C_H ;
- Hệ số tắt dần ξ .

Trong các yếu tố trên, hệ số tắt dần ξ liên quan với ma sát cơ học, sự rò dầu trong buồng làm việc của xy lanh. Các yếu tố này khó xác định được chính xác và nó có thể thay đổi trong quá trình máy hoạt động nên theo kinh nghiệm lấy $\xi \approx 0,05 \div 0,3$.

Khối lượng m và độ cứng thủy lực C_H liên quan đến tần số dao động riêng ω_n của cụm xy lanh - tải trọng và xác định là :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{m}} \quad (7.29)$$

Trong tính toán thiết kế thì tần số riêng của hệ thống ω_s có thể được xác định từ tần số dao động riêng của cụm xy lanh- tải ω_n . Để hệ làm việc ổn định thì $K_V < 2\xi\omega_s$. Tuy nhiên khi $K_V < 2\xi\omega_s$ thì thời gian đáp ứng sẽ lâu nên người ta chọn :

$$K_V^{\max} < \xi\omega_s \quad (7.30)$$

Thực tế, tần số riêng của van ω_v cũng ảnh hưởng đến tần số riêng của hệ ω_s . Tần số của bộ khuếch đại và cảm biến thường có giá trị rất lớn nên ít ảnh hưởng đến tần số riêng của hệ và có thể bỏ qua.

Vì vậy để có hệ số khuếch đại phù hợp ta xét ba trường hợp sau :

- *Trường hợp A* : Nếu $\omega_v > 3\omega_n$ thì chọn $\omega_s = \omega_n$ và $\xi = 0,2$

$$K_v^{\max} = \xi \omega_s = 0,2 \omega_s \quad , \quad (s^{-1}) \quad (7.31)$$

- *Trường hợp B* : Nếu $3\omega_n > \omega_v > 0,3\omega_n$ thì chọn :

$$\omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} \quad \text{và} \quad \xi = 0,2$$

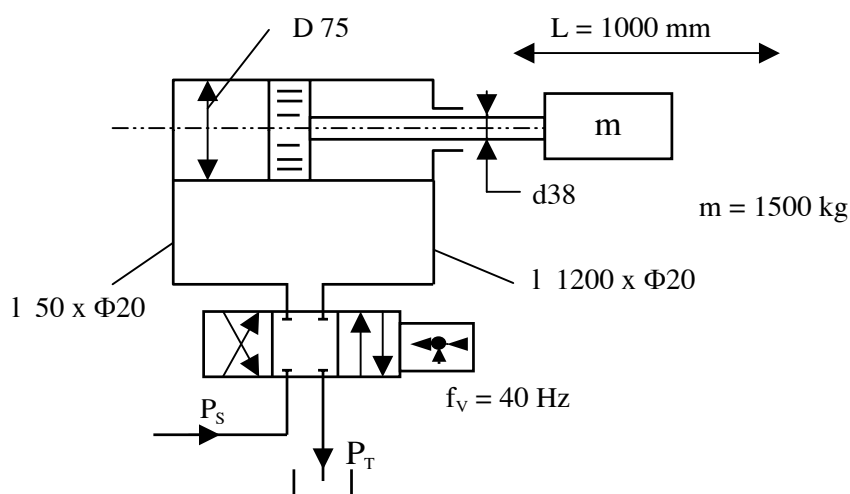
$$K_v^{\max} = 0,2 \cdot \left(\frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} \right) \quad , \quad (s^{-1}) \quad (7.32)$$

- *Trường hợp C* : Nếu $\omega_n > 3\omega_v$ thì chọn : $\omega_s = \omega_v$ và $\xi = 0,4$

$$K_v^{\max} = 0,4 \cdot \omega_s \quad , \quad (s^{-1}) \quad (7.33)$$

Ví dụ 7.5:

Xác định hệ số khuếch đại lớn nhất (K_v^{\max}) của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến ở hình 7.8. Cho tần số riêng của van $f_v = 40$ Hz.



Hình 7.8. Sơ đồ ví dụ xác định hệ số khuếch đại của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

Theo ví dụ 2.9.3 ở hình 2.16, tần số riêng $\omega_n = 115$ rad/s. Tần số riêng của van theo hình 7.8 là :

$$\omega_v = 2\pi \cdot 40 = 251 \text{ rad/s}$$

So sánh ω_v và ω_n ta thấy $\omega_v < 3\omega_n$ nên tần số riêng của hệ xác định theo công thức :

$$\omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} = \frac{115 \cdot 251}{115 + 251} = 78,9 \text{ rad/s}$$

Hệ số khuếch đại sẽ là : $K_v^{\max} = 0,2 \cdot \omega_s = 0,2 \cdot 78,9 = 16 \text{ s}^{-1}$

Như đã giới thiệu ở mục 7.3 với tín hiệu vào bậc thang, khi tăng K_{vx} thì đáp ứng của hệ sẽ thay đổi như trên hình 7.9b.

Để hiểu được các tính toán cần thiết đối với hệ điều khiển vị trí chuyển động thẳng, ta nghiên cứu ví dụ sau đây.

Ví dụ 7.6:

Xác định các thông số và thời gian đáp ứng của hệ điều khiển vị trí hình 7.9a khi tín hiệu điều khiển là 5 V.

$$G_A = \frac{\text{Đầu ra của A}}{\text{Đầu vào của A}} \rightarrow \text{Đầu vào của A} = \frac{\text{Đầu ra của A}}{G_A} \quad (7.34)$$

Cụ thể đầu vào của $A = \frac{200 \text{ mA}}{500 \text{ mA/V}} = 0,4 \text{ Vôn}$

Đầu vào 10 vôn tương ứng với hành trình 50 cm thì khi đầu vào 0,4 vôn sẽ tương ứng với hành trình :

$$0,4 \text{ V} \cdot \frac{50 \text{ cm}}{10 \text{ V}} = 2 \text{ cm}$$

Và nếu tín hiệu vào 5 V sẽ tương ứng với hành trình là : $5 \text{ V} \cdot \frac{50 \text{ cm}}{10 \text{ V}} = 25 \text{ cm}$

Trong khoảng di chuyển 25 cm sẽ có $25 \text{ cm} - 2 \text{ cm} = 23 \text{ cm}$ pittông di chuyển với vận tốc cực đại và sau đó giảm tốc để dừng trong khoảng cuối hành trình với 2 cm còn lại.

Khi tính thời gian đáp ứng cần tính hai khoảng thời gian, đó là thời gian chuyển động với vận tốc cực đại để thực hiện hành trình 23 cm và thời gian $\approx 5\tau$ để thực hiện hành trình 2 cm (có thể có dao động tắt dần).

Khoảng $\pm 2 \text{ cm}$ để duy trì chuyển động tắt dần trong thời gian $\approx 5\tau$ gọi là dải tỷ lệ (hình 7.9c).

$$G_{sv} = \frac{Q_L}{I}$$

$$Q_L = 6 \cdot \left(\frac{\text{cm}^3 / \text{s}}{\text{mA}} \right) \cdot 200 (\text{mA}) = 1200 \text{ cm}^3 / \text{s}$$

$$v_{\max} = \frac{Q_L}{A_1} = \frac{1200 (\text{cm}^3 / \text{s})}{60 (\text{cm}^2)} = 20 \text{ cm/s}$$

Khi hành trình 23 cm chuyển động với vận tốc là 20 cm/s thì mất hết thời gian là :

$$t = \frac{23}{20} = 1,15 \text{ s}$$

Hệ số khuếch đại K_v :

$$K_{vx} = G_A \cdot G_{sv} \cdot G_X \cdot H_X = 500 \left(\frac{\text{mA}}{\text{v}} \right) \cdot 6 \left(\frac{\text{cm}^3/\text{s}}{\text{mA}} \right) \cdot \frac{1}{60} \left(\frac{1}{\text{cm}^2} \right) \cdot 0,2 \left(\frac{\text{v}}{\text{cm}} \right) = 10 \text{ s}^{-1}$$

Hằng số thời gian : $\tau = \frac{1}{K_{vx}} = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ s}$

Vậy thời gian thực hiện toàn bộ hành trình 25 cm ứng với tín hiệu vào 5 vôn là :

$$T = t + 5\tau = 1,15 + 5 \times 0,1 = 1,65 \text{ s}$$

Đầu vào tính theo hệ Anh :

$$A = \frac{200}{500} = 0,4 \text{ vôn}$$

Cứ 10 Vsẽ tương ứng với 20 in di chuyển thì 0,4 V sẽ tương ứng $0,4 \times \frac{20}{10} = 0,8 \text{ in}$ di chuyển và dải tỷ lệ là : $\pm 0,8 \text{ in}$

Khi tín hiệu điều khiển là 5 vôn sẽ tương ứng với hành trình di chuyển là :

$$5 \times \frac{20}{10} = 10 \text{ in}$$

Khoảng hành trình di chuyển với vận tốc cực đại là : $10 - 0,8 = 9,2 \text{ in}$

$$G_{sv} = \frac{Q_L}{I} \rightarrow Q_L = 200 \times 0,4 = 80 \text{ in}^3/\text{s}$$

$$v_{\max} = \frac{Q_L}{A_1} = \frac{80}{10} = 8 \text{ in/s}$$

Thời gian di chuyển 9,2 in với vận tốc cực đại là :

$$t = \frac{9,2}{8} = 1,15 \text{ s}$$

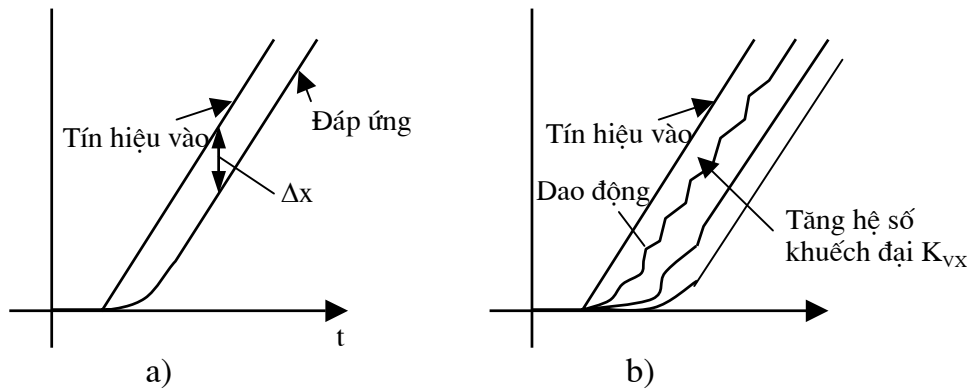
Hệ số khuếch đại : $K_{vx} = 500 \cdot \left(\frac{\text{mA}}{\text{v}} \right) \cdot 0,4 \left(\frac{\text{in}^3/\text{s}}{\text{mA}} \right) \cdot \frac{1}{10} \left(\frac{1}{\text{in}^2} \right) \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{\text{v}}{\text{in}} \right) = 10 \text{ s}^{-1}$

Hằng số thời gian τ : $\tau = \frac{1}{K_{vx}} = \frac{1}{10} = 0,1 \text{ s}$

Vậy $T = t + 5\tau = 1,15 + 5 \times 0,1 = 1,65 \text{ s}$

2. Tín hiệu vào là hàm tuyến tính (bậc nhất hay gọi là hàm dốc)

Tín hiệu vào là hàm tuyến tính được ứng dụng để điều khiển hệ thống khi cần giảm sự dao động của quá trình quá độ. Đáp ứng của dạng điều khiển này thể hiện ở hình 7.10a, trên đó ta thấy sau giai đoạn quá độ, đáp ứng của hệ bám sát tín hiệu vào với khoảng cách Δx . Δx gọi là sai số điều khiển của hệ ở trạng thái làm việc ổn định.



Hình 7.10. Đáp ứng của hệ điều khiển vị trí khi tín hiệu vào là hàm tuyến tính
a- Đồ thị thể hiện sai số; b- Đồ thị thể hiện sự thay đổi của đặc tính khi tăng hệ số khuếch đại K_{vX}

Về cơ bản với tín hiệu vào là tuyến tính thì vận tốc chuyển động của pittông là không đổi.

Độ lớn của sai số Δx được xác định là :

$$\Delta x = \frac{v}{K_{vX}}, \text{ cm (in)} \quad (7.35)$$

trong đó : v - vận tốc di chuyển, cm/s (in/s);

K_{vX} - hệ số khuếch đại của hệ điều khiển theo vị trí, s^{-1} .

Theo (7.35) sai số tăng nếu v tăng và sai số giảm nếu K_{vX} tăng. Tuy nhiên nếu K_{vX} tăng quá lớn hệ sẽ không ổn định (hình 9.10b), để hệ ổn định ta chọn K_{vX}^{\max} là :

$$K_{vX}^{\max} = \xi \cdot \omega_s, \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (7.36)$$

Đặc tính động lực học của hệ rất quan trọng, nó liên quan đến sự ổn định của hệ. Sự dao động của đặc tính động lực học bị ảnh hưởng bởi các yếu tố sau :

- Hiện tượng từ trễ của van.
- Sự thay đổi của nhiệt độ và áp suất dầu.
- Hiện tượng trượt tín hiệu của van khi đảo chiều.
- Độ chính xác và độ phân giải của cảm biến.
- Ngoài ra còn bị ảnh hưởng của một số thông số liên quan đến bộ khuếch đại.
- Các ảnh hưởng của tải trọng ngoài như sự thay đổi của tải trọng ; mất mát do ma sát ; khe hở giữa các bộ phận không đều...

Các yếu tố đó gây ra sai số Δx , các sai số thành phần được xác định như sau :

$$* \text{ Sai số vị trí do van : } \Delta x_u = 0,04 \cdot \frac{Q_{Rp}}{K_{vX} \cdot A}, \text{ cm (in)} \quad (7.37)$$

trong đó : Q_{RP} - lưu lượng của van tại áp suất làm việc, cm^3/s (in^3/s);

A - diện tích của pittông, cm^2 (in^2);

K_{VX} - hệ số khuếch đại của hệ điều khiển theo vị trí, s^{-1} .

$$Q_{RP} = Q_R \cdot \sqrt{\frac{P_S}{70}} \quad , \quad \text{l/p} \quad (7.38)$$

hoặc :
$$Q_{RP} = Q_R \cdot \sqrt{\frac{P_S}{1000}} \quad , \quad (\text{usgpm})$$

* Sai số vị trí do tải trọng ngoài :

$$\Delta x_E = 0,02 \left(\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A} \right) \cdot \frac{F_E}{P_S \cdot A} \quad , \quad \text{cm} \quad (\text{in}) \quad (7.39)$$

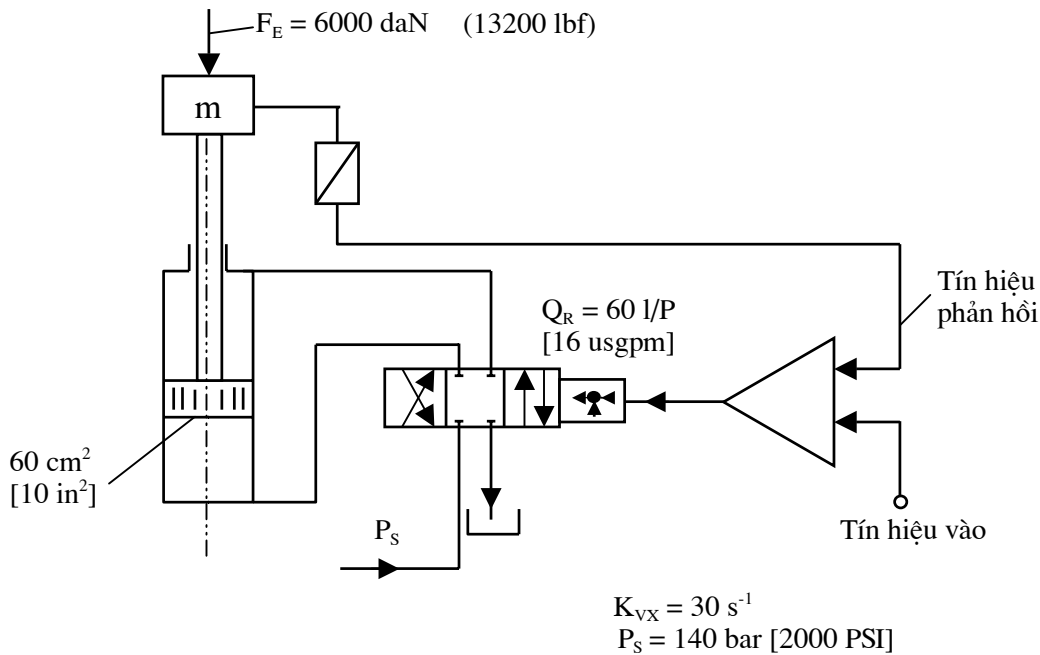
trong đó : F_E - ngoại lực do tải, daN (lbf); P_S - áp suất cung cấp của hệ, bar (PSI).

* Sai số do cảm biến vị trí Δx_H .

Vậy sai số tổng cộng là : $\Delta x = \Delta x_U + \Delta x_E + \Delta x_H \quad , \quad \text{cm} \quad (7.40)$

Ví dụ 7.7:

Xác định sai số vị trí của hệ điều khiển hình 7.11.



Hình 7.11. Sơ đồ ví dụ xác định sai số vị trí của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

$$Q_{RP} = Q_R \sqrt{\frac{P_S}{70}} = 60 \cdot \sqrt{\frac{140}{70}} = 85 \text{ l/p} \quad \text{hay} \quad Q_{RP} = 85 \cdot \frac{1000}{60} = 1417 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\Delta x_u = 0,04 \left(\frac{Q_{RP}}{K_V \cdot A_l} \right) = 0,04 \cdot \frac{1417}{30 \times 60} = 0,03 \text{ cm}$$

$$\Delta x_E = 0,02 \left(\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A_I} \right) \cdot \frac{F_E}{P_S \cdot A_I} = 0,02 \cdot \frac{1417}{30 \times 60} \cdot \frac{6000}{140 \times 60} = 0,011 \text{ cm}$$

Nếu $\Delta x_H = 0$ thì sai số tổng cộng là : $\Delta x = \Delta x_u + \Delta x_E = 0,3 + 0,11 = 0,41 \text{ mm}$

Tính theo hệ Anh :

$$Q_{RP} = Q_R \sqrt{\frac{P_S}{1000}} = 60 \cdot \sqrt{\frac{2000}{1000}} = 22,6 \text{ usgpm} = 22,6 \cdot \frac{231}{60} = 87 \text{ in}^3/\text{s}$$

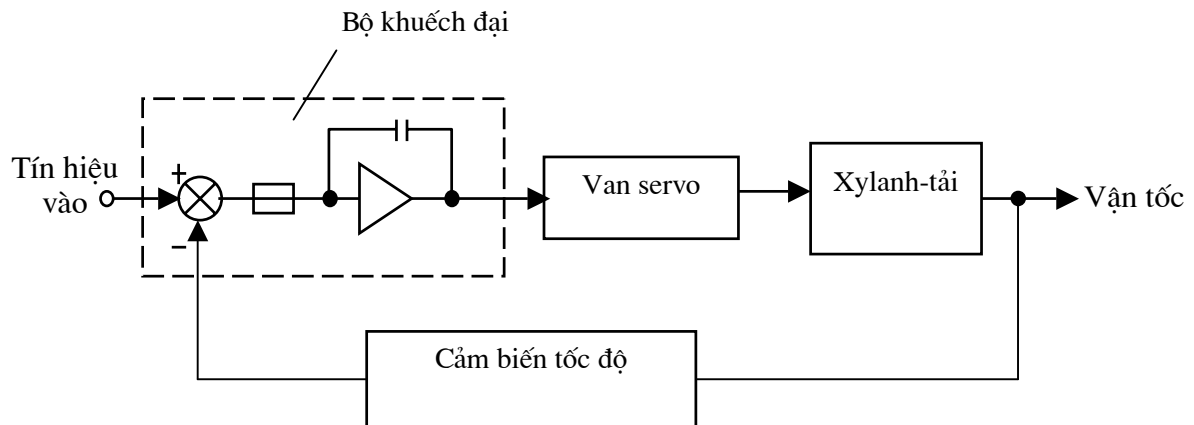
$$\Delta x_u = 0,04 \left(\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A_I} \right) = 0,04 \cdot \frac{87}{30 \times 60} = 0,012 \text{ in}$$

$$\Delta x_E = 0,02 \left(\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A_I} \right) \cdot \frac{F_E}{P_S \cdot A_I} = 0,02 \cdot \frac{87}{30 \times 10} \cdot \frac{13200}{2000 \times 10} = 0,004 \text{ in}$$

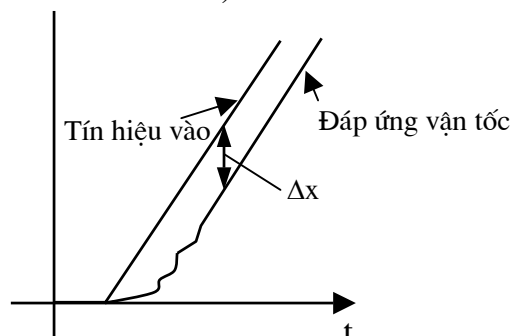
Sai số tổng cộng là : $\Delta x = \Delta x_u + \Delta x_E = 0,012 + 0,004 = 0,016 \text{ in}$

7.3.2. Hệ thủy lực điều khiển vận tốc

Hệ thủy lực điều khiển vận tốc có sơ đồ khối về cơ bản giống hệ điều khiển vị trí, chỉ khác là bộ khuếch đại của điều khiển vận tốc là điều khiển theo tích phân I. Trong đó cảm biến vận tốc biến tốc độ thành tín hiệu điện áp phản hồi (hình 7.12).



a)



b)

Hình 7.12. Sơ đồ khối và đáp ứng của hệ điều khiển vận tốc

a- Sơ đồ khối; b- Đáp ứng vận tốc.

Hệ số khuếch đại :

$$K_{VV} = G_A \cdot G_{SV} \cdot G_X \cdot H_V \quad (7.41)$$

Thứ nguyên theo hệ mét :

$$K_{VV} = \left(\frac{\text{mA/s}}{v} \right) \cdot \left(\frac{\text{cm}^3/\text{s}}{\text{mA}} \right) \cdot \left(\frac{1}{\text{cm}^2} \right) \cdot \left(\frac{\text{vôn}}{\text{cm/s}} \right) = \text{s}^{-1} \quad (9.42)$$

Thứ nguyên theo hệ Anh :

$$K_{VV} = \left(\frac{\text{mA/s}}{v} \right) \cdot \left(\frac{\text{in}^3/\text{s}}{\text{mA}} \right) \cdot \left(\frac{1}{\text{in}^2} \right) \cdot \left(\frac{\text{vôn}}{\text{in/s}} \right) = \text{s}^{-1}$$

Khi hệ số khuếch đại K_{VV} tăng thì gia tốc chuyển động sẽ tăng. Các yếu tố như hiện tượng từ trễ, quá trình chuyển đổi của van (đảo chiều) cũng như sự thay đổi của tải trọng ngoài sẽ không ảnh hưởng đến sai số vận tốc ở chế độ xác lập. Độ phân giải và sai số tuyến tính của cảm biến tốc độ là yếu tố trực tiếp gây ra sai số vận tốc điều khiển.

Tương tự như điều khiển vị trí, nếu tín hiệu vào là hàm tuyến tính thì đáp ứng vận tốc sẽ có sai số và sai số đó phụ thuộc vào hệ số khuếch đại và gia tốc của hệ (hình 7.12b).

Độ lớn của sai số vận tốc Δv xác định như sau :

$$\Delta v = \frac{a}{K_{VV}} \quad , \quad \text{cm/s (in/s)} \quad (7.43)$$

trong đó : a- gia tốc chuyển động, cm/s^2 ;

K_{VV} - hệ số khuếch đại của hệ điều khiển theo vận tốc, s^{-1} .

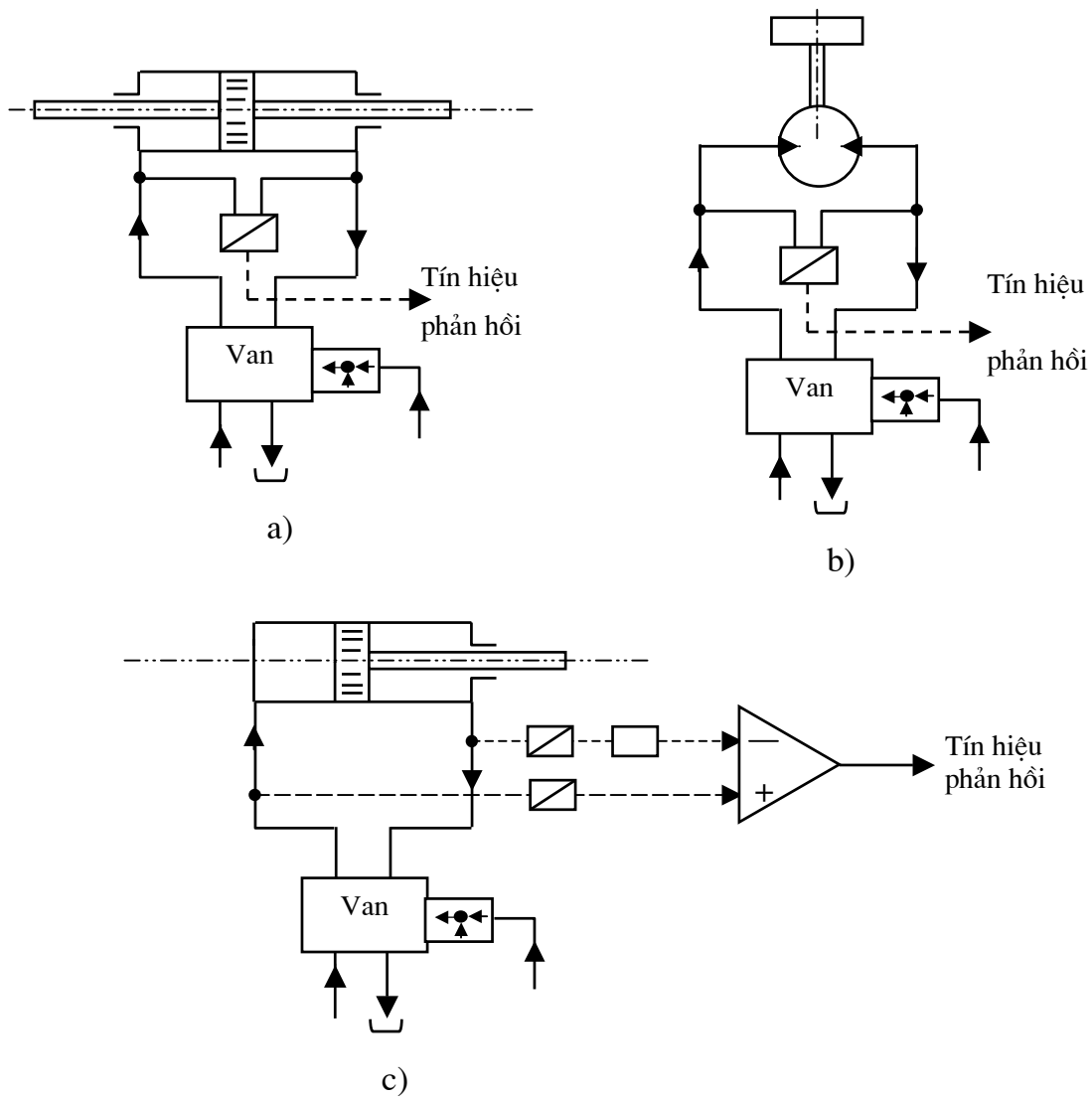
7.3.3. Hệ thủy lực điều khiển tải trọng

Hệ thủy lực điều khiển lực đối với chuyển động thẳng hoặc điều khiển mô men xoắn đối với chuyển động quay ngoài việc dùng các loại cảm biến đo trực tiếp lực hoặc mômen xoắn có thể dùng cảm biến đo gián tiếp qua áp suất làm việc.

Như đã giới thiệu ở mục 4.3, để điều khiển tải trọng theo áp suất có thể thực hiện như sau :

- Với xy lanh có kết cấu đối xứng hoặc động cơ dầu thì ứng dụng sơ đồ điều khiển như ở hình 7.13a, b.

- Với xy lanh có kết cấu không đối xứng thì ứng dụng sơ đồ ở hình 7.13c.



Hình 7.13. Sơ đồ điều khiển theo áp suất

a và b - Sơ đồ dùng một cảm biến áp suất;

c- Sơ đồ dùng hai cảm biến áp suất.

Tương tự như mạch điều khiển vị trí và vận tốc, mạch điều khiển theo tải trọng có hệ số khuếch đại được xác định theo công thức :

$$K_{VP} = G_A \cdot G_{SV} \cdot G_X \cdot H_P \quad (s^{-1}) \quad (7.44)$$

Sai số điều khiển theo tải trọng ở chế độ xác lập bị ảnh hưởng bởi :

- Sự rò dầu từ van đến xylanh (hoặc động cơ dầu).
- Hiện tượng từ trễ, sự chuyển đổi vị trí của con trượt và sự trượt đặc tính khi đảo chiều con trượt.
- Sự di chuyển của xylanh (hoặc quay của động cơ dầu).v.v.

Sai số áp suất do các yếu tố trên gây nên được xác định như sau :

1- Sai số áp suất do van bị rò dầu (ΔP_D)

$$\Delta P_D = 2.10^{-5} \cdot \left(\frac{Q_{RP} \cdot C_H}{A_1^2 \cdot K_{VP}} \right) \cdot \frac{\Delta P_{AB}}{P_S} , \text{ bar} \quad (7.45)$$

trong đó :

C_H - độ cứng của bộ truyền động thủy lực (xylanh hoặc động cơ dầu), (N/m);

Q_{RP} - lưu lượng của van tại áp suất làm việc, (cm/s);

A_1 - diện tích làm việc của pittông, (cm²);

K_{VP} - hệ số khuếch đại của hệ điều khiển theo tải trọng, (s⁻¹);

ΔP_{AB} - hiệu áp giữa hai buồng làm việc của xylanh, (bar);

P_S - áp suất cung cấp cho van (bar).

Nếu tính theo hệ Anh :

$$\Delta P_D = 2.10^{-2} \cdot \left(\frac{Q_{RP} \cdot C_H}{A_1^2 \cdot K_{VP}} \right) \cdot \frac{\Delta P_{AB}}{P_S} , \text{ (PSI)}$$

Với thứ nguyên là : Q_{RP} (in³/s); C_H (lbf/in); A_1 (in²); K_{VP} (s⁻¹); ΔP_{AB} (PSI); P_S (PSI).

2. Sai số áp suất do sai số đặc tính của van (hiện tượng từ trễ, vùng chuyển đổi của con trượt...)

$$\Delta P_U = 4.10^{-5} \cdot \left(\frac{Q_{RP} \cdot C_H}{A_1^2 \cdot K_{VP}} \right) , \text{ bar} \quad (7.46)$$

Nếu tính theo hệ Anh :

$$\Delta P_U = 4.10^{-2} \cdot \left(\frac{Q_R \cdot C_H}{A_1^2 \cdot K_{VP}} \right) , \text{ (PSI)}$$

3. Sai số áp suất do hệ truyền động (xylanh hoặc động cơ dầu)

$$\Delta P_E = \frac{1}{1000} \cdot \left(\frac{C_H}{A_1 \cdot K_{VP}} \right) \cdot v , \text{ bar} \quad (7.17)$$

trong đó v là vận tốc di chuyển của xylanh, cm/s.

Nếu tính theo hệ Anh :

$$\Delta P_E = \frac{C_H}{A_1 \cdot K_{VP}} \cdot v , \text{ (PSI)}$$

Vậy sai số áp suất tổng cộng sẽ là :

$$\Delta P = \Delta P_D + \Delta P_U + \Delta P_E , \text{ bar} \quad (7.48)$$

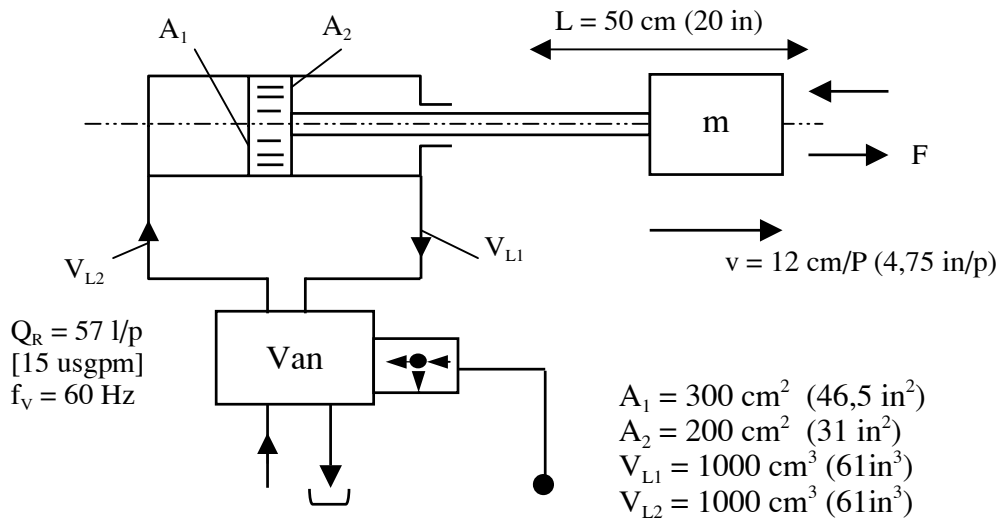
Trên đây là sai số áp suất điều khiển khi tín hiệu vào là hàm bậc thang (step), còn nếu điều khiển áp suất theo tín hiệu vào là tuyến tính (hàm dốc) thì sai số được xác định theo công thức sau :

$$\Delta P_R = \frac{\Delta P / \Delta t}{K_{VP}} \quad , \quad \text{bar} \quad (7.49)$$

trong đó : $\frac{\Delta P}{\Delta t}$ - tốc độ thay đổi áp suất, có thứ nguyên là bar/s (hoặc PSI/s);
 K_{VP} - hệ số khuếch đại của hệ điều khiển theo tải trọng (s^{-1}).

Ví dụ 7.8:

Xác định sai số áp suất tổng cộng của hệ thủy lực ở hình 7.14.



Hình 7.14. Sơ đồ ví dụ tính sai số của mạch điều khiển áp suất

Tính theo hệ mét :

Độ cứng thủy lực được xác định là :

$$C_H = B \cdot \left(\frac{A_1^2}{V_{L1} + \frac{L}{2} \cdot A_1} + \frac{A_2^2}{V_{L2} + \frac{L}{2} \cdot A_2} \right)$$

$$= 1,4 \cdot 10^7 \cdot \left(\frac{300^2}{1000 + \frac{50}{2} \cdot 300} + \frac{200^2}{1000 + \frac{50}{2} \cdot 200} \right) = 2,4 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

Tần số dao động riêng của xylanh :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{m}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 10^8}{500}} = 690 \text{ rad/s}$$

Tần số riêng của hệ ω_s được xác định như sau :

$$f_v = 60 \text{ Hz} \Rightarrow \omega_v = 2\pi 60 = 377 \text{ rad/s}$$

Ta thấy $\omega_v < 3\omega_n$ nên ta chọn ω_s là :

$$\omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} = \frac{690 \times 377}{690 + 377} = 244 \text{ rad/s}$$

Hệ số khuếch đại của hệ là :

$$K_{VP} = 0,2 \cdot \omega_s = 0,2 \times 244 = 50 \text{ s}^{-1}$$

Lưu lượng của van tại áp suất làm việc là :

$$Q_{RP} = Q_R \cdot \sqrt{\frac{P_s}{70}} = 57 \cdot \frac{1000}{60} \sqrt{\frac{100}{70}} = 1135 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Độ sụt áp do sai số của đặc tính của van là :

$$\Delta P_U = 4 \cdot 10^{-5} \left(\frac{Q_{RP} \cdot C_H}{A_1^2 \cdot K_{VP}} \right) = 4 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{1135 \times 2,5 \times 10^8}{300^2 \times 50} \right) = 2,4 \text{ bar}$$

Độ sụt áp do di chuyển của pittông- xylanh là :

$$\Delta P_E = \frac{1}{1000} \left(\frac{C_H}{A_1 \cdot K_{VP}} \right) \cdot v = \frac{1}{1000} \left(\frac{2,4 \times 10^8}{300 \times 50} \right) \cdot \frac{12}{60} = 3,2 \text{ bar}$$

Sai số áp suất tổng cộng (nếu không tính đến ΔP_D) là :

$$\Delta P = \Delta P_U + \Delta P_E = 2,4 + 3,2 = 5,6 \text{ bar}$$

Tính theo hệ Anh :

$$C_H = 2 \cdot 10^5 \left(\frac{46,5^2}{61 + \frac{20}{2} \cdot 46,5} + \frac{32^2}{61 + \frac{20}{2} \cdot 31} \right) = 1,3 \cdot 10^6 \text{ lbf/in}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 10^6}{1100/386}} = 690 \text{ rad/s}$$

$$\omega_v = 2\pi \cdot 60 = 377 \text{ rad/s}$$

Vì $\omega_v < 3\omega_n$ nên tần số dao động riêng của hệ là :

$$\omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} = \frac{690 \times 377}{690 + 377} = 244 \text{ rad/s}$$

$$K_{VP} = 0,2 \omega_s = 0,2 \times 244 = 50 \text{ s}^{-1}$$

$$Q_{RP} = Q_R \cdot \sqrt{\frac{P_s}{1000}} = 15 \left(\frac{231}{60} \right) \sqrt{\frac{1450}{1000}} = 69,5 \text{ in}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_U = 4 \cdot 10^{-2} \left(\frac{690 \times 1,3 \times 10^6}{46,5^2 \times 50} \right) = 34,5 \text{ PSI}$$

$$\Delta P_E = \frac{1,3 \times 10^6}{46,5 \times 50} \cdot \frac{4,75}{60} = 45,6 \text{ PSI}$$

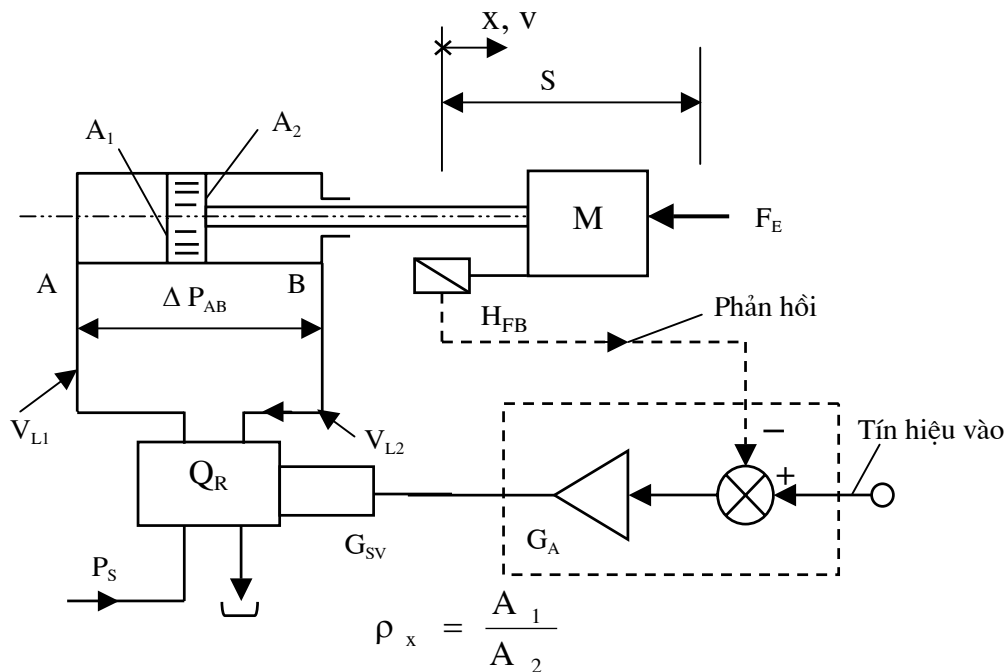
Sai số áp suất tổng cộng là :

$$\Delta P = \Delta P_U + \Delta P_E = 34,5 + 45,6 = 80,1 \text{ PSI}$$

Trên đây là những công thức và ví dụ về tính sai số điều khiển của hệ chuyển động thẳng, đối với hệ thủy lực chuyển động quay thì trong các công thức đó A_1 được thay bằng $D_m = \frac{D}{2 \cdot \pi}$.

7.4. PHẦN TỔNG HỢP TÍNH TOÁN CỦA HỆ THỦY LỰC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG VÀ HỆ CHUYỂN ĐỘNG QUAY

7.4.1. Hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến



Hình 7.15. Sơ đồ mạch điều khiển của hệ chuyển động tịnh tiến

Độ cứng thủy lực :

$$C_H = B \cdot \left(\frac{A_1^2}{V_{L1} + A_1 \cdot x_0} + \frac{A_2^2}{V_{L2} + A_2 \cdot (S - x_0)} \right)$$

Tần số dao động riêng của cụm truyền tải :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{m}}$$

Tần số dao động riêng của van :

$\omega_v = (\text{tần số tại điểm chuyển đổi pha } 90^\circ) \times (\text{hệ số hiệu chỉnh áp suất làm việc}).$

1. Điều khiển vị trí

Sai số vị trí do van gây nên :

$$\Delta x_U = 0,04 \left[\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A} \right]$$

Sai số vị trí do ngoại lực :

$$\Delta x_E = 0,02 \cdot \left[\frac{Q_{RP}}{K_{VX} \cdot A} \right] \cdot \left[\frac{F_E}{P_S \cdot A} \right]$$

Sai số tổng cộng nếu không kể đến sai số cảm biến sẽ là :

$$\Delta x = \Delta x_U + \Delta x_E.$$

Sai số lớn nhất ở trạng thái ổn định với tín hiệu tuyến tính :

$$\Delta x_S = \frac{v}{K_V}$$

- Hệ số khuếch đại K_{VX} tính như sau :

$$\text{khi } \omega_v > 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n \text{ và } K_{VX}^{\max} = 0,2 \omega_s$$

$$\text{khi } 0,3 \omega_n < \omega_v < 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} \text{ và } K_{VX}^{\max} = 0,2 \omega_s$$

$$\text{khi } \omega_v < 0,3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n \text{ và } K_{VX}^{\max} = 0,4 \omega_s$$

2. Điều khiển vận tốc

- Hệ số khuếch đại K_{VV} tính như sau :

$$\text{khi } \omega_v > 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n \text{ và } K_{VV}^{\max} = 0,2 \omega_s$$

$$\text{khi } 0,3 \omega_n < \omega_v < 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v} \text{ và } K_{VV}^{\max} = 0,2 \omega_s$$

$$\text{khi } \omega_V < 0,3 \omega_n \rightarrow \omega_S = \omega_n \text{ và } K_{VV}^{\max} = 0,4 \omega_S$$

$$\text{- Sai số vị trí : } \Delta x = \Delta x_U + \Delta x_E + \Delta x_{FB} = 0$$

- Sai số vận tốc ở trạng thái ổn định với tín hiệu tuyến tính :

$$\Delta v_F = \frac{a}{K_{VV}} \quad , \quad (a \text{ là gia tốc dài})$$

3. Điều khiển áp suất

- Hệ số khuếch đại K_{VP} tính như sau :

$$\text{khi } \omega_V > 3 \omega_n \rightarrow \omega_S = \omega_n \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,2 \omega_S$$

$$\text{khi } 0,3 \omega_n < \omega_V < 3 \omega_n \rightarrow \omega_S = \frac{\omega_n \cdot \omega_V}{\omega_n + \omega_V} \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,2 \omega_S$$

$$\text{khi } \omega_V < 0,3 \omega_n \rightarrow \omega_S = \omega_n \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,4 \omega_S$$

- Sai số áp suất do đặc tính của van :

$$\Delta P_U = 4 \cdot 10^{-5} \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot A^2} \right] \quad , \quad (\text{bar})$$

$$\text{hoặc : } \Delta P_U = 4 \cdot 10^{-2} \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot A^2} \right] \quad , \quad (\text{PSI})$$

- Sai số áp suất do rò dầu :

$$\Delta P_D = 2 \cdot 10^{-5} \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot A^2} \right] \cdot \left[\frac{\Delta P_{AB}}{P_S} \right] \quad , \quad (\text{bar})$$

$$\text{hoặc : } \Delta P_D = 2 \cdot 10^{-2} \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot A^2} \right] \cdot \left[\frac{\Delta P_{AB}}{P_S} \right] \quad , \quad (\text{PSI})$$

- Sai số áp suất do ngoại lực :

$$\Delta P_E = \frac{1}{1000} \cdot \left(\frac{C_H}{K_{VP} \cdot A} \right) \cdot v \quad , \quad (\text{bar})$$

$$\text{hoặc : } \Delta P_E = \left(\frac{C_H}{K_{VP} \cdot A} \right) \cdot v \quad , \quad (\text{PSI})$$

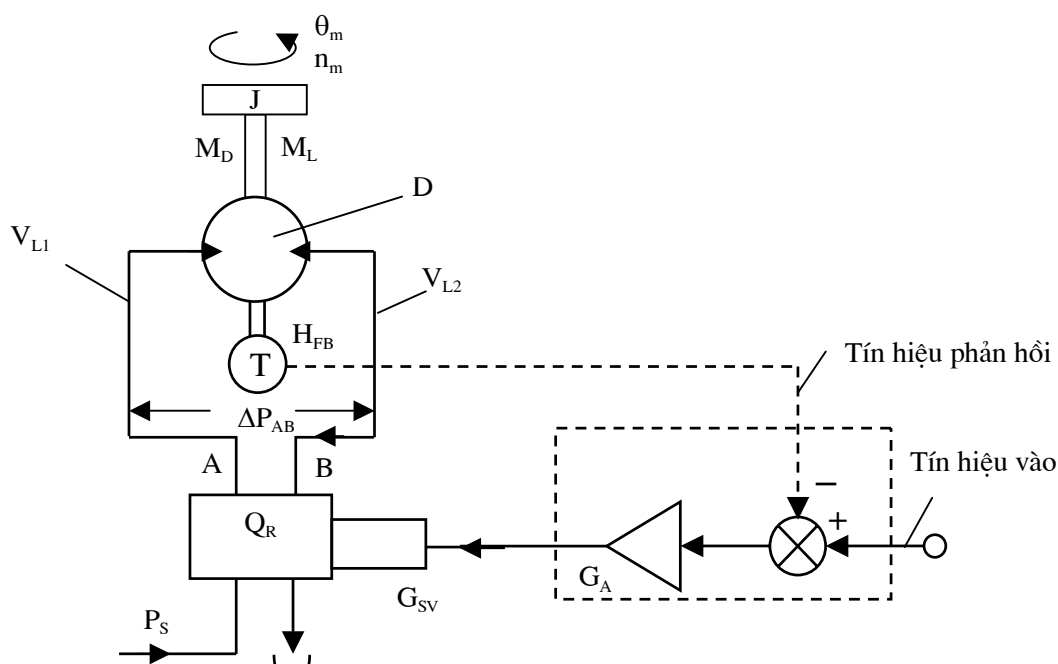
- Sai số áp suất tổng (không tính đến sai số do cảm biến gây nên) :

$$\Delta P = \Delta P_U + \Delta P_D + \Delta P_E$$

- Sai số áp suất ở trạng thái ổn định với tín hiệu vào tuyến tính :

$$\Delta P_F = \frac{\Delta P / \Delta t}{K_{VP}}$$

7.4.2. Hệ thủy lực chuyển động quay



Hình 7.16. Sơ đồ mạch điều khiển của hệ chuyển động quay

Độ cứng thủy lực :

$$C_H = \frac{B}{10000} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{V_{L1} + \frac{D}{2}} + \frac{1}{V_{L2} + \frac{D}{2}} \right) \quad \text{theo hệ mét}$$

$$C_H = B \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{V_{L1} + \frac{D}{2}} + \frac{1}{V_{L2} + \frac{D}{2}} \right) \quad \text{theo hệ Anh}$$

Tần số dao động riêng của cụm truyền tải :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{C_H}{J}}$$

Tần số dao động riêng của van :

$$\omega_v = (\text{tần số tại điểm đổi pha } 90) \times (\text{hệ số hiệu chỉnh áp suất làm việc})$$

1. Điều khiển vị trí

- Hệ số khuếch đại $K_{V\theta}$ tính như sau :

khi $\omega_v > 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n$ và $K_{v\theta}^{\max} = 0,2 \omega_s$

khi $0,3 \omega_n < \omega_v < 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v}$ và $K_{v\theta}^{\max} = 0,2 \omega_s$

khi $\omega_v < 0,3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n$ và $K_{v\theta}^{\max} = 0,4 \omega_s$

- Sai số vị trí do đặc tính của van :

$$\Delta\theta_U = 0,04 \cdot \left[\frac{Q_{RP}}{K_{v\theta} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)} \right]$$

- Sai số vị trí do mômen xoắn bên ngoài gây nên :

$$\Delta\theta_E = 0,2 \cdot \left[\frac{Q_{RP}}{K_{v\theta} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{P_s \cdot \frac{D}{2\pi}} \right] \quad \text{theo hệ mét}$$

$$\Delta\theta_E = 0,02 \cdot \left[\frac{Q_{RP}}{K_{v\theta} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)} \right] \cdot \left[\frac{M_L}{P_s \cdot \frac{D}{2\pi}} \right] \quad \text{theo hệ Anh}$$

- Sai số vị trí tổng cộng nếu không kể đến sai số của cảm biến :

$$\Delta\theta = \Delta\theta_U + \Delta\theta_E$$

- Sai số lớn nhất ở trạng thái ổn định với tín hiệu vào tuyến tính :

$$\Delta\theta_F = \frac{\Omega}{K_{v\theta}}$$

2. Điều khiển vận tốc

- Hệ số khuếch đại $K_{v\Omega}$ tính như sau :

khi $\omega_v > 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n$ và $K_{v\Omega}^{\max} = 0,2 \omega_s$

khi $0,3 \omega_n < \omega_v < 3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \frac{\omega_n \cdot \omega_v}{\omega_n + \omega_v}$ và $K_{v\Omega}^{\max} = 0,2 \omega_s$

khi $\omega_v < 0,3 \omega_n \rightarrow \omega_s = \omega_n$ và $K_{v\Omega}^{\max} = 0,4 \omega_s$

- Sai số vị trí :

$$\Delta\theta = \Delta\theta_U + \Delta\theta_E + \Delta\theta_{FB} = 0$$

- Sai số vận tốc ở trạng thái ổn định với tín hiệu tuyến tính :

$$\Delta\Omega_F = \frac{\alpha}{K_{V\Omega}} \quad \text{với } \alpha \text{ là gia tốc góc}$$

3. Điều khiển áp suất

- Hệ số khuếch đại K_{VP} tính như sau :

$$\text{khi } \omega_V > 3 \omega_n \quad \rightarrow \omega_S = \omega_n \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,2 \omega_S$$

$$\text{khi } 0,3 \omega_n < \omega_V < 3 \omega_n \quad \rightarrow \omega_S = \frac{\omega_n \cdot \omega_V}{\omega_n + \omega_V} \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,2 \omega_S$$

$$\text{khi } \omega_V < 0,3 \omega_n \quad \rightarrow \omega_S = \omega_n \text{ và } K_{VP}^{\max} = 0,4 \omega_S$$

- Sai số áp suất do đặc tính của van :

$$\Delta P_U = 4.10^{-5} \cdot \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2} \right] \quad \text{theo hệ mét}$$

$$\Delta P_U = 4.10^{-2} \cdot \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2} \right] \quad \text{theo hệ Anh}$$

- Sai số áp suất do rò dầu :

$$\Delta P_D = 2.10^{-5} \cdot \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2} \right] \left[\frac{\Delta P_{AB}}{P_S} \right] \quad \text{theo hệ mét}$$

$$\Delta P_D = 2.10^{-2} \cdot \left[\frac{C_H \cdot Q_{RP}}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)^2} \right] \left[\frac{\Delta P_{AB}}{P_S} \right] \quad \text{theo hệ Anh}$$

- Sai số áp suất do mômen xoắn bên ngoài gây nên :

$$\Delta P_E = \frac{1}{10000} \left[\frac{C_H}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)} \right] \cdot v \quad \text{theo hệ mét}$$

$$\Delta P_E = \left[\frac{C_H}{K_{VP} \cdot \left(\frac{D}{2\pi} \right)} \right] \cdot v \quad \text{theo hệ Anh}$$

- Sai số áp suất tổng cộng :

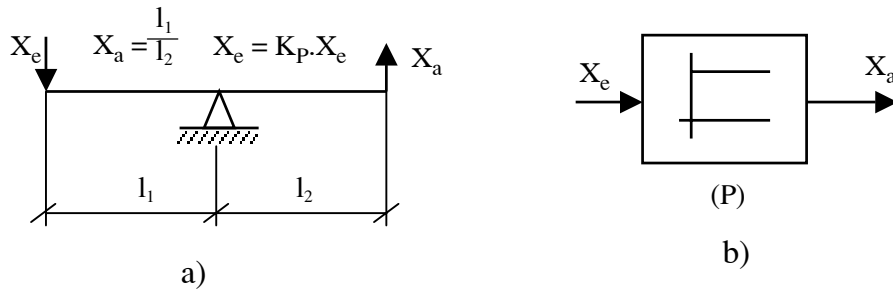
$$\Delta P = \Delta P_U + \Delta P_D + \Delta P_E$$

- Sai số áp suất ở trạng thái ổn định với tín hiệu tuyến tính :

$$\Delta P_F = \frac{\Delta P / \Delta t}{K_{VP}}.$$

7.5. MÔ HÌNH VÀ KÝ HIỆU ĐẶC TÍNH CỦA CÁC KHÂU THƯỜNG GẶP

7.5.1. Khâu khuếch đại (P)



Hình 7.17. Sơ đồ ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu khuếch đại

a- Sơ đồ ví dụ; b- Ký hiệu đặc tính của đáp ứng.

Đòn bẩy ở hình 7.17 hoạt động như một bộ khuếch đại (p) với hệ số khuếch đại là K_P .

Hoặc lực quán tính và gia tốc quan hệ là $F = m \cdot a$; điện áp và dòng điện quan hệ là $U = R \cdot I$ đều là các khâu khuếch đại, có thể gọi đó là các phần tử P.

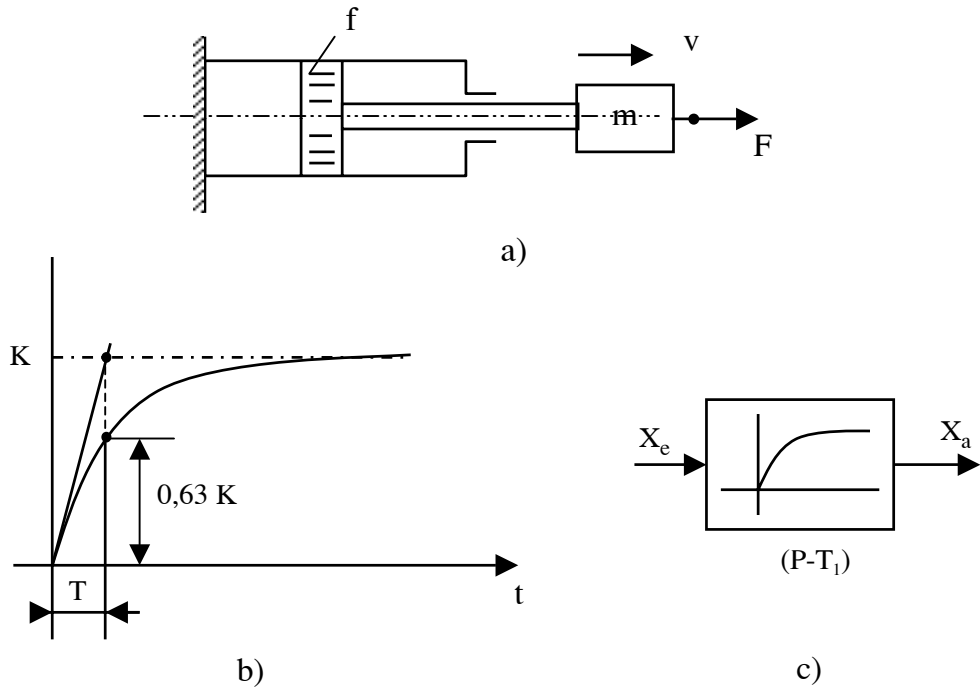
7.5.2. Khâu quán tính (P - T₁)

Mô hình tính toán của khâu quán tính P - T₁ có dạng :

$$T \cdot \frac{dx_a}{dt} + X_a = K \cdot X_e \quad (7.50)$$

Ví dụ xylanh thủy lực có pittông mang khối lượng m chuyển động với vận tốc v thì phương trình cân bằng lực là :

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F - f \cdot v \quad \text{với } f \text{ là hệ số ma sát nhớt} \quad (7.51)$$



Hình 7.18. Sơ đồ ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu quán tính

a- Sơ đồ ví dụ; b - Đặc tính; c - Ký hiệu.

Nếu viết theo toán tử Laplace thì ta được :

$$\frac{m}{f} \cdot s \cdot v(s) + v(s) = \frac{F(s)}{f} \quad (7.52)$$

hay :

$$\frac{v(s)}{F(s)} = \frac{1/f}{\frac{m}{f} \cdot s + 1} = \frac{K}{T \cdot s + 1} \quad (7.53)$$

7.5.3. Khâu dao động (P - T₂)

Mô hình toán có dạng :

$$T^2 \cdot \frac{d^2 x_a}{dt^2} + 2 \cdot D_z \cdot T \cdot \frac{dx_a}{dt} + x_a = K \cdot x_e \quad (7.54)$$

trong đó : T - hằng số thời gian;

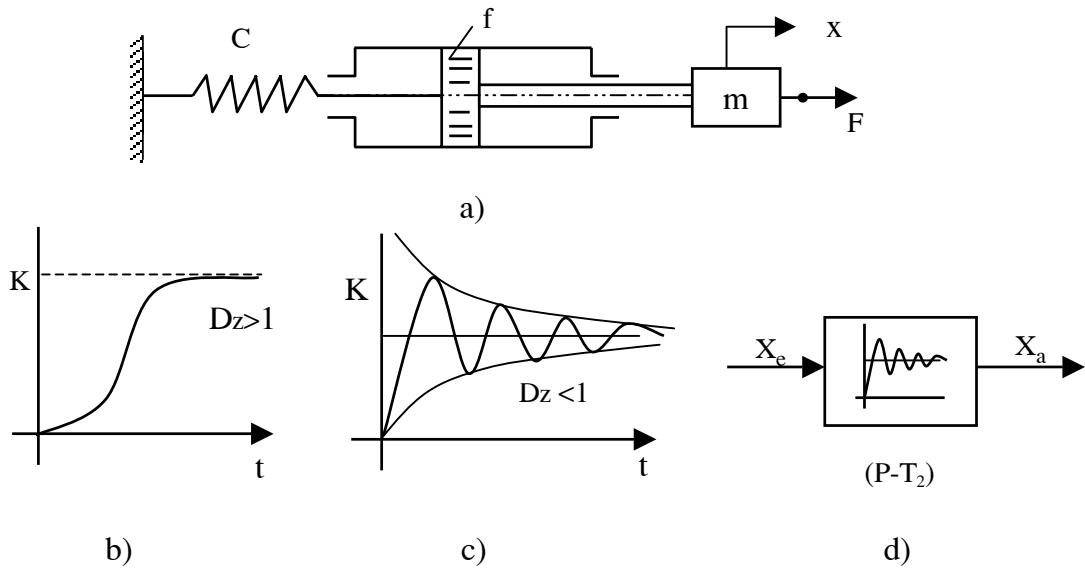
D_z - hệ số tắt dần;

K - hệ số khuếch đại.

Ví dụ mô hình của cụm xy lanh thủy lực như trên hình 7.19 có phương trình lực là :

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F - f \cdot \frac{dx}{dt} - C \cdot x \quad (7.55)$$

$$\frac{m}{C} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{f}{C} \cdot \frac{dx}{dt} + x = \frac{1}{C} \cdot F \quad (7.56)$$



Hình 7.19. Ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu dao động

a - Sơ đồ ví dụ; b,c - Đặc tính; d - Ký hiệu.

Nếu đặt
$$T = \sqrt{\frac{m}{C}} ; 2D_z.T = \frac{f}{C} ; K = \frac{1}{C}. \quad (7.57)$$

$$D_z = \frac{f}{2\sqrt{m.C}} ; \omega_0 = \frac{1}{T}.$$

thì phương trình (7.56) sẽ là :

$$T^2 \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + 2D_z.T \cdot \frac{dx}{dt} + x = K.F \quad (7.58)$$

- Khi $D_z > 1$ thì đặc tính thời gian có dạng như ở hình 7.19b, đặc tính này chỉ có ý nghĩa về mặt toán học.

- Khi $D_z < 1$ thì đặc tính thời gian có dạng như ở hình 7.19c, đây là trường hợp gặp trong thực tiễn. Với tần số là :

$$\omega_n = \sqrt{1 - D_z^2} \cdot \omega_0 = \frac{\sqrt{1 - D_z^2}}{T} \quad (7.59)$$

7.5.4. Khâu tích phân (I)

Mô hình toán của khâu tích phân thể hiện là tín hiệu ra bằng tích phân của tín hiệu vào :

$$X_a = K_I \cdot \int x_e(t) dt \quad (7.60)$$

K_I là hệ số khuếch đại của khâu tích phân.

Ví dụ : Hành trình của pittông- xylanh tính theo lưu lượng vào là :

$$S = \frac{1}{A} \cdot \int Q \cdot dt = K_I \cdot \int Q \cdot dt \quad (7.61)$$

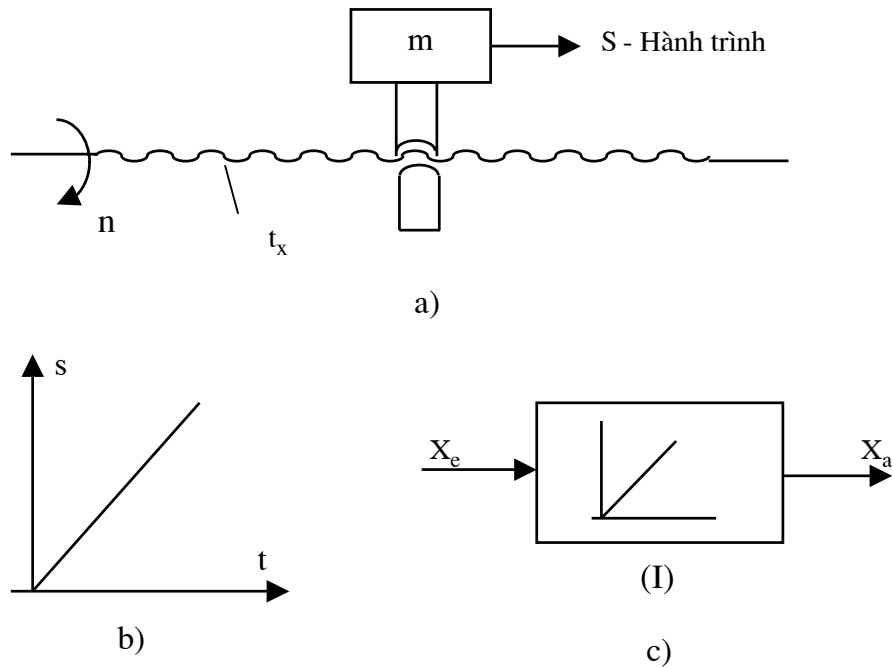
A là diện tích của pittông và K_I là hệ số khuếch đại của khâu tích phân.

Góc quay θ của trục động cơ dầu phụ thuộc vào vận tốc góc của chúng là :

$$\theta = K_0 \cdot \int \Omega \cdot dt \quad (7.62)$$

Bộ truyền vít me đai ốc có quan hệ như sau :

$$S = t_x \cdot \int n \cdot dt \quad (7.63)$$



Hình 7.20. Sơ đồ ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu tích phân

a- Sơ đồ ví dụ; b- Đặc tính; c- Ký hiệu .

Nếu số vòng quay n không đổi thì $S = t_x \cdot n \cdot t$.

7.5.5. Khâu vi phân (D)

Mô hình toán của khâu vi phân thể hiện tín hiệu ra tỷ lệ với vi phân tín hiệu vào :

$$x_a = K_D \cdot \frac{dx_e}{dt} \quad (7.64)$$

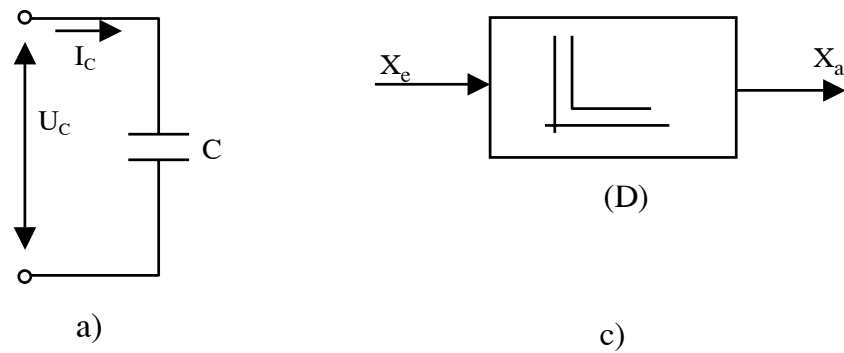
Ví dụ quan hệ giữa dòng điện và điện áp qua tụ điện C thể hiện theo công thức là :

$$I_c = C \cdot \frac{du_c}{dt} = K_D \cdot \frac{du_c}{dt} \quad (7.65)$$

trong đó : $K_D = C$ - hệ số khuếch đại của khâu D;

I_c - dòng điện là tín hiệu ra;

U_c - điện áp là tín hiệu vào.

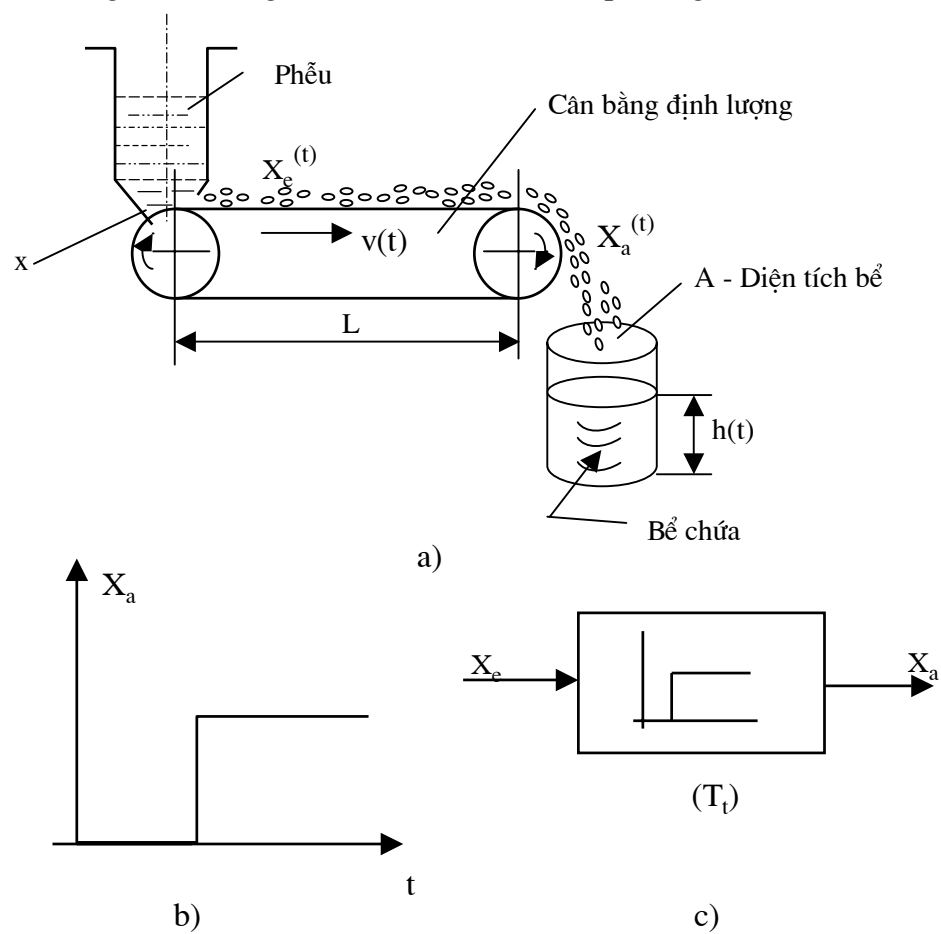


Hình 7.21. Sơ đồ ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu vi phân

a- Sơ đồ ví dụ; b- Ký hiệu.

7.5.6. Phần tử trễ theo thời gian (T_t)

Ví dụ : Cân bằng định lượng trên hình 7.22a có các phương trình mô tả sau :



Hình 7.22. Sơ đồ ví dụ và ký hiệu đặc tính của khâu T_t

a- Sơ đồ ví dụ; b- Đặc tính; c- Ký hiệu.

Thời gian vật liệu đi hết quãng đường L trên cân bằng là :

$$T_t = \frac{L}{v} \quad , \quad \text{với } L - \text{chiều dài băng ; } v - \text{vận tốc băng} \quad (10.17)$$

Chiều cao vật liệu trong bể chứa :
$$h(t) = \frac{1}{A} \int_0^t X_a dt \quad (7.66)$$

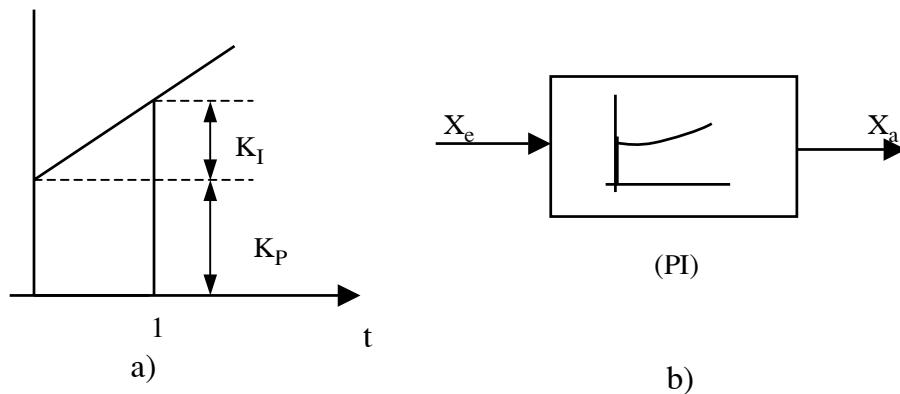
$$X_a(t) = X_e (t - T_t) \quad (7.67)$$

hay :
$$h(s) = L^{-1}[h(t)] = \frac{1}{A.S} \cdot e^{-S.T_t} \quad (7.68)$$

7.5.7. Các khâu phối hợp

Ngoài các khâu trên, trong bộ khuếch đại còn có các khâu sau :

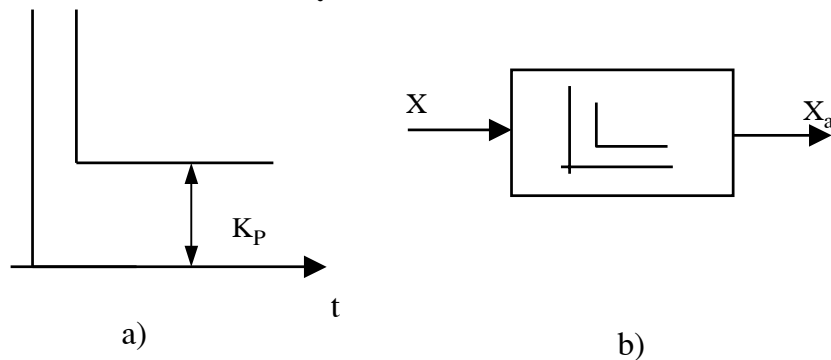
- *Khâu điều chỉnh PI* :
$$\frac{X_a(s)}{X_e(s)} = K_P + \frac{K_I}{S} \quad (7.69)$$



Hình 7.23. Đặc tính và ký hiệu của khâu PI

a- Đặc tính; b- Ký hiệu.

- *Khâu điều chỉnh PD* :
$$\frac{X_a(s)}{X_e(s)} = K_P + K_D.S \quad (7.70)$$

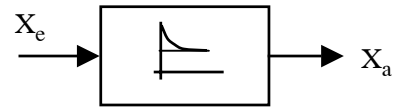
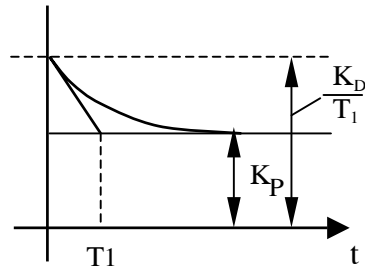


Hình 7.24. Đặc tính và ký hiệu của khâu PD

a - Đặc tính ; b - Ký hiệu.

- *Khâu điều chỉnh PD - T_t* :

$$\frac{X_a(s)}{X_e(s)} = (K_P + K_D.S) \cdot \frac{1}{T_t.S + 1} \quad (7.71)$$



a)

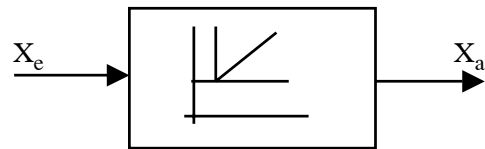
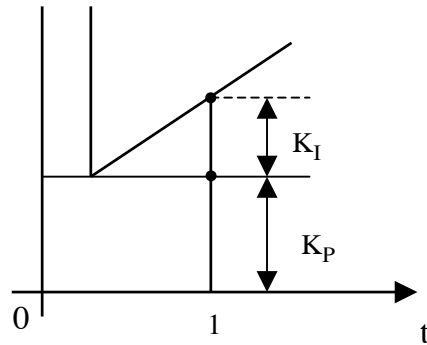
b)

Hình 7.25. Đặc tính và ký hiệu của khâu PD - T_1

a - Đặc tính ; b - Ký hiệu.

- Khâu điều chỉnh PID :

$$\frac{X_a(s)}{X_e(s)} = K_P + \frac{K_I}{S} + K_D S \quad (7.72)$$



a)

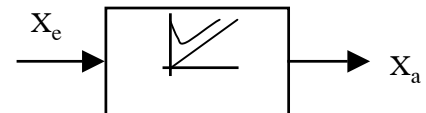
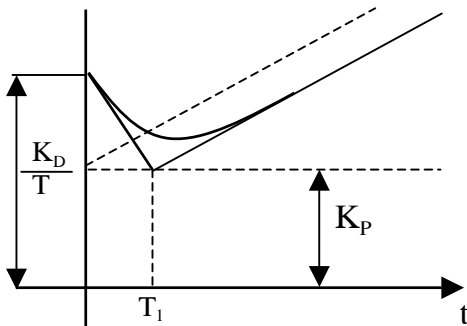
b)

Hình 7.26. Đặc tính và ký hiệu của khâu PID

a - Đặc tính; b - Ký hiệu.

- Khâu điều chỉnh PID - T_1 :

$$\frac{X_a(s)}{X_e(s)} = (K_P + \frac{K_I}{S} + K_D S) \cdot \frac{1}{T_1 \cdot S + 1} \quad (7.73)$$



a)

b)

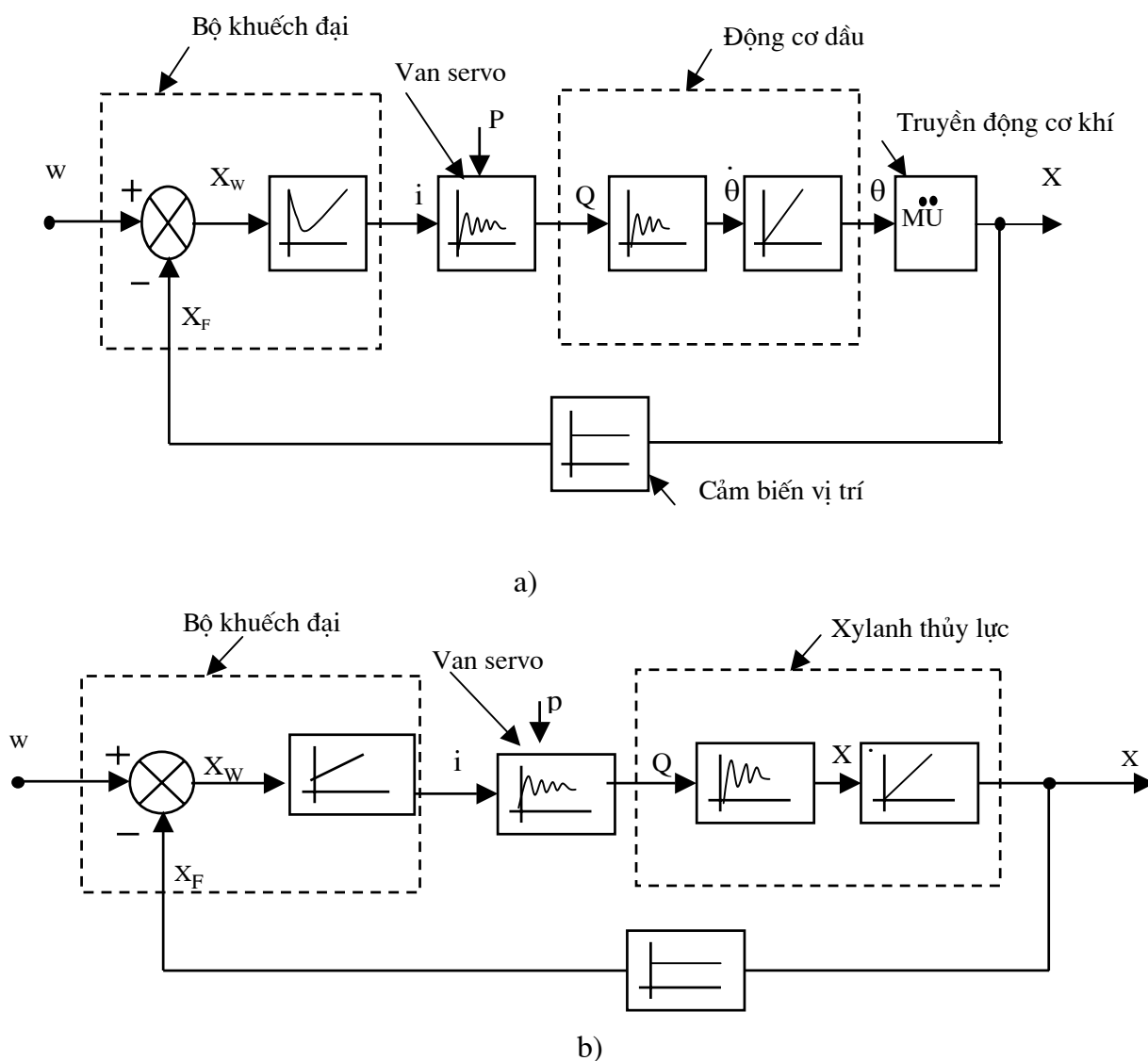
Hình 7.27. Đặc tính và ký hiệu của khâu PID - T_1

a - Đặc tính; b - Ký hiệu.

7.6. MỘT SỐ VÍ DỤ VỀ SƠ ĐỒ KHỐI MÔ TẢ ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC VÀ MÔ TẢ BẰNG TOÁN HỌC CỦA CÁC PHẦN TỬ TRONG MẠCH ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG THỦY LỰC

7.6.1. Sơ đồ khối về đặc tính động lực học

Sơ đồ đặc tính động lực học của hệ thủy lực chuyển động quay điều khiển vị trí thể hiện ở hình 7.28a.



Hình 7.28. Sơ đồ khối thể hiện đặc tính của hệ điều khiển thủy lực

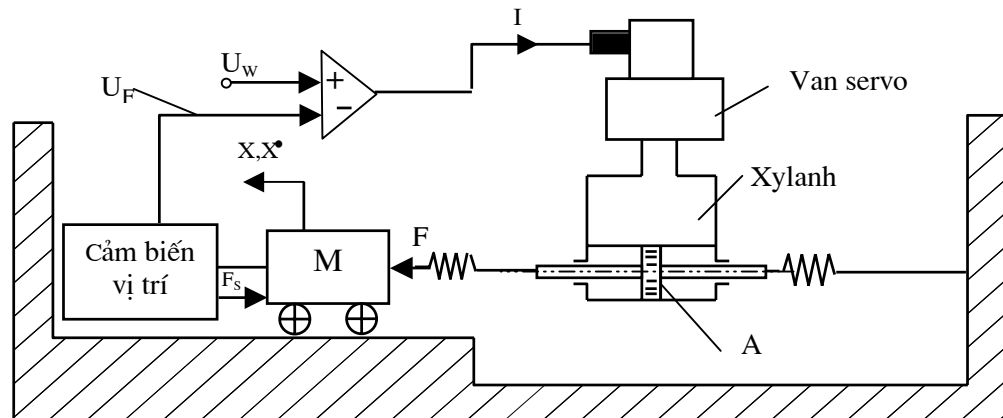
a- Hệ chuyển động quay; b- Hệ chuyển động thẳng.

trong đó : - Bộ khuếch đại là khâu PID - T_1 ;
- Van servo là khâu PT₂;

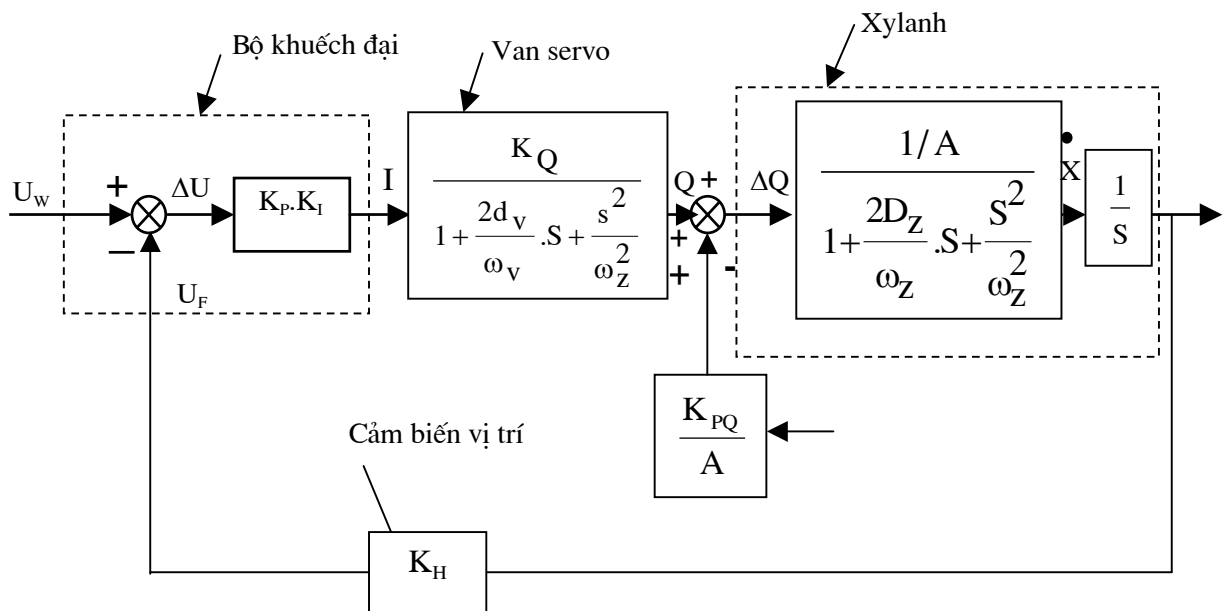
- Động cơ dầu gồm hai khâu là : P - T_2 và khâu I ;
- Cảm biến vị trí là khâu P.

Sơ đồ đặc tính động lực học của hệ thủy lực chuyển động thẳng điều khiển vị trí thể hiện ở hình 7.28b, trong đó bộ khuếch đại là khâu PI còn các khâu khác giống trường hợp hình 7.28a.

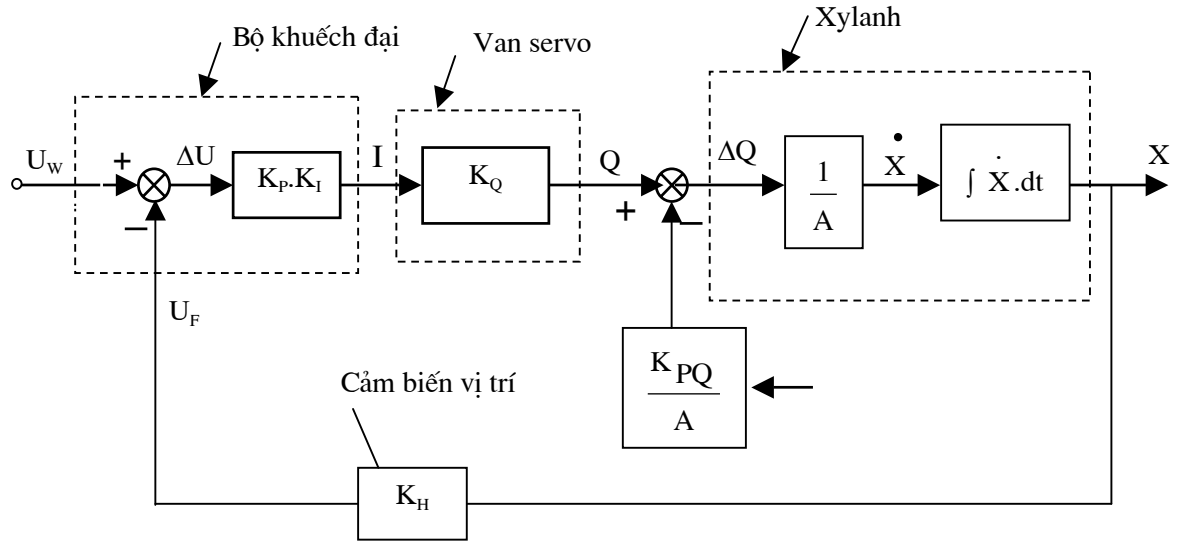
7.6.2. Sơ đồ khối mô tả toán học



a)



b)



c)

Hình 7.29. Sơ đồ khối mô tả toán học của các phần tử điều khiển của mạch điều khiển vị trí

a - Sơ đồ nguyên lý hoạt động; b - Sơ đồ khối mô tả toán học của quá trình động lực học; c - Sơ đồ khối mô tả toán học của quá trình xác lập.

Trong quá trình động lực học, các thông số phụ thuộc thời gian sẽ mất đi chỉ còn lại các thông số không phụ thuộc vào thời gian, tức là chỉ tồn tại các hệ số khuếch đại. Nên hình 7.29b khi ở trạng thái xác lập sẽ là hình 7.29c.

Hệ số khuếch đại của hệ là :

$$K_V = K_p.K_I.K_Q.\frac{1}{A}.K_H \quad , \quad 1/s \quad (7.74)$$

trong đó : K_p - hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại;

K_I - hệ số khuếch đại công suất;

K_Q - hệ số khuếch đại lưu lượng;

A - diện tích của pittông;

K_H - hệ số khuếch đại của cảm biến vị trí ;

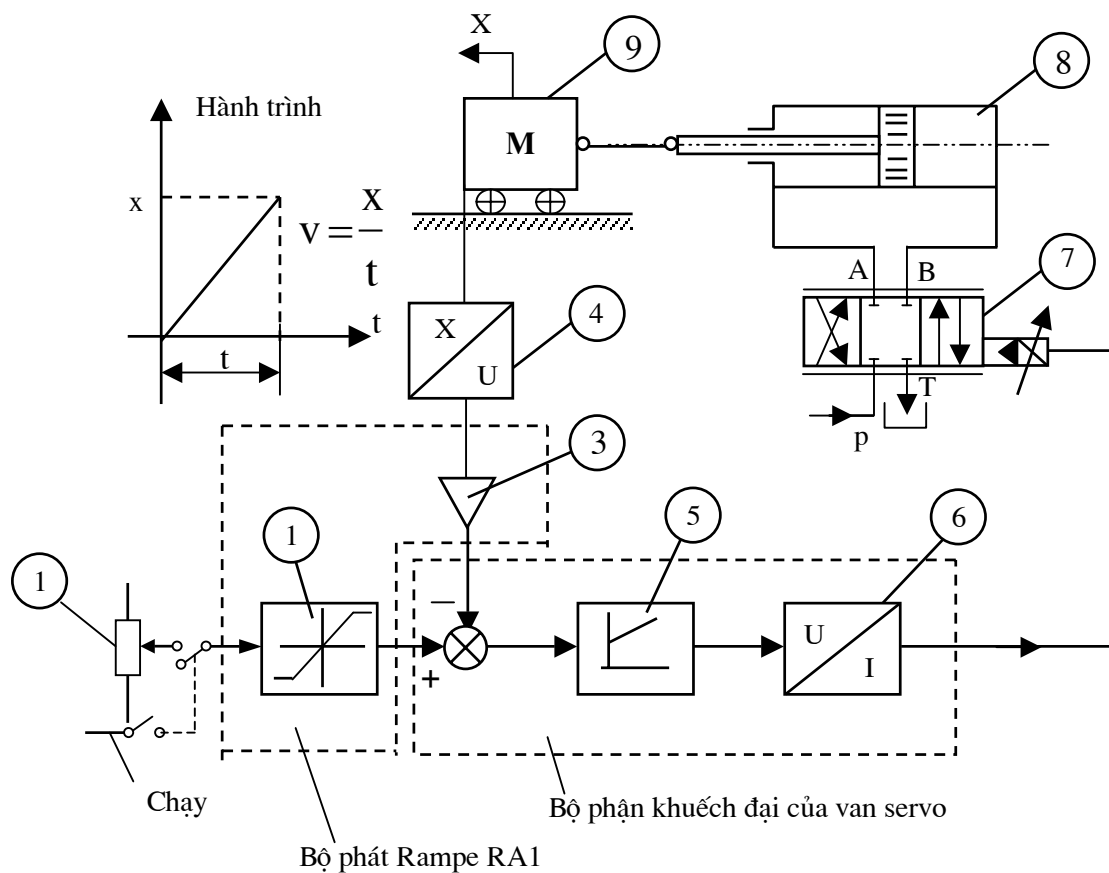
$$K_{PQ} = \frac{K_Q}{K_p} \left[\frac{\text{cm}^3 / \text{s}}{\text{bar}} \right] - \text{hệ số khuếch đại áp suất - lưu lượng};$$

ω_v - tần số riêng của van; ω_z - tần số riêng của xylanh;

d_v - hệ số tắt dần của van; D_z - hệ số tắt dần của xylanh.;

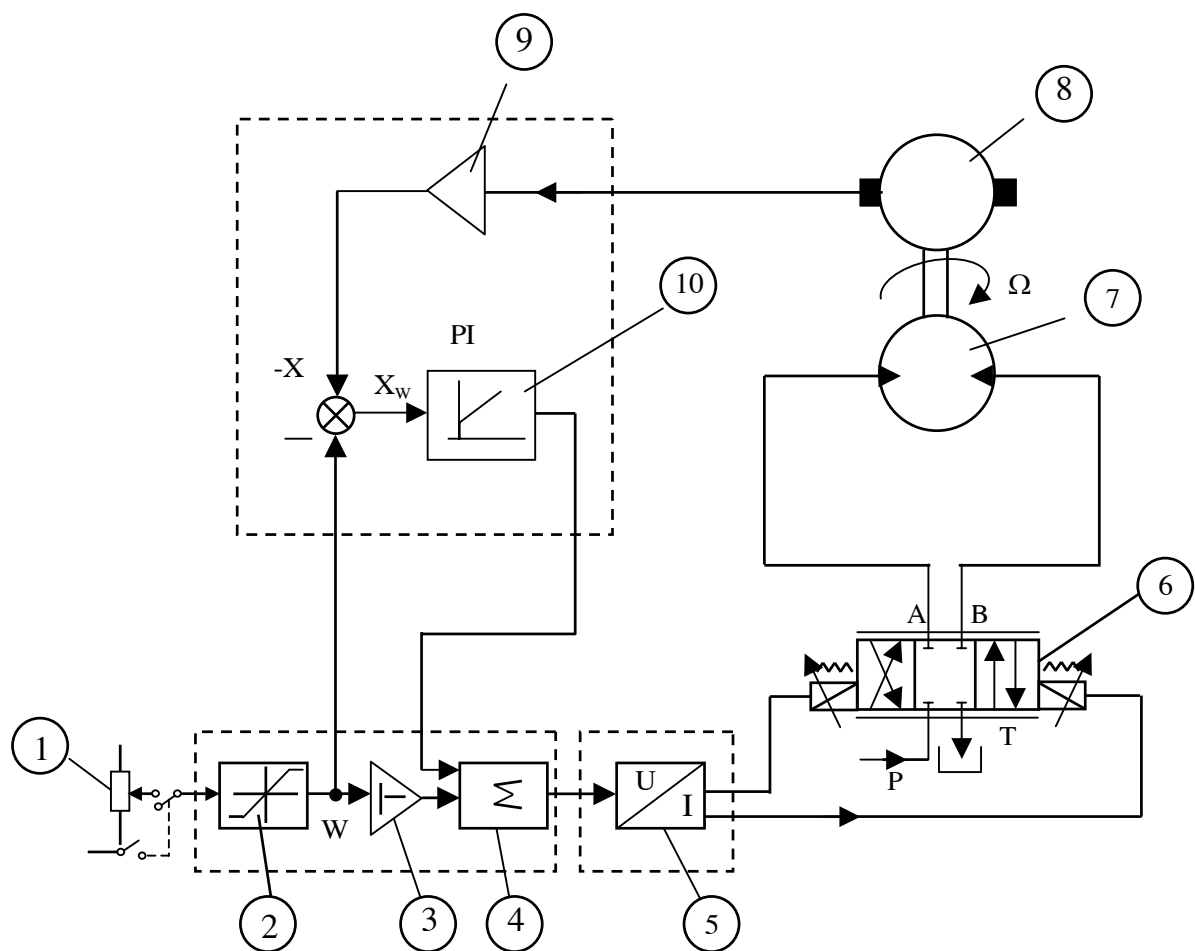
x - hành trình điều khiển.

7.6.3. Một số ví dụ về sơ đồ mô tả chức năng của các phần tử điều khiển trong mạch điều khiển thủy lực



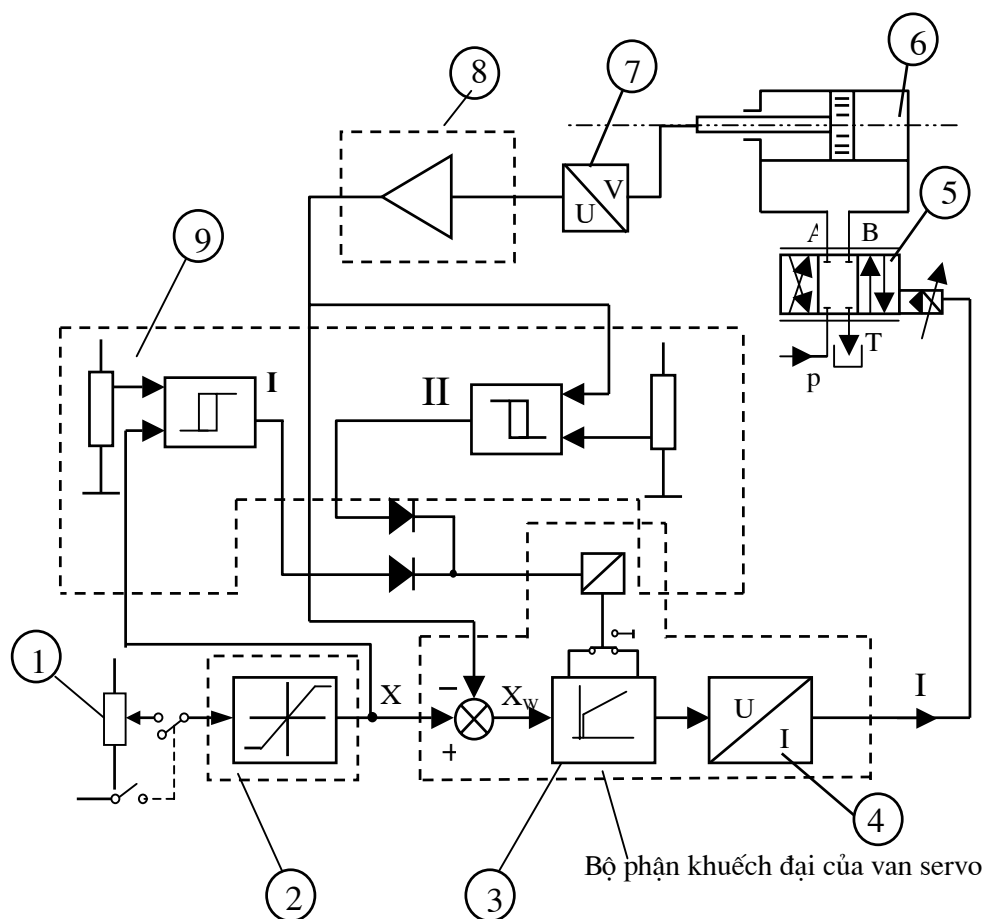
Hình 7.30. Sơ đồ của một mạch điều khiển vị trí bằng xylanh thủy lực

- (1) -Biến trở điều chỉnh điện áp vào (Potentionmetre);
- (2) -Bộ khống chế;
- (3) -Bộ khuếch đại tương thích;
- (4) -Cảm biến vị trí (hành trình- điện áp);
- (5) -Bộ điều chỉnh PI;
- (6) -Bộ khuếch đại công suất (điện áp-dòng);
- (7) -Van servo;
- (8) -Xylanh;
- (9) -Bàn máy.

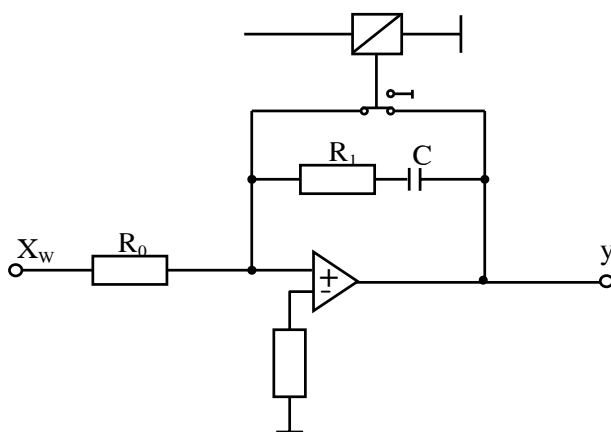


Hình 7.31. Sơ đồ một mạch điều khiển vận tốc của động cơ dầu

- (1) - Biến trở điều chỉnh điện áp vào (Potentionmetre);
- (2) - Bộ phát Rampe (bộ khống chế)- RA1;
- (3) - Bộ đảo tín hiệu;
- (4) - Bộ tổng;
- (5) - Bộ khuếch đại công suất (điện áp- dòng);
- (6) - Van tỷ lệ;
- (7) - Động cơ dầu;
- (8) - Cảm biến tốc độ quay (máy phát tốc hay gọi Dinamo tachymétrique);
- (9) - Bộ khuếch đại tương thích;
- (10)- Bộ điều chỉnh PI.



a)

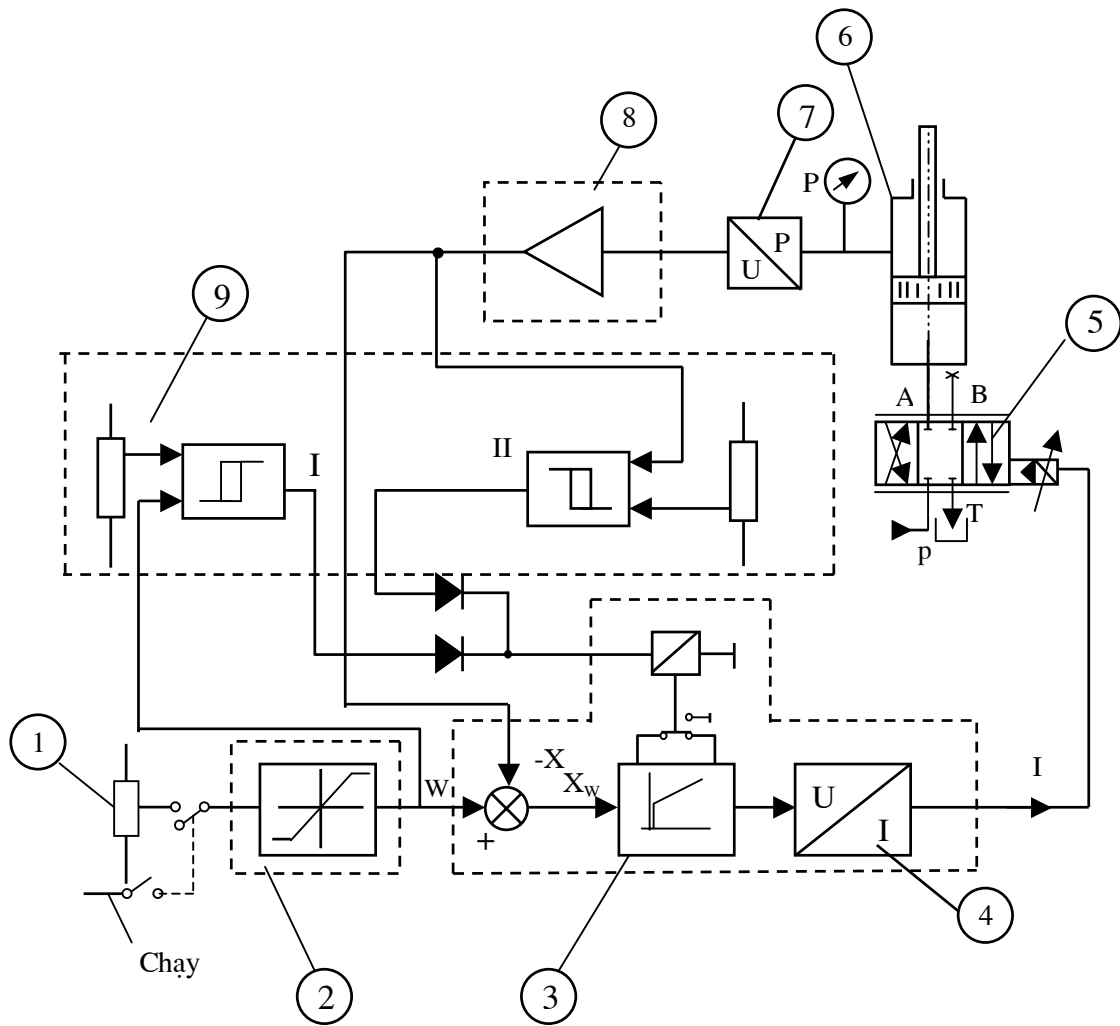


b)

Hình 7.32. Sơ đồ của một mạch điều khiển tốc độ của xylanh thủy lực.

a - Sơ đồ ; b - Sơ đồ bộ khuếch đại và làm đều PI.

(1) - Biến trở điều chỉnh điện áp vào; (2) - Bộ khống chế (phát Rampe RA1); (3) - Bộ điều chỉnh PI (hay gọi là bộ làm đều PI); (4) - Bộ khuếch đại công suất (điện áp U - dòng điện I); (5) - Van servo; (6) - Xylanh thủy lực; (7) - Cảm biến tốc độ (Capteur de vitesse); (8) - Bộ khuếch đại tương thích RA1; (9) - Bộ khuếch đại giao hoán BG1.



Hình 7.33. Sơ đồ của một mạch điều khiển áp suất của hệ thủy lực chuyển động tịnh tiến

(7) là cảm biến áp suất (Capteur de pression) còn các ký hiệu khác giống sơ đồ hình 7.32.

Trong điều khiển áp suất như ở hình 7.33 ta có :

- Hệ số khuếch đại lớn nhất là :

$$G_p = 2 \cdot d_v \cdot \omega_v \cdot T_p \quad (10.27)$$

trong đó : d_v - hệ số tắt dần của van;

ω_v - tần số riêng của van (1/s);

T_p - hằng số thời gian của điều khiển áp suất.

Với T_p xác định như sau :

$$T_p = \frac{V}{B \cdot K_{PQ}}; \quad K_{PQ} = \frac{Q_{\max}}{P_{\max}} \quad (10.28)$$

trong đó : V - thể tích dầu có áp suất, (cm³);

B - mô đun đàn hồi của dầu $1,4 \cdot 10^5$, (N/cm²);

K_{PQ} - hệ số khuếch đại áp suất / lưu lượng của van , $\frac{(\text{cm}^3/\text{s})}{\text{bar}}$.

- Hệ số khuếch đại tối ưu thường lấy như sau : $G_p^0 \approx \frac{1}{3} G_p$ (10.29)

- Biên độ A_v của con trượt : $A_v = 20 \log \left(\frac{1}{2d_v} \right)$ (10.30)

- Hệ số tắt dần d_v : $d_v = 10 - \frac{(A_v / 20)}{2}$ (10.31)

Các ký hiệu, đơn vị và ý nghĩa cơ bản trong các công thức

Ký hiệu	Đơn vị		Ý nghĩa
	Hệ mét	Hệ Anh	
a	cm/s ²	in/s ²	Gia tốc dài
A _P (A ₁)	cm ²	in ²	Diện tích pittông phía áp suất cao
A _R (A ₂)	cm ²	in ²	Diện tích pittông phía áp suất thấp
α	rad/s ²	rad/s ²	Gia tốc góc
B	kg/cm.s ²	lbf/in ²	Môđun đàn hồi của dầu
C _H	N/m	lbf/in	Độ cứng thủy lực của hệ chuyển động thẳng
(C _H)	N.m/rad	lbf.in/rad	Độ cứng thủy lực của hệ chuyển động quay
D _m	cm ³ /vg	in ³ /vg	Thể tích riêng của động cơ dầu
D	cm ³ /rad	in ³ /rad	Hệ số kết cấu của động cơ dầu
f _V	Hz	Hz	Tần số riêng của van
f _n	Hz	Hz	Tần số riêng của bộ truyền tải (xylanh hoặc động cơ dầu)
F _E	daN	daN	Ngoại lực
F _S	daN	daN	Lực ma sát trong xylanh
F _C	daN	daN	Lực ma sát của bộ phận tải
G _A	mA/v	mA/v	Hệ số khuếch đại của bộ khuếch đại
G _{AI}	(mA/s)/v	(mA/s)/v	Hệ số khuếch đại tích phân
G _V	(cm ³ /s)/mA	(cm ³ /s)/mA	Hệ số khuếch đại của van
H _x (K _C)	V/cm	V/in	Hệ số khuếch đại của cảm biến vị trí chuyển động thẳng
H _θ	V/rad	V/rad	Hệ số khuếch đại của cảm biến đo góc quay
H _V	V/(cm/s)	V/(in/s)	Hệ số khuếch đại của cảm biến đo vận tốc dài
H _Ω	V/(rad/s)	V/(rad/s)	Hệ số khuếch đại của cảm biến đo vận tốc góc
H _p	V/bar	V/PIS	Hệ số khuếch đại của cảm biến áp suất
J	N.ms ²	inlbf.s ²	Mômen quán tính khối lượng

K_v	s^{-1}	s^{-1}	Hệ số khuếch đại hệ thống
W_L	$kg.cm/s^2$	lbf	Trọng lực
m	kg	$lbf.s^2/in$	Khối lượng
M	N.m	Inlbf	Mômen xoắn
ΔP	bar	PSI	Hiệu áp
$\Delta P/\Delta t$	bar/s	PSI/s	Tốc độ biến đổi áp suất
P	bar	PSI	Áp suất
Q	cm^3/s	in^3/s	Lưu lượng
V	cm/s	in/s	Vận tốc chuyển động thẳng
V_{L1}, V_{L2}	cm^3	in^3	Thể tích dầu trong đường ống
V_1, V_2	cm^3	cm^3	Thể tích dầu trong các buồng của xy lanh
Ω	rad/s	rad/s	Vận tốc góc
ω	rad/s	rad/s	Tần số riêng
Δx	cm	In	Sai số vị trí chuyển động thẳng
$\Delta \theta$	rad	rad	Sai số góc quay
n_m	vg/p	vg/p	Số vòng quay của động cơ dầu

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Clarence W.de Silva, *Control sensors and actuators*, Prentice Hall. Inc. Printed in USA, 1989.
- [2] Wayne Anderson, *Controlling eletrohydraulic systems*, Printed in USA, 1988.
- [3] M. Guillon, *Hydraulic servo systems analysis and design*, London, Butterworths, 1969.
- [4] Jack L. Johnson, PE, *Design of electrohydraulic systems for indutrial motion control*. Senior lecturer, Milwaukee School of Engineering, USA , 1991.
- [5] Russell W. Henke, P.E, *Fluid power systems & circuits*, printed in USA, 1983.
- [6] Herbert E.Merritt, *Hydraulic control systems*, Printed in USA, 1967.
- [7] William J.Palm, *Modeling, analysis and control of dynamic systems*, printed in USA, 1983.
- [8] Richard C. Dorf, Robert H. Bishop, *Modern control systems*. Wesley publishing company, Inc, printed in the USA, 1998.
- [9] S. Le Quoc, Professor, University of Quebec (ETS), Montreal, Canada. *Tuning an electrohydraulic servovalave to obtain a high amplitide ratis and a low resonance peak*.
The Journal of fluid control, Volume 20, Number 3, March 1990 (30 - 47)
- [10] *BD90, BD95 servo amplifier installation guide*, Bulletin N^o.IG 1463-000/USA, Parker electrohydraulic.
- [11] *Vickers. Closed loop electrohydraulic systems manual*, Frist edition 1993. Printed in USA.
- [12] *DAQ.Lab-PC+User manual*, National instruments corporation, June, 1996.
- [13] *DAQ. SC-207XSeries user manual*, National instruments corporation November 1995.
- [14] *Double A. Closed loop trainng manual proportional & servo-valve*. US -B-AA16-12-1989. Printed in USA.
- [15] *IEEE-488 and VXI bus control, data acquisition, and analysis*. National instruments corporation, 1995.
- [16] *Using industrial hydraulics*. Printed in USA, 1984.
- [17] *Parker series BD062, BD760 servo valve*. Parker electrohydraulic, Printed in USA, 1995.
- [18] *Technical University Munich, Institute for Machine Tools and industrial Management*. Production Engineering, Vol.II/2 1995.
- [19] Claude Ducos. *Oléo - Hydraulique*. Technique et documentation, Lavoisier, Paris 1988.
- [20] Jean-Charles Gill. *Dynamique de la commande linéaire*. Dunod, Paris 1991.
- [21] Michel Gondran. *Informatique et asservissement. Mécanique, électronique, électricité, hydraulique*. Editions Casteilla 25, rue Monge -75005 Paris, Achevé d'imprimer en mars 1989.

- [22] J. Mainguenaud. *Cours d'automatique, Correction d'un système asservi linéaire calcul analogique*. Masson et Cie, Paris 1974.
- [23] Gérard Marie. *L'hydraulique pratique commentée pour l'industrie et le BTP* édition de l'USINE, Paris 1982.
- [24] Maurice Rivoir, Jean-Louis Ferrier. *Cours d'automatique*. édition de l'Eyrolles, Paris 1990.
- [25] Patrick Siarry. *Automatique de base*. Ellipses, Paris 1989.
- [26] *Cours d'oléodynamique*. Tous droits réservés à la société de publications mécaniques, Paris 1966.
- [27] *Technoguide E*. Adepa-agence nationale pour le développement de la productique appliquée à l'industrie, 1989.
- [28] Winfried Oppelt. *Kleines Handbuch Technischer Regebvorgänge*, Verlag Chemie G.m.b.H, Weinheim - Bergstr, 1964.