

MỤC LỤC

CHƯƠNG I.....	4
KHÁI NIỆM MÁY THỦY LỰC VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC.....	4
1.1. Các khái niệm chung.....	4
1.1.1. Khái niệm, phân loại máy thủy lực.....	4
1.1.2. Truyền động thủy lực.....	5
1.1.3. Ứng dụng của truyền động thủy lực trên ô tô, xe-máy.....	6
1.2. Các thông số cơ bản.....	7
1.2.1. Cột áp.....	7
1.2.2. Lưu lượng:.....	9
1.2.3. Công suất.....	9
1.2.4. Hiệu suất của máy thủy lực.....	10
1.3. Chất lỏng làm việc trong máy thủy lực.....	11
1.3.1. Các tính chất cơ bản của chất lỏng làm việc:.....	11
1.3.2 Các yêu cầu đối với chất lỏng làm việc:.....	12
1.4. Hiện tượng xâm thực và biện pháp phòng ngừa:.....	12
1.4.1 Khái niệm:.....	12
1.4.2. Biện pháp phòng ngừa xâm thực:.....	13
CHƯƠNG II.....	14
MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH.....	14
2.1. Những vấn đề chung về máy thủy lực thể tích.....	14
2.1.2. Các thông số cơ bản của máy thủy lực thể tích.....	14
2.2. Bơm bánh răng.....	17
2.2.1. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài.....	17
2.2.2 Bánh răng ăn khớp trong.....	18
2.2.3. Bơm trục vít:.....	18
2.2.4. Lưu lượng của bơm bánh răng:.....	19
2.3. Bơm cánh gạt.....	20
2.3.1. Bơm cánh gạt đơn:.....	21
2.3.2. Bơm cánh gạt kép.....	25
2.4. Bơm pittông hướng kính.....	29
2.5. Bơm pittông hướng trục.....	31
2.6. Xylanh thủy lực.....	35

2.6.1. Xylanh tác động đơn	35
2.6.2. Xylanh tác động kép.....	38
CHƯƠNG III.....	43
ĐẶC TÍNH CỦA MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH.....	43
3.1.Đặc tính của bơm.....	43
3.1.2. Đặc tính tải trọng:.....	43
3.1.3. Đặc tính điều chỉnh:	44
3.2. Đặc tính của động cơ thủy lực.....	45
3.2.1. Đặc tính vận tốc.....	45
3.2.2. Đặc tính tải trọng.....	46
3.2.3.Đặc tính điều chỉnh	46
CHƯƠNG IV	48
CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN VÀ CÁC PHẦN TỬ TRUNG GIAN TRONG	
TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC THỂ TÍCH.....	48
4.1. Cơ cấu phân phối.....	48
4.1.1 Con trượt phân phối	48
4.1.2.Khoá phân phối	51
4.1.3. Van phân phối	51
4.2. Cơ cấu tiết lưu	56
4.3. Các van thủy lực	58
4.3.1. Van chặn (van một chiều)	58
4.3.2. Van an toàn.....	59
4.3.3. Van áp suất.....	60
4.4. Ký hiệu của các phần tử thủy lực:.....	64
CHƯƠNG V.....	67
TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC THỂ TÍCH.....	67
5.1. Khái quát chung	67
5.2. Truyền động thủy lực thể tích mạch hở.....	69
5.2.1. Truyền động thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến :	69
5.2.2. Truyền động thủy lực thể tích có chuyển động quay của cơ cấu chấp hành: 70	
5.3. Truyền động thủy lực thể tích mạch kín.....	71
5.4. Các phương pháp điều chỉnh tốc độ của cơ cấu chấp hành.....	72
5.5.Truyền động thể tích có theo dõi	76
5.6. Một số phương án bố trí truyền động thể tích trên xe tự hành.....	76

CHƯƠNG VI	82
MÁY CÁNH DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY ĐỘNG	82
6.1. Khái quát chung	82
6.2. Các phương trình cơ bản của máy cánh dẫn.....	82
6.2.1. Phương trình mômen.....	83
6.2.2. Phương trình cột áp	85
6.3. Lý hợp thủy lực	88
6.3.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc.....	88
6.3.2. Các thông số cơ bản của lý hợp thủy lực	89
6.3.3. Đặc tính của lý hợp thủy lực	91
6.4. Biến mô thủy lực.....	93
6.4.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của biến mô thủy lực.....	93
6.4.2. Thông số cơ bản biến mô	97
6.4.3. Các đặc tính của biến mô	98
6.4.4. Đặc tính của biến mô kết hợp.....	99
CHƯƠNG VII.....	101
TRUYỀN ĐỘNG THỦY CƠ TRÊN ÔTÔ - MÁY KÉO	101
7.1. Đặt vấn đề	101
7.2. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy cơ.....	103
7.3. Phương pháp xây dựng đặc tính kéo của ô tô có truyền động thủy cơ....	107
7.3.1. Xác định sự làm việc đồng bộ của động cơ và biến mô thủy lực	107
7.3.2. Xây dựng đặc tính ra của biến mô thủy lực	108
7.3.4. Tính toán đặc tính kéo của ô tô dựa vào đặc tính ra của biến mô.....	109

CHƯƠNG I

KHÁI NIỆM MÁY THỦY LỰC VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

1.1. Các khái niệm chung

1.1.1. Khái niệm, phân loại máy thủy lực

a. Khái niệm:

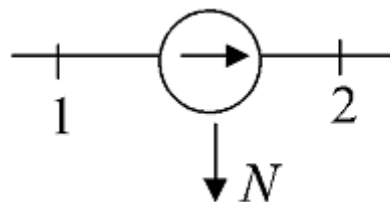
Máy thủy lực là các máy làm việc bằng cách trao đổi năng lượng với chất lỏng theo nguyên lý thủy lực học nói riêng và cơ học chất lỏng nói chung. Máy thủy lực trong thực tế được ứng dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp: ô tô, tàu thủy, máy xây dựng...

b. Phân loại:

Có thể phân loại máy thủy lực theo một số cơ sở sau:

- Theo phương diện trao đổi năng lượng với chất lỏng ta có: bơm và động cơ thủy lực.
- + Các máy thủy lực nhận năng lượng từ nguồn bên ngoài dưới dạng cơ năng do các động cơ lai, sau đó truyền năng lượng cho chất lỏng dưới dạng động năng và áp năng được gọi là *bơm thủy lực*.
- + Các máy thủy lực nhận năng lượng của chất lỏng dưới dạng động năng và áp năng, sau đó biến đổi thành cơ năng để lái các thiết bị khác được gọi là *động cơ (mô tơ) thủy lực*.

$$\begin{aligned} E_2 < E_1 \\ E_1 - E_2 = N \\ \text{Hoặc } E_1 - E_2 > 0 \end{aligned}$$



- Dựa theo nguyên tắc biến đổi năng lượng người ta còn chia làm hai loại là: máy thủy lực cánh dẫn và máy thủy lực thể tích.
- + *Máy thủy lực cánh dẫn* là máy thủy lực mà trong quá trình làm việc của nó năng lượng biến đổi liên tục từ cơ năng của thiết bị lái thành động năng của dòng chảy thông qua cơ cấu chính của máy là các cánh quay với vận tốc đủ lớn (bơm cánh dẫn) hoặc ngược lại biến động năng của dòng chất lỏng thành cơ năng để lái các thiết bị ngoài (động cơ cánh dẫn). Trong thực tế máy thủy lực cánh dẫn thường là: bơm ly tâm, tuabin nước, ly hợp và biến tốc thủy lực...
- + *Máy thủy lực thể tích* là máy thủy lực mà trong đó việc trao đổi năng lượng giữa chúng với chất lỏng được thực hiện nhờ sự nén chất lỏng trong những thể tích công

tác kín dưới áp lực thủy tĩnh nhất định. Trong đó, nếu các máy biến áp năng của dòng chất lỏng thành cơ năng được gọi là động cơ thủy lực thể tích và các máy biến cơ năng thành áp năng của dòng chất lỏng gọi là động cơ thủy lực thể tích. Các máy thủy lực thể tích có thể là: bơm piston, bơm bánh răng, bơm cánh gạt và các loại bơm và động cơ thủy lực kiểu rôto

1.1.2. Truyền động thủy lực.

a. Khái niệm:

Trong kỹ thuật hiện đại người ta thường kết hợp các cơ cấu thủy lực tạo thành 1 tổ hợp các cơ cấu thủy lực để truyền cơ năng từ bộ phận dẫn động đến bộ phận công tác, gọi là *truyền động thủy lực*. Có 2 loại truyền động thủy lực:

- *Truyền động thủy động*: là sự kết hợp làm việc giữa 1 bơm và 1 tuabin. Bơm nhận cơ năng của bộ phận dẫn động vận chuyển chất lỏng cung cấp cho tuabin, tuabin nhận năng lượng của dòng chảy mà bơm cung cấp để biến thành cơ năng quay tuabin và truyền chuyển động cho bộ phận công tác. Như vậy trong truyền động thủy động việc truyền cơ năng giữa các bộ phận máy chủ yếu là được thực hiện bằng năng lượng của dòng chất lỏng

- *Truyền động thủy tĩnh*: thường dùng các máy thủy lực thể tích, sử dụng nhiều trong các hệ thống điều khiển tự động, các máy ép thủy lực, cần trục.

b. Ưu nhược điểm của truyền động thủy lực:

Ưu điểm :

- Dễ thực hiện việc điều chỉnh vô cấp và tự động điều chỉnh vận tốc chuyển động của bộ phận làm việc.
- Dễ dàng đảo chiều bộ phận làm việc.
- Đảm bảo cho máy làm việc ổn định, không phụ thuộc vào sự thay đổi tải trọng ngoài.
- Truyền được công suất làm việc lớn.
- Kết cấu gọn nhẹ, có quán tính nhỏ do trọng lượng trên một đơn vị công suất truyền động nhỏ, điều này có ý nghĩa lớn trong các hệ thống tự động.
- Chất lỏng làm việc chủ yếu là dầu khoáng nên dễ có điều kiện bôi trơn tốt các chi tiết, do đó truyền chuyển động êm, không ồn.
- Có thể đề phòng sự cố khi quá tải.

Nhược điểm:

- Vận tốc truyền động hạn chế do điều kiện chống xâm thực, đề phòng va đập thủy lực do tổn thất cột áp ...

- Làm việc với chất lỏng nên có thể xảy ra rò rỉ, không khí lọt vào truyền động. Vì phải bảo đảm điều kiện làm kín nên làm cho kết cấu của truyền động thủy lực trở lên phức tạp, khó chế tạo.

- Yêu cầu về chất lỏng làm việc cao:

+ Độ nhớt (yêu cầu rò rỉ ít, thất năng lượng nhỏ).

+ Tính chất dầu ít thay đổi theo nhiệt độ và áp suất.

+ Tính chất hoá học bền vững.

+ Khó cháy, ít hòa tan với các chất khác, không ăn mòn kim loại.

+ Thường làm việc với dầu khoáng là chất lỏng dễ cháy nên phải chú ý làm mát máy.

Truyền động thủy lực do có nhiều ưu điểm nên được sử dụng ngày càng nhiều trong các ngành công nghiệp. Để khắc phục những nhược điểm của truyền động thủy lực, hiện nay người ta dùng các loại truyền động liên hợp như truyền động thủy-cơ, điện-thủy-cơ, thủy-khí-cơ ...

1.1.3. Ứng dụng của truyền động thủy lực trên ô tô, xe-máy

Hiện nay ô tô - máy kéo và xe chuyên dụng được chế tạo có xu hướng nâng cao công suất động cơ để hoàn thành nhiều công việc nặng nhọc khác nhau và tăng năng suất lao động. Đồng thời ô tô, máy kéo và xe chuyên dụng cũng được thiết kế và tính toán sao cho việc sử dụng công suất động cơ có hiệu quả nhất và thuận tiện nhất. Để đạt được mục đích đó, hệ thống thủy lực với các thiết bị thủy lực đã được ứng dụng ngày càng phổ biến trên ô tô máy kéo và xe chuyên dụng. Nhờ các tính năng biến đổi năng lượng thuận nghịch, khả năng truyền động êm dịu và ở khoảng cách bất kỳ cũng như khả năng làm việc ổn định và an toàn với hiệu suất khá cao, nên hệ thống thủy lực đã được trang bị để thực hiện nhiều nhiệm vụ đa dạng khác nhau:

- Điều khiển các máy công tác như: cày, lưỡi ủi, gầu xúc, ...

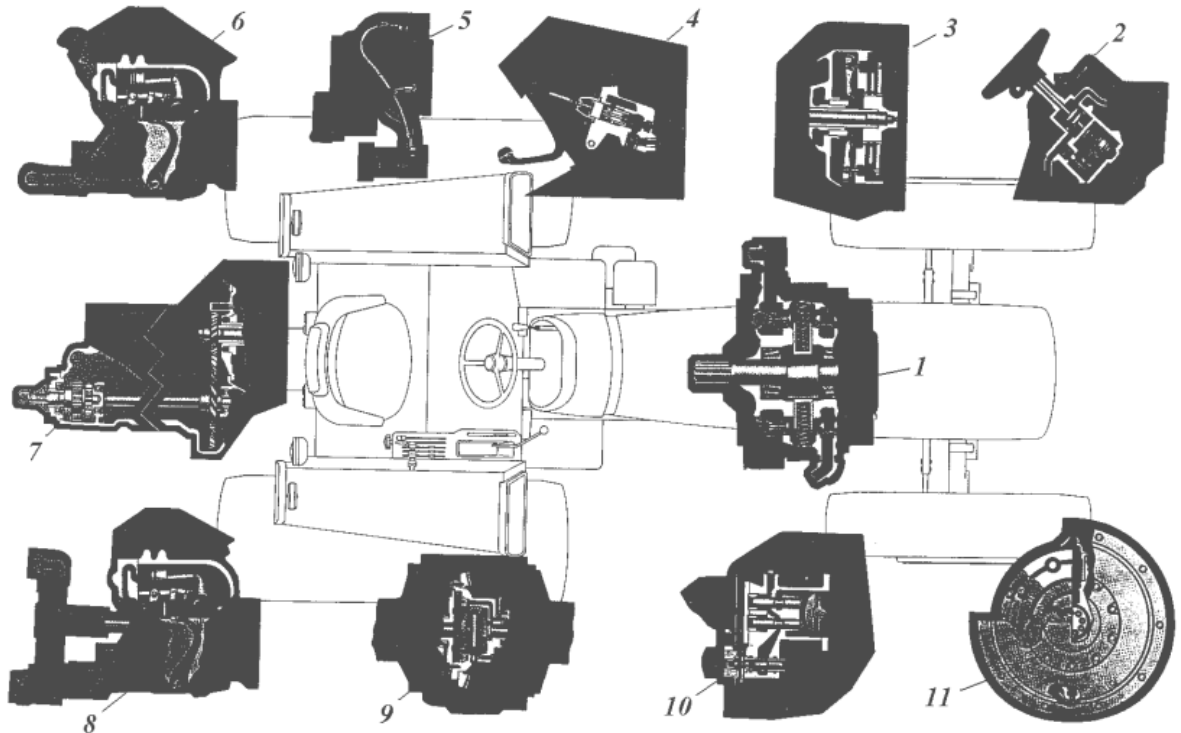
- Liên kết với các máy công tác treo trên máy kéo qua cơ cấu treo, điều khiển máy công tác vào các vị trí làm việc, vận chuyển, nâng hạ

- Điều khiển các hệ thống như: trợ lực tay lái hoặc lái bằng thủy lực, đóng mở ly hợp, dẫn động hệ thống phanh, khóa vi sai, truyền động cho trục thu công suất.

- Điều khiển hộp số và truyền lực tự động nhờ các ly hợp khóa số, gài và cắt cầu chủ động trước nhờ ly hợp thủy lực, gài và cắt trục thu công suất và puli truyền động;

- Tăng trọng lượng bám cho máy kéo thông qua hệ thống thủy lực và cơ cấu treo.

Ngoài ra trên một số máy kéo và ô tô, hệ thống thủy lực còn tham gia vào việc điều khiển cơ cấu giảm sóc, hệ thống giảm chấn cho thân xe, ghế ngồi người lái và hành khách.



Hình 1.1. Các thiết bị thủy lực trên máy kéo và xe chuyên dụng:

1-Bơm thủy lực; 2-Trợ lực tay lái thủy lực; 3-Điều khiển ly hợp trợ lực thủy lực; 4-Phanh trợ lực thủy lực; 5-Dẫn động các thiết bị thủy lực đi theo máy kéo; 6-Nâng hạ thủy lực cơ cấu treo; 7-Điều khiển trục TCS bằng thủy lực; 8-TTLB bằng thủy lực; 9-Khóa vi sai bằng thủy lực; 10-Hệ thống thủy lực điều khiển hộp số; 11-Gài cầu trước bằng thủy lực.

1.2. Các thông số cơ bản

Để khảo sát quá trình làm việc của máy thủy lực, người ta sử dụng một số thông số cơ bản: cột áp, lưu lượng, công suất, hiệu suất.

1.2.1. Cột áp

Cột áp của chất lỏng hay máy thủy lực là giá trị năng lượng tính cho một đơn vị trọng lượng của chất lỏng. Cột áp thường được kí hiệu là H, đơn vị là mét (m) và được tính bằng công thức sau đây:

$$H = \frac{E}{G}$$

E- năng lượng của chất lỏng

G- Trọng lượng của chất lỏng.

Để tiện cho việc khảo sát ta đi xác định cột áp cho từng đối tượng cụ thể.

a- Cột áp của trạng thái chất lỏng

Là giá trị cột áp của chất lỏng nói chung ở dạng tổng quát hoặc trạng thái chất lỏng của đường dòng tại một điểm nào đó:

$$H = \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h$$

p – Giá trị áp suất tuyệt đối tại vị trí xác định

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng tại áp suất đó.

v – Tốc độ trung bình của chất lỏng.

h – Độ cao hình học đối với mặt chuẩn nào đó được xác định.

g- gia tốc trọng trường.

Thông qua giá trị cột áp ta đánh giá được trạng thái năng lượng của phần chất lỏng đó.

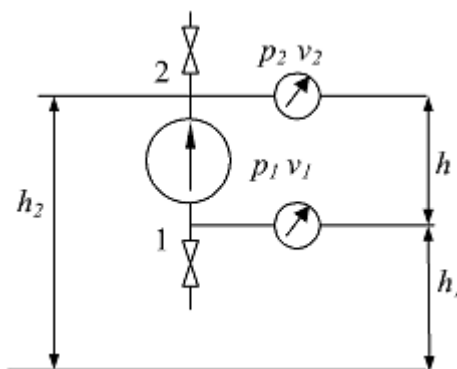
b. Cột áp của bơm

Cột áp của bơm là năng lượng của chất lỏng nhận được thông qua bơm tính cho một đơn vị trọng lượng chất lỏng, ký hiệu là H_B

$$H = \frac{E_2 - E_1}{G} \text{ hay } H = H_2 - H_1$$

E_1 và H_1 – năng lượng và cột áp tại cửa vào của bơm.

E_2 và H_2 – năng lượng và cột áp tại cửa ra của bơm.



Hình 1.2. Sơ đồ tính cột áp của bơm

Cột áp của bơm còn được tính bằng công thức sau

$$H_B = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 \right)$$

Nếu phân bố tốc độ đường dòng tại cửa vào của bơm không đều hay dòng chảy tại các vị trí đó ở chế độ chảy rối thì công thức được viết ở dưới dạng sau:

$$H_B = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + h_1 \right)$$

Trong đó:

α_1 - Hệ số hiệu chỉnh động năng ở cửa vào.

α_2 - Hệ số điều chỉnh động năng ở cửa ra.

Công thức trên có thể biến đổi thành:

$$H_B = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (h_2 - h_1)$$

Nếu qui ước $H_t = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (h_2 - h_1)$ là cột áp tĩnh của bơm và $H_d = \frac{\alpha v_2^2 - \alpha v_1^2}{2g}$

thì ta có

$$H_B = H_t + H_d$$

c. Cột áp của động cơ thủy lực

Cột áp của động cơ thủy lực là năng lượng đơn vị mà chất lỏng truyền được thông qua động cơ thủy lực. Đây là trường hợp ngược lại của bơm, về cách tính cũng giống như cách tính đối với bơm.

1.2.2. Lưu lượng:

Lưu lượng (hay còn gọi là sản lượng) của máy thủy lực là lượng chất lỏng chuyển qua máy thủy lực trong một đơn vị thời gian, ký hiệu là (Q) hoặc (G)

Tùy thuộc vào lượng chất lỏng được đo thế nào mà ta có một số dạng lưu lượng như sau:

- Lưu lượng thể tích là lưu lượng được đo bằng đơn vị thể tích. Thứ nguyên của lưu lượng thể tích là m³/h hoặc m³/s;
- Lưu lượng khối lượng là lưu lượng được đo bằng đơn vị khối lượng. Thứ nguyên của lưu lượng khối lượng là kg/h, kg/s, tấn/h...

Lưu lượng trọng lượng là lưu lượng được đo bằng đơn vị trọng lượng. Thứ nguyên của lưu lượng trọng lượng là T/h, kg/s...

Quan hệ giữa lưu lượng thể tích và lưu lượng trọng lượng là

$$G = \gamma \cdot Q$$

1.2.3. Công suất

Công suất là năng lượng mà máy thủy lực trao đổi với chất lỏng trong 1 đơn vị thời gian. Giá trị công suất thực mà máy thủy lực trao đổi được với chất lỏng gọi là công suất thủy lực.

Công suất thủy lực được xác định như sau:

$$N_{thủy\text{lực}} = \gamma \cdot Q \cdot H$$

Trong đó

γ – Trọng lượng riêng của chất lỏng

Q - Lưu lượng thể tích của máy thủy lực

H -Cột áp của máy thủy lực

Ngoài ra người ta còn phân biệt khái niệm về công suất làm việc của máy thủy lực là công suất mà máy thủy lực trao đổi tại trục của máy thủy lực.

a. Công suất thủy lực của bơm

$$N_B = \gamma Q_B H_B$$

Trong đó

γ – Trọng lượng riêng của chất lỏng

Q_B – Lưu lượng thể tích của bơm thủy lực

H_B - Cột áp của bơm thủy lực

b. Công suất thủy lực của động cơ thủy lực N_D :

$$N_D = \gamma Q_D H_D$$

Trong đó

γ – Trọng lượng riêng của chất lỏng

Q_D - Lưu lượng thể tích của máy thủy lực

H_D -Cột áp của máy thủy lực

1.2.4. Hiệu suất của máy thủy lực

Hiệu suất của máy thủy lực là phần trăm công suất sử dụng có ích sau khi trao đổi năng lượng với môi chất.

a. Hiệu suất của bơm

$$\eta_B = \frac{N_B}{N_{lv}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{N_{lv}}$$

Trong đó: N_{lv} là công suất tiêu tốn trên trục của động cơ lai bơm

b. Hiệu suất của động cơ thủy lực:

$$\eta_{dc} = \frac{N_{lv}}{N_{dc}} = \frac{N_{lv}}{\gamma Q H};$$

c. Tổn thất thủy lực trong máy thủy lực

Tổn thất năng lượng do dòng chảy qua gọi là tổn thất thủy lực được đánh giá bằng hiệu suất thủy lực, còn gọi là hiệu suất cột áp (η_h)

Tổn thất ma sát trong các bộ phận cơ khí của máy thủy lực gọi là tổn thất cơ khí (η_c)

Tổn thất do rò rỉ chất lỏng làm giảm lưu lượng của máy gọi là tổn thất lưu lượng (η_Q)

Như vậy, hiệu suất của máy thủy lực:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_c \cdot \eta_Q$$

1.3. Chất lỏng làm việc trong máy thủy lực

1.3.1. Các tính chất cơ bản của chất lỏng làm việc:

Chất lỏng làm việc trong máy thủy lực thường là dầu khoáng, làm việc trong phạm vi dao động áp suất lớn .

Các thông số cơ bản gồm:

- γ_o : trọng lượng riêng .
- ρ_o : khối lượng riêng .
- Hệ số nén: $\beta_p = -\frac{1}{V} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p}$
- Môđun đàn hồi: $E = \frac{1}{\beta_p}$

Với dầu khoáng thì $E = (1,4 \div 1,9) \cdot 10^4 \text{ kg/cm}^2$ khi tính phải kể đến tính chịu nén của thành ống :

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_1} + \frac{d_0}{\delta E_0}$$

với E_0 : mô đun vật liệu ống

Độ nhớt của chất lỏng : $\nu = 0,0731^{\circ E} - \frac{0,0631}{^{\circ E}} \text{ (St)}$

với $^{\circ E}$: độ nhớt Engole

Độ nhớt ở t° : $\nu_t = \nu_{50^{\circ}} \left(\frac{50}{t^{\circ}} \right)^n$

với n : hệ số phụ thuộc chất lỏng

Độ nhớt ở áp suất p : $\mu_p = \mu(1 + 0,003p)$

với μ : tnh tại p_a ; p : bar

Sự hòa tan khí trong chất lỏng:

Tại nhiệt độ và áp suất thông thường, lượng khí hoà tan trong dầu khoáng là 8→11% thể tích của nó. Khi áp suất p tăng lên thì sự hòa tan càng tăng. Khi áp suất p giảm, lượng không khí thừa tách ra khỏi chất lỏng dưới dạng bong bóng nhỏ tạo thành hỗn hợp dầu và không khí, hỗn hợp này khi hút vào bơm sẽ *gây xâm thực* làm giảm lưu lượng và hiệu suất của bơm.

1.3.2 Các yêu cầu đối với chất lỏng làm việc:

- Bôi trơn tốt đối với vật liệu của cặp trượt, tức là tạo được màng dầu bôi trơn giữa hai bề mặt trượt.
- Tính chất của chất lỏng làm việc ít thay đổi trong vùng nhiệt độ làm việc.
- Nhiệt độ sôi cao.
- Không chứa chất lỏng dễ bay hơi.
- Không phá huỷ vật liệu.
- Độ bền cao đối với sự ô xi hoá, thời gian làm việc dài.
- Có tính bền chịu lửa (nhiệt độ bén lửa và nhiệt độ tự bốc cháy cao).
- Chất lỏng thường được sử dụng là dầu khoáng vì nó có ưu điểm là bôi trơn tốt, chống rỉ tốt, có tính bền hoá học cao.

Nhược điểm của dầu khoáng là :

- Độ nhớt thay đổi theo nhiệt độ.
 - Dễ cháy, vì vậy nhiệt độ làm việc phải nhỏ hơn 50°.
 - Dầu làm việc phải sạch, không chứa tạp chất cơ khí làm bẩn thiết bị.
- Khi áp suất làm việc cao, ta chọn dầu có độ nhớt lớn.

1.4. Hiện tượng xâm thực và biện pháp phòng ngừa:

1.4.1 Khái niệm:

Chất lỏng ở một nhiệt độ nhất định sẽ bay hơi dưới một áp suất nhất định gọi là áp suất bay hơi bão hòa tại nhiệt độ đó, kí hiệu p_{bh} . Máy thủy khí luôn làm việc với chất lỏng, khi áp suất trong chất lỏng bằng áp suất bay hơi bão hòa thì chất lỏng sẽ bốc hơi, tạo thành nhiều bọt khí trong dòng chảy. Dòng chảy đi về vùng có áp suất cao hơn ($p > p_{bh}$), các bọt khí sẽ ngưng tụ thành các giọt chất lỏng có thể tích nhỏ hơn nhiều so với thể tích bọt khí, tạo nên những vùng không gian trống trong dòng chảy. Chất lỏng sẽ lập tức xô vào điền đầy vùng không gian trống đó với vận tốc rất cao tạo nên sự tăng đột ngột áp suất tại đó. Nếu hiện tượng này xảy ra ở vỏ bơm hoặc bề mặt bánh công tác thì sẽ tác động lên bề mặt kim loại gây tróc rỗ bề mặt và phá hỏng các bộ phận làm việc. Nếu hiện tượng xảy ra trong lòng chất lỏng thì sẽ gây những sóng va đập truyền đến bề mặt chi tiết và phá hoại chúng.

Tóm lại hiện tượng xâm thực có thể làm hư hỏng bánh công tác và các chi tiết khác đồng thời làm giảm hiệu suất, cột áp và lưu lượng của máy. Khi hiện tượng xâm thực phát triển mạnh, máy có thể bị ngưng hoạt động hoàn toàn. Như vậy xâm thực là 1 yếu tố có ảnh hưởng rất lớn đến sự làm việc của máy thủy lực hoàn toàn không cho máy thủy lực làm việc lâu ngay cả trong khu vực có hiện tượng xâm thực không lớn lắm vì tác dụng phá hoại của nó.



Hình 1.2. Đĩa phân phối của bơm pittong bị bong tróc do xâm thực

1.4.2. Biện pháp phòng ngừa xâm thực:

Để ngăn ngừa và chống lại hiện tượng xâm thực, người ta thường sử dụng các cách như sau:

- Tăng áp suất đường vào của bơm bằng một bơm nhồi hoặc tăng áp suất mặt thoáng chất lỏng trong thùng dầu.
- Sử dụng các van một chiều chống xâm thực trong các cơ cấu mô-tơ hoặc xy lanh thủy lực.
- Giảm độ nhớt hoặc tăng nhiệt độ của dầu thủy lực.
- Làm kín hoặc tăng đường kính đường ống hút của bơm dầu thủy lực.

CHƯƠNG II

MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH

2.1. Những vấn đề chung về máy thủy lực thể tích

2.1.1. Nguyên lý làm việc và phân loại máy thủy lực thể tích

Ở máy thủy lực thể tích việc trao đổi năng lượng với chất lỏng được thực hiện theo nguyên lý chèn ép chất lỏng trong một thể tích kín dưới tác dụng của áp suất thủy tĩnh. Năng lượng chủ yếu mà dòng chất lỏng trao đổi với máy là áp năng, còn thành phần động năng của dòng chất lỏng chuyển động qua máy thì thay đổi không đáng kể, do đó còn gọi là máy thủy tĩnh.

Máy thủy lực thể tích bao gồm các loại bơm và động cơ thủy lực thể tích. Về nguyên tắc bất kỳ một máy thủy lực thể tích nào cũng có khả năng làm việc thuận nghịch tức là làm việc được hai nhiệm vụ bơm và động cơ.

Máy thủy lực thể tích gồm nhiều loại bơm và động cơ thủy lực nhưng phần lớn là bơm, theo công dụng có thể chia thành hai loại:

- Bơm nước và các loại chất lỏng khác
- Bơm và động cơ dầu dùng trong các hệ thống truyền động

Theo kết cấu và dạng chuyển động của máy thủy lực thể tích có thể phân thành:

- Máy thủy lực pittong
- Máy thủy lực pittong –roto
- Máy thủy lực roto

2.1.2. Các thông số cơ bản của máy thủy lực thể tích

Theo nguyên lý áp suất của chất lỏng trong máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc vào tải ngoài. Nếu đảm bảo buồng làm việc hoàn toàn kín thì lưu lượng của máy thủy lực thể tích không phụ thuộc vào áp suất, còn áp suất có thể tăng tùy thuộc vào áp suất phụ tải và công suất của bơm. Khi đó lưu lượng của máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của pittong. Nhưng trong thực tế, buồng làm việc của máy thủy lực thể tích không thể đảm bảo tuyệt đối kín được với mọi trị số áp suất. Khi tăng tải trọng đến một mức nào đó sẽ xuất hiện hiện tượng rò rỉ chất lỏng, nếu tiếp tục tăng thì đến một giá trị áp suất giới hạn nào đó thì lưu lượng của máy sẽ hoàn toàn mất mát do rò rỉ. Ngoài ra, áp suất làm việc còn bị giới hạn bởi sức bền của máy.

Do đó để đảm bảo sự làm việc bình thường của máy thủy lực thể tích phải hạn chế áp suất làm việc tối đa bằng cách dùng van an toàn. Khi tải trọng ngoài tăng

đến mức độ nguy hiểm thì van an toàn sẽ tự động thải bớt chất lỏng để giảm áp suất làm việc của máy.

a, Lưu lượng

Lưu lượng lý thuyết Q_1 của máy thủy lực thể tích là lưu lượng chưa tính tới sự rò rỉ được xác định như sau:

$$Q_1 = q \cdot n \quad (2.1)$$

Trong đó: q – lưu lượng riêng của máy cũng chính là thể tích làm việc của máy trong một chu kỳ.

n - số chu kỳ làm việc của máy trong một đơn vị thời gian (thường bằng số vòng quay của trục máy).

Lưu lượng lý thuyết Q_1 lớn hơn lưu lượng thực tế của máy vì thực tế trong quá trình làm việc bao giờ cũng xảy ra rò rỉ. Q_1 là lưu lượng tính trong cả quá trình trong một đơn vị thời gian nên còn gọi là lưu lượng trung bình lý thuyết. Khác với máy thủy lực cánh dẫn, lưu lượng tức thời của máy thủy lực thể tích thay đổi theo thời gian kể cả khi máy làm việc ổn định.

b, Áp suất:

Cột áp của máy thủy lực thể tích được tạo nên chủ yếu bởi sự thay đổi áp suất tĩnh của chất lỏng khi chuyển động qua máy, do đó thường dùng áp suất để biểu thị khả năng tải của máy.

Cột áp H và áp suất p có liên hệ với nhau bằng công thức cơ bản thủy tĩnh:

$$H = \frac{p}{\gamma} \quad (2.2)$$

Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến áp suất làm việc p tác dụng lên pittong tạo nên một áp lực P ;

$$P = p\Omega \quad (2.3)$$

Ω : diện tích làm việc của đỉnh pittong

Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động quay, áp suất làm việc p tác dụng lên roto tạo nên moment quay M :

$$M = p \cdot k_M \quad (2.4)$$

k_M – hệ số momen (là hằng số đối với một máy nhất định và phụ thuộc vào kết cấu và kích thước của máy)

Hệ số momen k_M có thể suy từ công thức tính công suất lý thuyết:

$$N_l = \gamma \cdot Q_1 \cdot H \quad (2.5)$$

Từ trên (2.2) thay vào (2.5) ta có

$$N_l = Q_l \cdot p \quad (2.6)$$

$$\text{Mặt khác } N_l = \omega M \quad (2.7)$$

$$\text{Nên } M = \frac{Q_l}{\omega} \cdot p \quad (2.8)$$

So sánh (2.8) và (2.4) ta có:

$$k_M = \frac{Q_l}{\omega} = \frac{q_l}{2\pi} \quad (2.9)$$

Hệ số mômen thực tế nhỏ hơn hệ số moment lý thuyết và phụ thuộc vào hiệu suất toàn phần η của máy.

Mômen quay M tính theo công thức (2.8) là trường hợp lý thuyết dùng chung cho cả bơm và động cơ. Nếu có kể tổn thất thì công thức tính mômen quay M cho động cơ và bơm phải tính riêng biệt

- Đối với bơm:

$$M_B = \frac{Q}{\eta_B \omega} \cdot p = \frac{k_M}{\eta_B} p \quad (2.10)$$

- Đối với động cơ:

$$M_D = \eta_D \frac{Q}{\omega} p = \eta_D k_M p \quad (2.11)$$

c, Hiệu suất và công suất:

Hiệu suất toàn phần của máy thủy lực được xác định theo công thức chung như trình bày ở chương 1.

Đối với máy thủy lực tổn thất thủy lực tương đối nhỏ vì động năng của các phần tử chất lỏng nhỏ nên thường cho $\eta_H=1$, do đó:

$$\eta = \eta_Q \cdot \eta_c \quad (2.12)$$

Công suất làm việc của động cơ thường được xác định bằng các thông số cơ khí:

- Đối với động cơ có chuyển động tịnh tiến:

$$N_D = P \cdot v \quad (2.13)$$

P – áp lực trên pittông

V – vận tốc của pittông

- Đối với động cơ có chuyển động quay:

$$N = M \omega \quad (2.14)$$

M – mômen quay trên trục

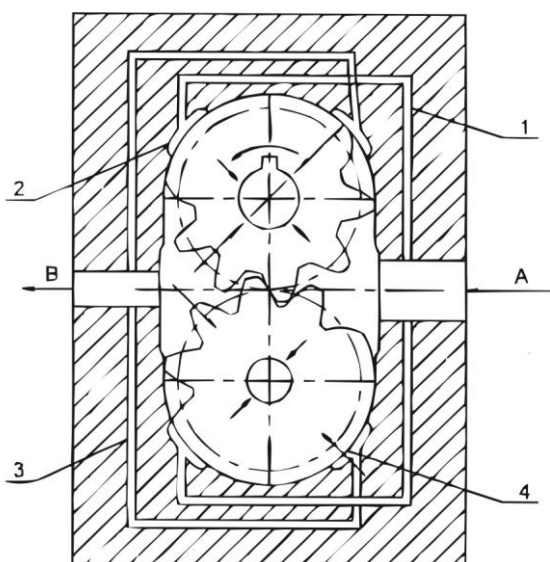
ω - vận tốc góc của trục

2.2. Bơm bánh răng

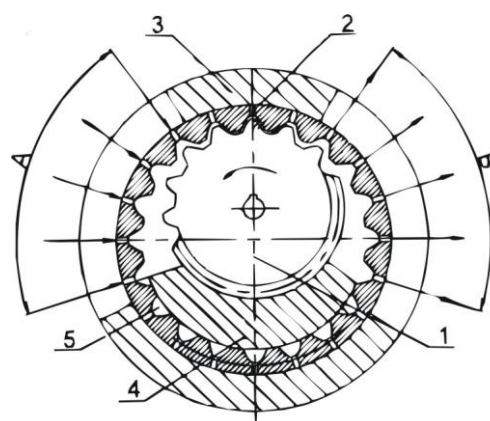
Bơm bánh răng là loại bơm được sử dụng rộng rãi nhất vì nó có kết cấu đơn giản dễ chế tạo. Trước đây do hạn chế về mặt công nghệ chế tạo bơm bánh răng thường đạt rất thấp khoảng 35-50% và áp suất đạt được khoảng 10-16bar. Hiện nay người ta đã tìm được nhiều biện pháp giải quyết về mặt kết cấu nhằm nâng cao hiệu suất và áp suất của bơm bánh răng hiện nay áp suất do bơm bánh răng có thể đạt được từ 160 đến – 200bar và hiệu suất có thể đạt được khoảng 80 -92%. Bơm bánh răng có thể là bơm bánh răng ăn khớp ngoài, ăn khớp trong và có thể là bơm bánh răng răng thẳng, răng nghiêng hoặc răng chữ V.

2.2.1. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

Trên hình 1 trình bày sơ đồ nguyên lý của bánh răng ăn khớp ngoài. Các buồng làm việc của bơm được hình thành bởi thân bơm và biên dạng của răng. Thể tích của buồng hút và buồng nén thay đổi nhờ các răng ra khớp và vào khớp với nhau và do đó thực hiện chu kỳ hút và nén chất lỏng.



Hình 2.1 – Bơm bánh răng ăn khớp ngoài



Hình 2.2 – Bơm bánh răng ăn khớp trong

Thân bơm có hai cửa đối diện nhau: nếu bánh răng quay theo chiều mũi tên như hình vẽ thì cửa A là cửa hút, cửa B là cửa đẩy. Cửa hút dầu được đặt ở phía ra khớp của răng. Dầu ở đây sẽ choán lấy các rãnh răng và các răng đưa dầu sang buồng nén đặt ở phía các răng ra khớp. Khi các răng vào khớp khoảng 1/10 thể tích dầu còn lại đặt ở chân răng bị nén lại, áp suất ở đáy chân răng tăng đột ngột tạo thành một lực hướng kính tác động và đập vào bánh răng và ổ trục. Nhược điểm khác của bơm bánh răng là sự chênh lệch áp suất giữa hai buồng vào và ra tạo nên một tải trọng không cân xứng làm chóng mòn các bánh răng thành thân bơm và các

ổ trục. Lưu lượng dầu do bơm cung cấp thay đổi theo thời gian tạo thành độ nhấp nhô của lưu lượng dầu, và độ nhấp nhô này phụ thuộc vào modul, số răng và hệ số ăn khớp của bánh răng.

2.2.2 Bánh răng ăn khớp trong

Nguyên tắc làm việc của bơm bánh răng ăn khớp trong như sau: bánh răng (1) quay bánh răng ăn khớp trong (2) làm bánh răng ăn khớp trong chuyển động trong thân bơm (3). Buồng vào A ngăn cách với buồng ra B bằng vành chắn (4) hình lưỡi liềm. Khi các răng ra khớp, chất lỏng ở buồng A choán chỗ toàn bộ thể tích các rãnh (5) của bánh răng ăn khớp ngoài và ăn khớp trong. Bánh răng tiếp tục quay, tải dầu ngang qua vành chắn (4) và đưa vào buồng B đẩy ra ngoài.

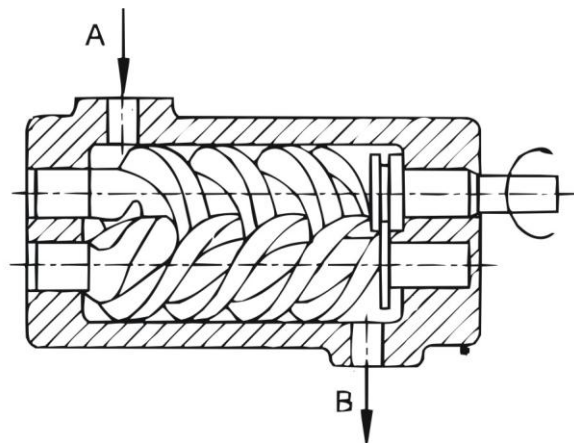
Ưu điểm của bơm bánh răng ăn khớp trong là có kích thước nhỏ hơn và tổn thất thể tích nhỏ hơn bơm bánh răng ăn khớp ngoài khi có cùng một lưu lượng và dung sai chế tạo, nhưng chế tạo loại bơm này phức tạp hơn nhiều.

2.2.3. Bơm trục vít:

Bơm trục vít là một dạng của bơm bánh răng. Bơm trục vít thường có hai trục vít ăn khớp nhau, (có khi dùng 3 hoặc 5 trục vít) và thường được chế tạo thành 3 cỡ:

- Loại áp suất thấp: $p=10-15\text{bar}$
- Loại áp suất trung bình $30-60\text{bar}$
- Loại áp suất cao: $p=60-200\text{bar}$

Ta xét loại bơm có hai trục vít như hình vẽ 2.3.



Hình 2.3. Bơm trục vít

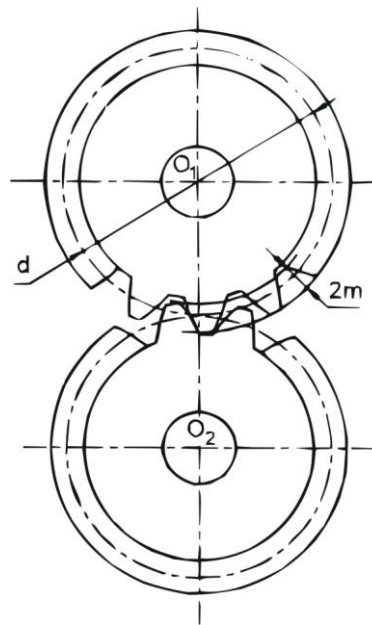
Bơm gồm 2 trục vít có ren phải hoặc trái ăn khớp với nhau và bề mặt tỳ sát vào thành bơm. Các chu kỳ hút và đẩy cơ bản giống như bơm bánh răng: khi ren ra khớp tạo nên một khoảng chân không dầu tràn vào đó và đến chỗ ren vào khớp dầu sẽ bị đẩy ra. Sự khác biệt giữa chúng là ở bơm trục vít dầu được chuyển từ buồng

hút A sang buồng nén B theo chiều trục và không có hiện tượng chèn dầu ở chân răng.

Nhược điểm của bơm trục vít là chế tạo trục vít phức tạp, hiệu suất thể tích thấp. Ưu điểm của nó là làm việc êm, độ nhấp nhô lưu lượng bé và có thể thực hiện được áp suất cao.

2.2.4. Lưu lượng của bơm bánh răng:

Khi tính lưu lượng dầu, ta coi thể tích dầu được đẩy ra khỏi rãnh răng bằng với thể tích của răng tức là không tính đến khe hở chân răng và lấy hai bánh răng có kích thước như nhau như hình vẽ 2.4.



Hình 2.4. Sơ đồ tính toán lưu lượng bơm bánh răng

Nếu ta gọi:

m – môđul của bánh răng [cm]

d – đường kính chia răng [cm]

b – chiều rộng của răng [cm]

n – số vòng quay trong vòng một phút [vg/ph]

thì lượng dầu do bánh răng vận chuyển được khi nó quay 1 vòng là:

$$Q = \pi d 2mb \quad [\text{cm}^3/\text{vg}] \quad (2.15)$$

Nếu gọi z là số răng và tính đến hiệu suất thể tích của bơm η_t thì lưu lượng của bơm bánh răng sẽ là:

$$Q = \frac{2\pi n^2 z b n}{10^3} \eta_t \quad [\text{l/ph}] \quad (2.16)$$

Hiệu suất của bơm bánh răng phụ thuộc vào lưu lượng và áp suất. Thông thường $\eta = 0,75 - 0,9$

tùy thuộc vào nhà sản xuất.

Vận tốc của bơm bánh răng bị giới hạn bởi độ nhớt và áp suất dầu. Ngoài ra nó còn phụ thuộc vào lưu lượng và các yêu cầu về độ êm chuyển động của bơm. Vận tốc tối thiểu của bơm dầu có thể xác định bằng công thức thực nghiệm sau:

$$v_{\min} = 0,17 \frac{p}{E^0} [m/s] \quad (2.17)$$

Ở đây p – áp suất dầu [bar]

E^0 - độ nhớt Engler

Thông thường:

- Nếu áp suất $p=80-120$ bar, $Q=10$ l/ph số vòng quay cần $n \geq 3000$ [vg/ph],
- Nếu áp suất $p=50$ bar, $Q=10-50$ l/ph số vòng quay cần $n \geq 1500$ [vg/ph],
- Nếu $p < 15$ bar thì $n = 400 - 800$ vg/p

Để có lưu lượng lớn cần dùng bánh răng có số răng nhỏ và môđul lớn nhưng số răng quá nhỏ sẽ làm cho độ đồng đều lưu lượng bị giảm. Trong trường hợp không cần lưu lượng đều như bơm bánh răng của hệ thống làm mát thì dùng bánh răng có số răng $z=5-10$. Trường hợp cần thiết độ đều của lưu lượng cao thì dùng $z=10-20$ đối với bánh răng ăn khớp ngoài và $z \geq 7$ đối với bánh nhỏ ăn của bơm ăn khớp trong.

Vật liệu làm bơm bánh răng thường dùng:

- Đối với áp suất thấp dùng thép 45, nhiệt luyện đạt đến độ cứng HRC 35
- Đối với bơm áp suất trung bình dùng thép 40X tôi đến HRC=28-32
- Đối với bơm áp suất cao dùng thép 18XIT nhiệt luyện đạt HRC=58-62. Vật liệu của trục truyền động cũng dùng thép 18XIT nhiệt luyện đạt HRC=58-62.

Lưu lượng của bơm trục vít có thể tính theo công thức:

$$Q = \frac{\pi d h b n}{10^3} [l/ph] \quad (2.18)$$

Trong đó:

d - đường kính trung bình của ren ở trục chủ động [cm]

h – chiều cao của ren [cm]

b – chiều rộng của ren ở đường kính trung bình [cm]

Số vòng quay của bơm trục vít thường dùng $n=1500-3000$ [vg/ph]

2.3. Bơm cánh gạt

Bơm cánh gạt là loại bơm được dùng rộng rãi nhất sau bơm bánh răng, chúng được dùng chủ yếu ở các hệ thống có áp suất thấp và trung bình. So với bơm

bánh răng bơm cánh gạt đảm bảo một lưu lượng đều hơn, hiệu suất thể tích cao hơn.

Kết cấu của bơm cánh gạt có nhiều loại khác nhau nhưng có thể chia thành hai loại chính:

- Bơm cánh gạt tác dụng đơn (còn gọi là bơm cánh gạt đơn).
- Bơm cánh gạt tác dụng kép gọi tắt là bơm cánh gạt kép

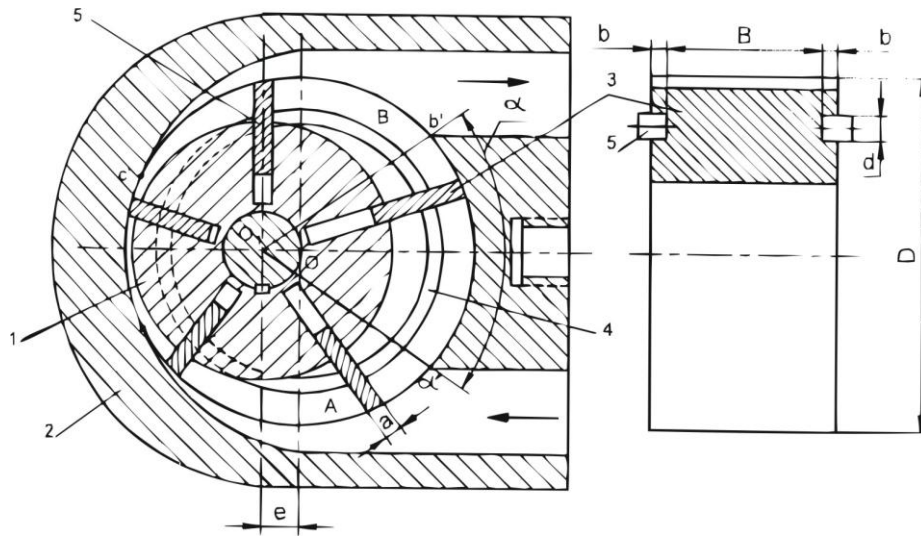
Ngoài ra cũng có loại bơm cánh gạt nhiều lần tác dụng

2.3.1. Bơm cánh gạt đơn:

Bơm cánh gạt đơn là loại bơm mà khi trục quay một vòng nó thực hiện một chu kỳ làm việc bao gồm một lần hút và một lần nén. Bơm cánh gạt tác dụng đơn được chế tạo với lưu lượng cố định hoặc lưu lượng điều chỉnh. Dựa trên nguyên tắc dẫn dầu của bơm ta có thể phân biệt loại bơm cánh gạt đơn dẫn dầu từ bên ngoài và loại dẫn dầu từ bên trong.

a. Bơm cánh gạt dẫn dầu từ bên ngoài:

Bơm cánh gạt dẫn dầu từ bên ngoài thường dùng loại có lưu lượng điều chỉnh được. Hình 2.5 là sơ đồ nguyên lý của loại bơm này. Nguyên lý làm việc của nó như sau: Rôto (1) được đặt tròn Stato (2) với độ lệch tâm e . Trên thân rôto có các rãnh để các cánh gạt (3) có thể di chuyển hướng kính. Để giảm lực tiếp xúc giữa các đầu cánh gạt (3) và thành stato (2) do tác dụng của lực ly tâm người ta cho cánh gạt chuyển động cưỡng bức trong rãnh (4) có tâm O và làm trên mặt bên. Khi rôto quay các con lăn 5 (hoặc con trượt) lắp ở hai bên cánh gạt (3) di động của rôto, của bơm, trong rãnh 4 các thể tích được tạo nên giữa hai cánh gạt và bề mặt stato luôn thay đổi. Nếu rôto quay theo chiều mũi tên như hình vẽ thì thể tích buồng A sẽ lớn dần thực hiện quá trình hút. Trong lúc đó thể tích buồng B sẽ nhỏ dần thực hiện quá trình nén.



Hình 2.5. Sơ đồ nguyên lý bơm cánh gạt đơn

Để buồng hút luôn luôn được ngăn cách với buồng nén góc α phải lớn hơn góc chắn giữa hai cánh gạt kế tiếp nhau β .

Ở đây $\beta = \frac{2\pi}{z}$; trong đó z : số cánh gạt

Lưu lượng của bơm có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi độ lệch tâm e . Nếu đường tâm O_1 trùng với O_2 tức là $e=0$ thì thể tích các buồng giữa các cánh gạt sẽ cố định khi rôto quay và lưu lượng lúc này sẽ bằng 0. Nếu đường tâm O_1 vượt quá đường tâm O về bên phải các buồng hút và nén của bơm sẽ đảo ngược.

Tính lưu lượng củ bơm cánh gạt:

Nếu gọi D là đường kính của Stato, B chiều rộng của cánh gạt ρ – bán kính chạy của cánh gạt, n - số vòng quay của rôto thì ta có vận tốc của cánh gạt

$$v = 2\pi n\rho$$

Vi phân thể tích chất lỏng trên bề mặt đáy dầu $Bd\rho$ của cánh gạt:

$$dQ = 2\pi nB\rho.d\rho$$

Và lưu lượng của bơm:

$$Q_1 = 2\pi nB \int_{\frac{D}{2}-e}^{\frac{D}{2}+e} \rho d\rho = \pi nB \left[\left(\frac{D}{2} + e \right)^2 - \left(\frac{D}{2} - e \right)^2 \right] = 2\pi n e B D \quad (2.19)$$

Vì cánh gạt chuyển động cường bức trong rãnh 4 hình 2.6 với hai con lăn có đường kính d và chiều cao b (hay độ sâu của rãnh) nên khi cánh gạt qua cung $a'b'$ con lăn đẩy thêm một lượng dầu q_1 và khi đi qua cung $c'd'$ làm giảm đi lượng dầu q_2 . Do đó thể tích $q=q_1-q_2$ là lượng dầu phụ do con lăn tạo ra. Vi phân của nó có dạng:

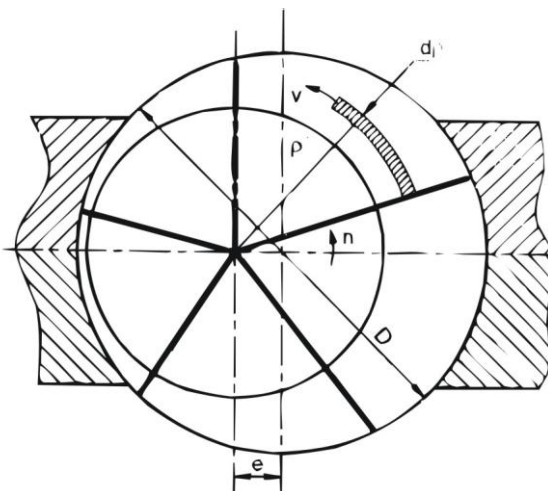
$$dq = 2bd.dv$$

$$\text{Do đó: } q = 2bd \int_{v_{\min}}^{v_{\max}} dv = 2bd(v_{\max} - v_{\min})$$

$$\text{Vì } v_{\max} - v_{\min} = 2\pi n(\rho_{\max} - \rho_{\min}) = 2\pi n \cdot 2e$$

$$\text{Nên } q = 8\pi nbd$$

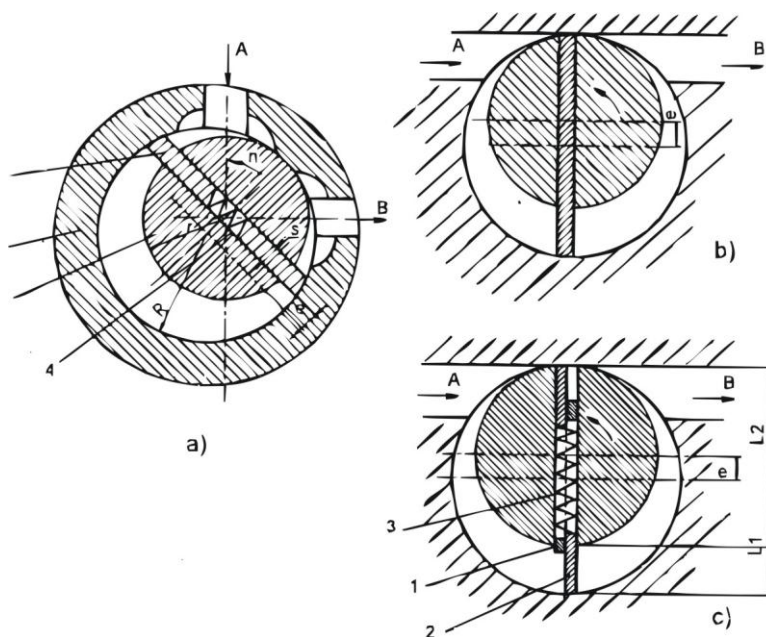
$$\text{Lưu lượng toàn phần của bơm } Q = Q_1 + q = 2\pi n(BD + 4bd) \text{ [l/ph]}$$



Hình 2.6. Sơ đồ tính toán bơm cánh gạt đơn

Loại bơm này có nhược điểm là không cân bằng, dễ sinh ra rung động nên chỉ thích hợp với hệ thống có áp suất thấp và trung bình. Số cánh gạt thường dùng từ 3-11 cánh.

Trong trường hợp số cánh gạt nhỏ hơn 3 nguyên lý kiểu bơm kể trên không thể thực hiện được. Đối với lưu lượng và áp suất nhỏ người ta cũng hay dùng loại bơm cánh gạt đơn dẫn dầu từ ngoài có hai cánh gạt như hình vẽ dưới.



Hình 2.7. Một số loại bơm cánh gạt

Điểm khác biệt căn bản giữa loại bơm cánh gạt đơn kiểu này và loại bơm cánh gạt đơn dẫn dầu từ bên trong là một phần bề mặt roto 1 luôn luôn tiếp xúc với stato 2 để làm nhiệm vụ ngăn cách buồng hút A với buồng nén B; mặt khác loại bơm này chỉ cho lưu lượng cố định (hình 2.7a)

Rôto 1 và stato 2 cũng đặt lệch tâm một khoảng cách e . Trên rãnh của rôto chỉ có hai cánh gạt 3 và chúng được ép sát vào thành stato 2 nhờ lò xo 4. Khi rôto quay, buồng phía cửa A lớn dần nên thực hiện quá trình hút, buồng phía cửa B giảm dần – thực hiện quá trình đẩy,

Bơm cánh gạt trên hình 2.7 b chỉ dùng một cánh gạt, mặt trong của stato là hai cung tròn có tâm cách nhau $0,1-1,1\text{mm}$. Vì không dung lò xo để đẩy cánh gạt, nên kết cấu đơn giản hơn nhưng yêu cầu bề mặt stato chế tạo với độ chính xác cao hơn.

Trên hình 2.7.c là loại bơm hai cánh gạt. Hai cánh gạt 1 và 2 đặt kề và trượt lên nhau trong một rãnh của rôto. Trên mỗi cánh gạt đều có khoét lỗ vuông để đặt lò xo 3 ép cánh gạt vào thành stato. Ưu điểm của kết cấu này là tỉ số l_2/l_1 lớn, do đó cánh gạt chuyển động trong rãnh ổn định hơn, và tuổi thọ của bơm cũng cao hơn.

Nếu đặt B là bề rộng của cánh gạt thì lưu lượng của bơm hai cánh gạt có thể tính theo công thức sau đây:

$$Q_1 = 2Bn \left[\frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2eR \right]$$

Vì cánh gạt làm cho dầu bị giảm đi một lượng bằng thể tích nó chiếm tức là:

$$Q = 2enBsZ$$

Trong đó s – chiều dày của cánh gạt

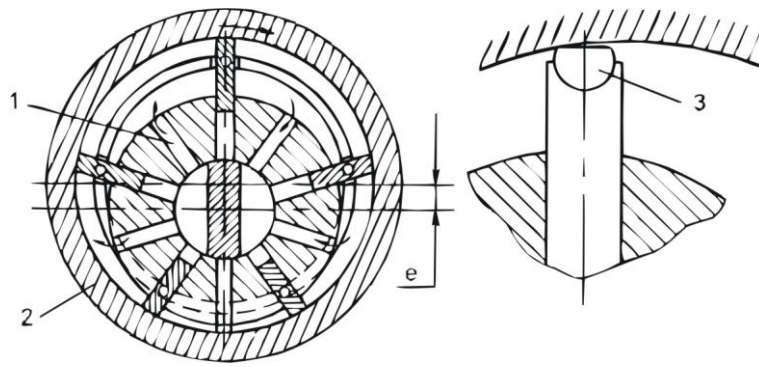
Z – số cánh gạt

Ở loại bơm này $z=2$ nếu lấy các kích thước bằng [cm] thì lưu lượng thực tế của bơm hai cánh gạt sẽ là:

$$Q = Q_1 - q = 2 \cdot 10^{-3} Bn \left[\frac{\pi}{2} (R^2 - r^2 - e^2) + 2eR \right] \text{ [l/ph]}. \quad (2.20)$$

b) Bơm cánh gạt đơn dẫn dầu từ bên trong:

Kết cấu của bơm cánh gạt dẫn dầu từ bên trong trình bày trên hình 2.8



Hình 2.8. Bơm cánh gạt đơn dẫn dầu từ bên trong

Đặc điểm của bơm dẫn dầu từ trong là trục rôto không phải là trục có kết cấu then hoa thông thường như ở bơm cánh gạt dẫn dầu từ bên ngoài mà nó là trục rỗng có kết cấu đặc biệt để tạo nên cửa hút A và cửa nén B. Các cửa này được nối với những rãnh dầu 1 trên rôto. Khi rôto quay theo chiều mũi tên như trên hình vẽ các buồng dầu giữa các cánh gạt ở phía cửa hút tăng dần, qua trình hút dầu từ cửa A qua rãnh 1 được thực hiện. Trong khi đó, thể tích giữa các cánh gạt ở phía cửa B giảm dần, bơm thực hiện quá trình nén, dầu theo các rãnh hướng kính chảy vào cửa B đi ra ngoài.

Để giảm ma sát giữa các cánh gạt và stato 2, stato được lắp trên hai ổ bi và nó cùng với hai mặt bên của bơm sẽ quay cùng chiều với roto nên chuyển động tương đối giữa hai chi tiết sẽ nhỏ.

Ở bơm cánh gạt đơn, rôto đặt lệch so với stato nên mặt tiếp xúc giữa hai đầu cánh gạt và thành stato không được khít.

Lưu lượng của bơm cũng phải trừ bớt một lượng dầu bằng thể tích của các cánh gạt. Do đó lưu lượng của bơm sẽ được tính như sau:

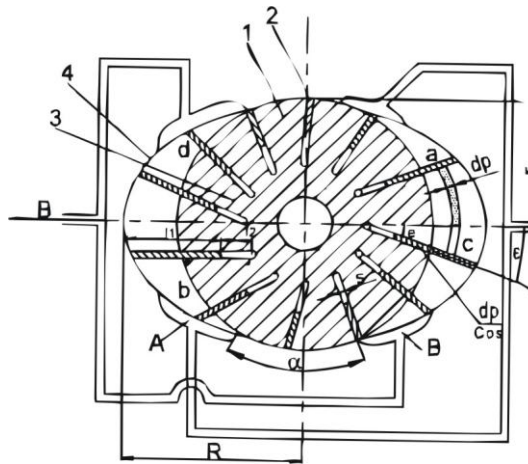
$$Q = 2 \cdot 10^{-3} en [\pi(BD + 4bd) - Bs_z] \quad (2.21)$$

Trong đó B là chiều rộng cánh gạt

Lưu lượng Q được điều chỉnh bằng độ lệch tâm e

2.3.2. Bơm cánh gạt kép

Bơm cánh gạt kép là loại bơm mà khi trục của nó quay một vòng thể tích giữa các cánh gạt có hai lần tăng và hai lần giảm tức là thực hiện hai lần hút và hai lần nén. Kết cấu của nó đối xứng nên lực tác dụng lên trục được cân bằng, có thể dung ở hệ thống cần áp suất cao.



Hình 2.9. Bơm cánh gạt kép

Sơ đồ kết cấu của bơm cánh gạt kép trình bày trên hình 2.9. Đặc điểm của loại này là các cánh gạt 2 chuyển động tự do trong các rãnh hướng kính của roto 1. Khi rôto quay, dưới tác dụng của lực ly tâm và của áp suất buồng nén dẫn vào các ranh 3 ở phía dưới các cánh gạt làm cho các cánh gạt luôn tỳ sát vào biên dạng của rôto. Biên dạng của rôto có thể là đường elíp, acsimét hoặc tổ hợp các cung tròn. Nếu rôto quay theo chiều kim đồng hồ thì buồng a và buồng b ở đối diện có thể tích tăng và thực hiện hút dầu. Trong khi đó buồng c và d có thể tích giảm dần, thực hiện quá trình nén. Hai buồng hút và hai buồng nén đặt cách nhau 180° do đó các lực được cân bằng thực hiện việc giảm tải cho ổ trục.

Để ngăn cách buồng hút A và buồng nén B góc α tương ứng với đoạn ngăn cách giữa hai buồng cũng phải thỏa mãn điều kiện:

$$\alpha \geq \frac{2\pi}{z}$$

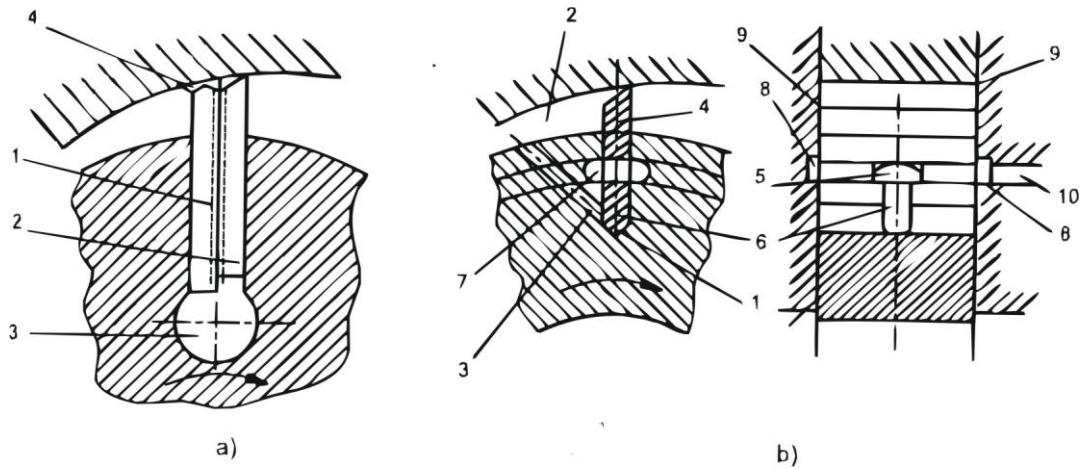
z – là số cánh gạt

Biên dạng 4 của stato trên đoạn tương ứng với góc α cần là cung tròn có tâm O để cho thể tích của hai cánh gạt sau khi đi qua buồng nén B đến buồng hút A không bị thay đổi tức là khi qua cung tương ứng với góc α không có tác dụng hút và nén.

Để đầu bề mặt cánh gạt ép sát vào stato được tốt hơn, đồng thời để tránh hiện tượng cánh gạt bị kẹt trong rãnh trượt khi đi vào phạm vi buồng nén tức là cánh gạt đi qua cung chuyển tiếp từ bán kính lớn đến bán kính bé, các cánh gạt cần đặt nghiêng với đường bán kính roto một góc ε . Nếu đường kính của roto $\varnothing = 56 - 85\text{mm}$ thì nên chọn $\varepsilon = 13 - 15^{\circ}$ còn nếu $\varnothing \approx 140\text{mm}$ thì nên chọn $\varepsilon = 7 - 8^{\circ}$

Việc dẫn áp suất vào phía dưới cánh gạt làm cho đầu cánh gạt và mặt trong của stato tiếp xúc tốt hơn nhưng đồng thời cũng làm cho biên dạng của stato chóng

mòn và có khi sinh ra hiện tượng kẹt cánh gạt vì áp suất không cân bằng. Do đó, ở những bơm cánh gạt có áp suất cao người ta thường dùng loại cánh gạt giảm tải như hình 2.10



Hình 2.10. Biện pháp giảm mòn của bơm cánh gạt

a) Bơm hai cánh gạt b) một cánh gạt

Để giảm bớt lực ép cánh gạt vào stato và giảm sự chênh lệch tải trọng giữa mặt trước và mặt sau của cánh gạt người ta dùng loại cánh gạt có hai phần trượt lên nhau như ở hình 2.10a. Giữa phần 1 và 2 của cánh gạt có rãnh để dẫn dầu từ buồng 3 đến buồng 4. Vì tiết diện của đầu cánh gạt ở đầu buồng 3 lớn hơn ở buồng 4 nên vẫn đảm bảo lực đẩy cánh gạt vào thành stato, nhưng nhỏ hơn kiểu cánh gạt thông thường. Kiểu giảm tải cánh gạt này được dùng ở bơm cao áp có áp suất cao đến 125 bar.

Trên hình 2.10b trình bày kiểu giảm tải cánh gạt của hãng Vickers (Mỹ). Ở đây, rãnh 1 phía dưới mỗi cánh gạt được nối với buồng 2 giữa cánh gạt bằng rãnh 3 trong roto. Như thế nếu cánh gạt đi qua vùng hút thì áp suất ở rãnh 1 sẽ bằng áp suất của buồng nén. Ở giữa cánh gạt 4 có khoét rãnh 5 và bên trong của nó đặt miếng trượt có tiết diện vuông 6. Miếng trượt này tỳ vào đáy rãnh 1 của roto. Khoảng trống được tạo nên bởi phần trên của rãnh 5 và đầu trên của miếng trượt 6 được nối với hai rãnh 7 trên thành rãnh của roto qua các rãnh 8 trên hai đĩa dẫn dầu 9 đến rãnh 10 nối với buồng nén của bơm. Do đó lực đẩy cánh gạt vào thành stato được xác định bằng tiết diện của miếng trượt 6 và áp suất ở buồng nén của bơm. Kích thước của miếng trượt 6 cần lựa chọn để lực đẩy cánh gạt được tạo nên bằng khoảng 25% lực đẩy của các bơm bơm có áp suất buồng nén được dẫn vào mặt dưới của cánh gạt (dẫn vào rãnh 1).

Để có thể tạo nên hai loại lưu lượng với hai áp suất khác nhau người ta ghép hai bơm cánh gạt trên cùng một trục và một thân bơm gọi là bơm cánh gạt ghép

như bơm cánh gạt ghép kiểu П31ΦС ÷100/12 của Liên Xô gồm một bơm cánh gạt có Q=100l/ph với áp suất 25 bar và một bơm có Q=12l/ph và b=65 bar.

Tính toán lưu lượng của bơm cánh gạt kép cũng là xác định thể tích giữa các cánh gạt, các bề mặt roto và, stato và các đĩa gạt dẫn dầu. Nếu ta đặt R là bán kính lớn và r là bán kính nhỏ của stato và như ở hình 2.14. thì vận tốc trên bán kính ρ của cánh gạt là

$$v = 2\pi n\rho$$

Vi phân thể tích của bơm cánh gạt kép trên tiết diện Bdp của cánh gạt:

$$dQ = 2vBd\rho = 2.2\pi nB\rho d\rho$$

Do đó lưu lượng của bơm dầu sẽ là:

$$Q_1 = 2.2\pi nB \int_r^R \rho d\rho = 2\pi nB(R^2 - r^2)$$

Nếu bề dày cánh gạt là s thì tổn thất do thể tích của z cánh gạt chiếm sẽ là:

$$q = \frac{2sBnz}{\cos \varepsilon} \int_r^R d\rho = \frac{2sBnz}{\cos \varepsilon} (R - r)$$

Do đó lưu lượng của bơm cánh gạt kép sẽ là:

$$Q = Q_1 - q = 2nB(R - r) \left[\pi(R + r) - \frac{sZ}{\cos \varepsilon} \right] \quad (2.22)$$

Nếu các kích thước có đơn vị là [cm] thì:

$$Q = 2.10^3 nB(R - r) \left[\pi(R + r) - \frac{sZ}{\cos \varepsilon} \right] [l/ph] \quad (2.23)$$

Bơm cánh gạt kép không thể điều chỉnh lưu lượng, lưu lượng của nó chủ yếu phụ thuộc vào bán kính lớn và bán kính nhỏ của stato. Nhiều nhà máy chế tạo một bơm cánh gạt với một số stato có tỉ số R/r khác nhau. Do đó, chỉ cần thay stato ta có thể có một bơm có lưu lượng khác.

Tỉ số R/r càng lớn bơm có lưu lượng càng lớn nhưng để đảm bảo cánh gạt chuyển động êm không bị kẹt, bơm làm việc không ồn tỉ số R/r của stato thường được chọn tùy thuộc vào số cánh gạt z như sau:

Khi z=8 thì R/r=1,1÷1,15

Khi z=12 thì R/r=1,17÷1,27

Khi z=16 thì R/r=1,23÷1,3

Để đảm bảo lưu lượng của bơm được đều cần lấy số lượng cánh gạt của bơm là bội số của 4 nhưng không nhỏ hơn 8 (z=8,12,16..). Đối với bơm cánh gạt kép có thể lấy số cánh gạt là số chẵn nhưng không nhỏ hơn 10.

Để cánh gạt chuyển động an toàn, tỉ số giữa độ dài lớn nhất l_1 nhô ra khỏi roto và chiều dài nhỏ nhất l_2 còn nằm lại trong rãnh của roto của cánh gạt cần đảm bảo $\frac{l_1}{l_2} \leq 0,9$

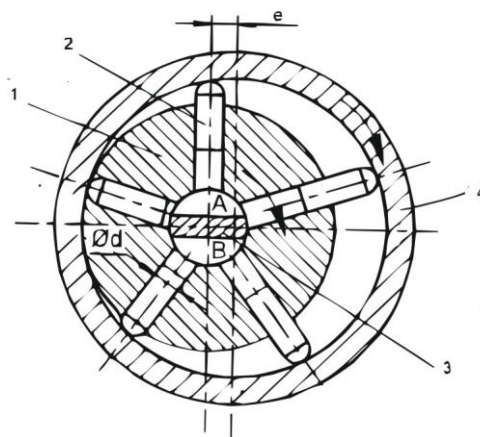
So với bơm bánh răng thì bơm cánh gạt có hiệu suất cao hơn, có lưu lượng đều hơn kích thước của nó tương đối nhỏ và không yêu cầu cao về việc lọc sạch dầu. Nhược điểm của nó là các chi tiết trượt (cánh gạt, đĩa dẫn dầu) chóng mòn, tồn thất thể tích lớn kết cấu tương đối phức tạp và yêu cầu cao về độ chính xác chế tạo và lắp ráp.

Các bộ phận chủ yếu của bơm cánh gạt thường được chế tạo chủ yếu từ các vật liệu sau:

- Cánh gạt dùng thép gió P18 nhiệt luyện đạt độ cứng HRC 62
- Stato dùng thép III15, 9XC hoặc 38XMIOA tôi đến HRC 60÷64
- Roto dùng thép 20X, 40 X hoặc 39XMIOA, tôi sau khi thấm than
- Đĩa dẫn dầu dùng đồng thanh
- Trục dùng thép 40X,45 và 18XHBA

2.4. Bơm pittông hướng kính

Bơm pittông hướng kính là loại bơm có nhiều pittông chuyển động theo hướng kính của roto. Khi làm việc dưới tác dụng của lực ly tâm các pittông luôn tỳ sát vào mặt trong của thành bơm đặt lệch với rôto làm cho pittông cưỡng bức thực hiện chuyển động thẳng đi về. Trên cơ sở đó thực hiện quá trình hút và nén chất lỏng.



Hình 2.11. Bơm pittông hướng kính đơn lệch tâm

Sơ đồ kết cấu của bơm pittông hướng kính trình bày trên hình 2.11. Trong các lỗ hướng kính của rôto 1 đặt các pittông 2. Rôto quay trên trục dẫn dầu 3 được lắp cố định vào thân bơm có lỗ hút dầu A và lỗ nén dầu B phía trong trục. Thùng

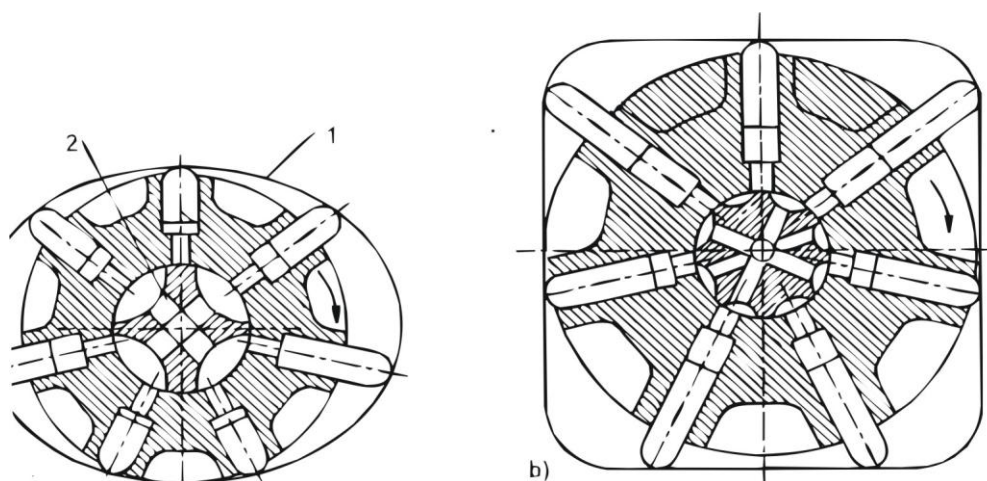
xoay lắp trên những ổ trục riêng biệt có vòng trượt 4 ở bên trong đặt lệch tâm với rôto 1 một đoạn e . Khi làm việc, đầu của các pittông luôn tỳ sát vào vòng trượt 4. Nếu rôto quay qua vùng của cửa A thể tích của lỗ dưới pittông lớn dần thực hiện quá trình hút dầu từ cửa A và khi qua cửa B các thể tích nhỏ dần thực hiện quá trình nén dầu vào cửa B. Các cửa A và B được nối liền với ống hút và nén của bơm.

Khi độ lệch tâm $e=0$ quá trình hút nén chấm dứt và khi điều chỉnh độ lệch tâm (đường tâm của rôto đặt sang phải đường tâm của vòng trượt 4) quá trình hút nén lại tiếp tục nhưng chức năng của các lỗ A và B bị đảo ngược. Vì đặc tính này bơm pittông được dùng rộng rãi để thực hiện đảo chiều cơ cấu máy.

Vòng trượt 4 được lắp trong thùng xoay không có mối liên hệ cứng với rôto nhưng khi rôto quay do lực ma sát giữa đầu pittông và vòng trượt nên buộc vòng trượt cũng phải quay cùng chiều với rôto do đó chuyển động tương đối giữa rôto và vòng trượt bé các chi tiết đỡ mòn.

Cũng như ở bơm cánh gạt đơn, bơm pittông hướng kính cũng có thể thay đổi lưu lượng bằng cách thay đổi độ lệch tâm e . Lực tác dụng lên trục của bơm này cũng không cân bằng nên độ mòn của pittông và xilanh không đều.

Để nâng cao lưu lượng của bơm người ta lắp nhiều pittông trên chiều rộng của rôto như kiểu bơm HPM-714 của Liên Xô cũ có 4 dãy mỗi dãy có 13 pittông đặt theo hướng kính của rôto. Cũng như ở bơm cánh gạt, bơm pittông hướng kính cũng được chế tạo với các kiểu tác dụng kép hoặc nhiều lần tác dụng như hình 2.12.



Hình 2.12. Kết cấu của bơm pittông hướng kính
 a. Loại không điều chỉnh b. loại nhiều lần tác dụng

Phần lớn các chi tiết của bơm đều được thống nhất hóa do đó kết cấu của bơm pittông hướng kính kép chỉ khác với bơm pittông hướng kính đơn ở kết cấu vòng trượt 1 và trục dẫn dầu 2. Vòng trượt hình elip do đó trong một vòng quay của rôto bơm thực hiện hai lần hút và hai lần nén.

Nếu thay đổi kết cấu của vòng trượt và trục dẫn dầu thì ta có thể có bơm pittông hướng kính có nhiều lần hút và nén. Như trên hình 2.12 b là bơm có 4 lần hút và nén khi rôto quay 1 vòng. Nguyên lý này thường được dùng để chế tạo động cơ dầu có mômen xoắn lớn và có vận tốc bé (<400v/ph).

Lưu lượng của bơm pittông hướng kính được xác định bằng thể tích của xilanh. Nếu ta đặt d là đường kính của xilanh[cm], h là độ dài hành trình của pittông [cm] thì thể tích của 1 xilanh khi rôto quay một vòng:

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

Vì hành trình của pittông là $2e$ nên nếu bơm có z pittông và làm việc với số vòng quay là n [v/ph] thì lưu lượng của bơm sẽ là:

$$Q = qzn \cdot 10^{-3} = \frac{10^{-3} \pi}{2} d^2 ezn \text{ [l/ph]}$$

Hành trình của pittông thường là $h=(1,3 \div 1,4)d$ và số vòng quay $n_{\max}=1500\text{v/ph}$

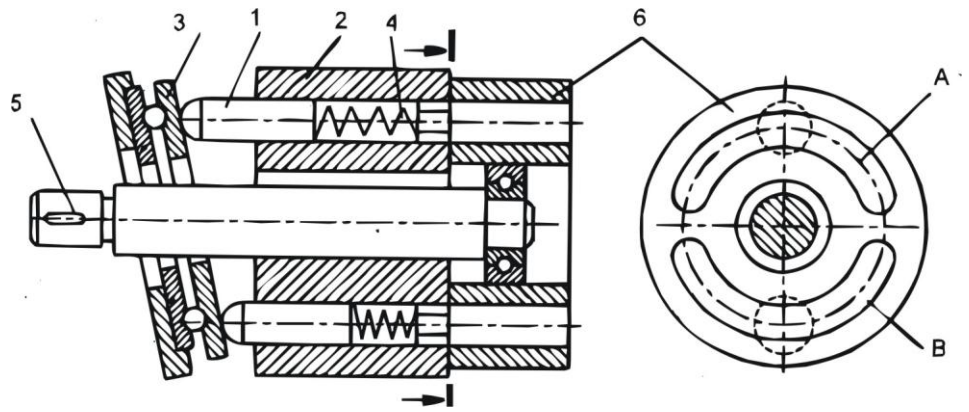
Điều chỉnh lưu lượng bằng cách điều chỉnh độ lệch tâm e .

2.5. Bơm pittông hướng trục

Bơm pittông hướng trục là loại bơm có pittông đặt song song với trục của rôto. Ngoài những ưu điểm giống như của bơm pittông hướng kính bơm pittông hướng trục còn có những ưu điểm nữa là kích thước của nó nhỏ gọn hơn khi cùng một công suất với bơm pittông hướng kính. Vì pittông đặt dọc trục nên rôto có kích thước bé mômen quán tính nhỏ rất thích hợp khi sử dụng làm động cơ dầu. Ngoài ra so với tất cả các loại bơm khác bơm pittông hướng trục có hiệu suất tốt nhất và hiệu suất hầu như không phụ thuộc vào tải trọng và số vòng quay.

a. Nguyên lý làm việc của bơm pittông hướng trục:

Nguyên lý làm việc của bơm pittông hướng trục trình bày trên hình 2.13.



Hình 2.13. Bơm pittông hướng trục

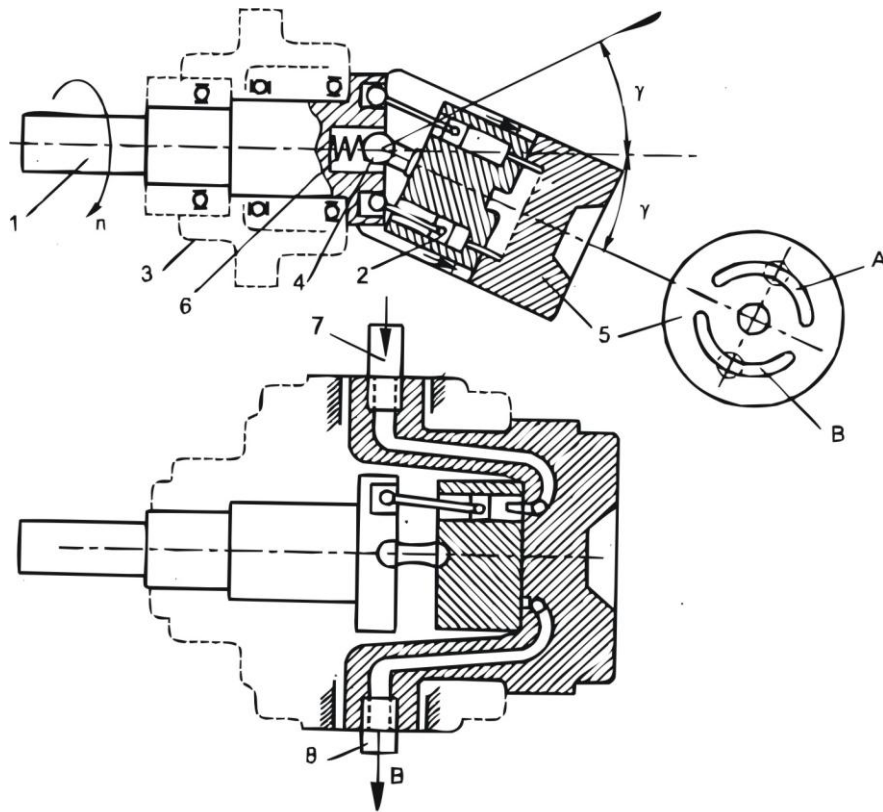
Bơm gồm có các pittông 1 đặt song song với trục của rôto 2 và luôn tỳ sát vào đĩa nghiêng 3 nhờ lò so 4. Trục 5 truyền chuyển động vòng cho rôto, nên buộc pittông 1 di động thẳng đi về thực hiện quá trình hút và nén. Các xilanh của pittông 1 đều có lỗ thông với các rãnh của đĩa dẫn dầu 6. Trong quá trình quay, những pittông nào ở vùng A thực hiện quá trình hút và ở vùng rãnh B thực hiện quá trình nén.

Trong nhiều kiểu bơm người ta không dùng lò so 4. Để pittông luôn tỳ vào đĩa nghiêng 3 người ta cho dầu có áp suất vào buồng phía dưới pittông.

Điều chỉnh lưu lượng có thể thực hiện bằng cách thay đổi góc nghiêng của đĩa nghiêng 3 trên cơ sở đó làm thay đổi độ dài của hành trình pittông.

Tùy thuộc vào phương pháp thực hiện vị trí tương đối giữa trục của pittông và mặt nghiêng, bơm pittông hướng trục có nhiều kiểu khác nhau. Ngoài kiểu đĩa nghiêng như trên loại bơm pittông hướng trục có rôto đặt lệch với trục truyền động của bơm là kiểu bơm Jahns-Thomas có kết cấu như hình 2.14

Trục 1 lắp trên thân bơm 3 truyền chuyển động cho rôto 2 qua trục của cácđăng 4. Nhờ có khớp cácđăng rôto 2 mang các xilanh có thể điều chỉnh lệch với trục truyền động 1 một góc α nhất định làm thay đổi độ dài hành trình của pittông và do đó thay đổi được lưu lượng của bơm. Góc nghiêng thường dùng $\alpha=6\div 25^{\circ}$. Một đầu của rôto luôn tỳ sát vào đĩa dẫn dầu 5 nhờ lò so 6 và sau khi bơm làm việc nhờ áp suất của dầu. Trên đĩa dẫn dầu có cửa hút A nối liền với ống hút 7 và cửa nén B nối liền với ống nén 8

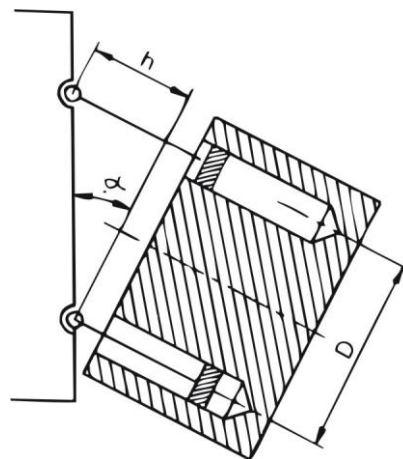


Hình 2.14. Kết cấu bơm xiên

Lực xuất hiện trong bơm này chủ yếu là lực dọc trục xilanh. Phân lực hướng kính rất bé do đó mômen cần thiết để quay rôto nhỏ hơn so với bơm pittông hướng kính.

Lưu lượng của bơm:

Tính toán lưu lượng của bơm pittông hướng trục tương tự như ở bơm hướng kính nhưng loại bơm này hành trình của pittông phụ thuộc vào góc nghiêng α là góc nghiêng tương đối giữa trục pittông và trục quay của bề mặt làm chuyển động pittông. Hành trình của pittông có thể xác định theo sơ đồ tổng quát như ở hình 2.15.



Hình 2.15. Sơ đồ tính toán lưu lượng của bơm pittông hướng trục

Nếu các ký hiệu lấy giống như ở bơm hướng kính và đường kính xilanh trên rôto là D [cm] thì lưu lượng của bơm sẽ là:

$$Q = 10^{-9} \frac{\pi d^2}{4} h z n = \frac{10^{-3} \pi}{4} d^2 z n D t g \alpha \text{ [l/ph]} \quad (2.24)$$

*Bơm pittông dĩa

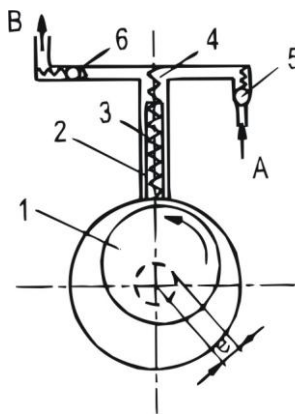
Bơm pittông dĩa là loại bơm có một hoặc vài pittông đặt thành dãy thẳng góc với trục truyền dẫn của bơm

Bơm pittông dĩa chủ yếu được sử dụng cho những hệ thống dầu ép có công suất lớn, áp suất cao. Áp suất của nó có thể đạt 300÷500bar nó có thể đạt đến 2500bar nếu giải quyết được vấn đề về chấn dầu. Vì ngăn dầu giữa buồng hút và nén được thực hiện bằng van, xupap nên hiệu suất thể tích đạt được cao hơn các loại bơm pittông khác, nó có thể đạt hiệu suất từ 0,8÷0,97

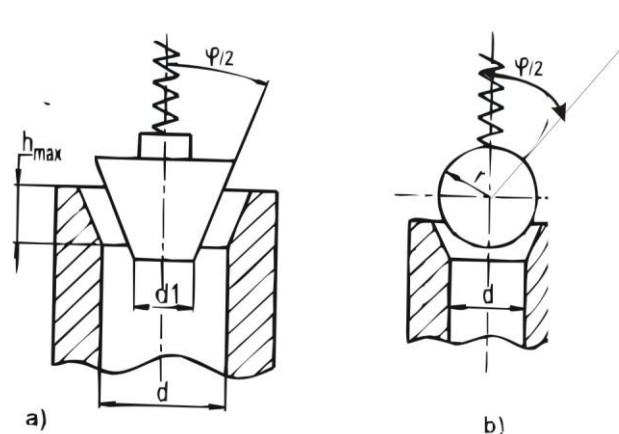
a. Nguyên lý làm việc của bơm pittông dĩa

Bánh lệch tâm 1 lắp trên trục truyền động của bơm tác dụng trực tiếp vào pittông 2. Lò so 3 luôn đẩy pittông chuyển động thẳng đi về có độ dài hành trình $2e$.

Khi pittông chuyển động về phía dưới thể tích buồng 4 tăng. Dưới tác dụng của áp suất cửa vào A van 5 mở thực hiện quá trình hút dầu. Trong khi đó, dưới tác dụng của lò so và áp suất cửa nén B van 6 đóng lại. Khi pittông đi lên trên thể tích buồng 4 như dần áp suất ở đây tăng lên làm cho van 5 đóng lại, van 6 mở ra bơm thực hiện quá trình nén đưa dầu vào cửa B.



Hình 2.16. Bơm pittông dĩa



Hình 2.17. Sơ đồ tính toán lưu lượng

a) Van côn b) van bi

Trong bơm pittông dầy thường dùng các loại van hình côn và van bi (hình 2.17) ở các buồng nén và hút. Bơm dầy nhiều pittông được dùng nhiều trên hệ thống thủy lực máy xúc máy đào.

b. Lưu lượng của bơm pittông dầy

Lưu lượng của bơm pittông dầy cũng được tính dựa trên công thức:

$$Q = 10^{-3} \frac{\pi d^2}{4} h z n \quad [l / ph] \quad (2.25)$$

Ở đây: $h=2e-x$ – độ dài hành trình pittông. Đối với loại bơm có van hút và van nén đặt trong pittông như bơm H-400 thì độ dài hành trình pittông bị giảm đi một lượng bằng độ mở x của van, do đó:

$$h=2e-x$$

Nói chung đối với tất cả các loại bơm pittông, độ không đồng đều của lưu lượng không chỉ phụ thuộc vào đặc điểm chuyển động của pittông, mà còn phụ thuộc vào số lượng pittông và cách bố trí pittông trong bơm.

Ta có thể tính toán được độ không đồng đều của lưu lượng bằng cách xác định vận tốc tức thời của pittông trên cơ sở đó tính toán được lưu lượng tức thời lớn nhất và lưu lượng nhỏ nhất Q_{max} , Q_{min} . Sau đó tính độ không đồng đều theo công thức:

$$k = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max}} 100\%$$

Để có thể giảm độ không đồng đều lưu lượng các pittông ở bơm hướng kính cũng như các vòng lệch tâm ở bơm pittông dầy cần đặt cách nhau một góc:

$$\varphi = \frac{360^0}{z}$$

z- số lượng pittông hoặc số đĩa lệch tâm

2.6. Xylanh thủy lực

Xylanh thủy lực có khả năng chuyển đổi một cách đơn giản chuyển động quay của bơm thủy lực thành chuyển động tịnh tiến. Khi đó có thể điều khiển vô cấp quá trình vận tốc cho cả hành trình tiến và hành trình lùi cũng như điều khiển đảo chiều chuyển động một cách nhanh chóng. Để có chuyển động quay gián đoạn người ta ưu tiên sử dụng các động cơ đặc biệt.

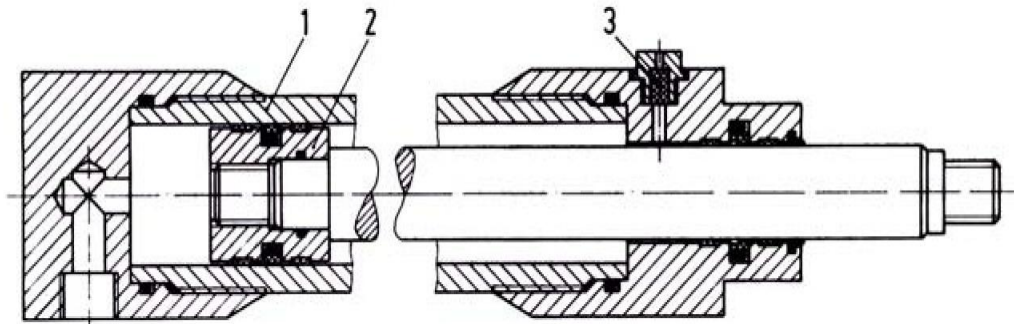
2.6.1. Xylanh tác động đơn

Xylanh tác động đơn chỉ được dầu thủy lực tác động vào một phía, thường là để thực hiện hành trình làm việc. Hành trình trả về được thực hiện nhờ lực cơ học

như lò xo, trọng lượng pittông hoặc thường gặp nhất là trọng lượng của thiết bị hoặc trọng lượng cần nâng.

Trong thực tế thường sử dụng 2 loại xy lanh tác động đơn: Xy lanh tác động đơn và xy lanh nhiều cấp hoặc vươn xa.

+ Xy lanh tác động đơn



Hình 2.21. Xy lanh tác động đơn thông dụng

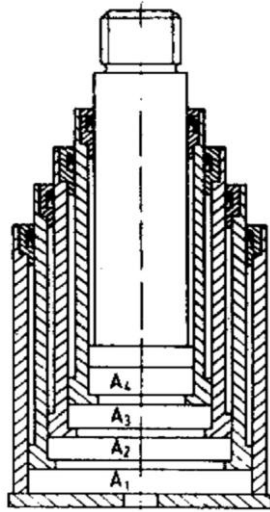
Xi lanh tác động đơn thông dụng cấu tạo gồm xi lanh 1 được gia công bóng bề mặt trong và pittông 2 (hình 2.21). Không gian trước đáy pittông được nối thông với đường dầu áp suất cao. Phía bên kia của xi lanh được thông với không khí bên ngoài và được bảo vệ nhờ bộ lọc 3. Pittông và cần pittông được hướng dẫn chuyển động và được làm kín trong xi lanh. Lực tác dụng lên đáy pittông được xác định bởi diện tích đáy pittông và áp suất dầu thủy lực.

+ Xy lanh nhiều cấp hoặc xy lanh vươn xa: Khi cần hành trình của pittông lớn nhưng lại có cấu tạo xy lanh nhỏ gọn, thí dụ xy lanh trên romoóc tự trút, các xe bốc xếp, điều khiển gầu xúc v.v... người ta thường sử dụng xy lanh vươn xa.

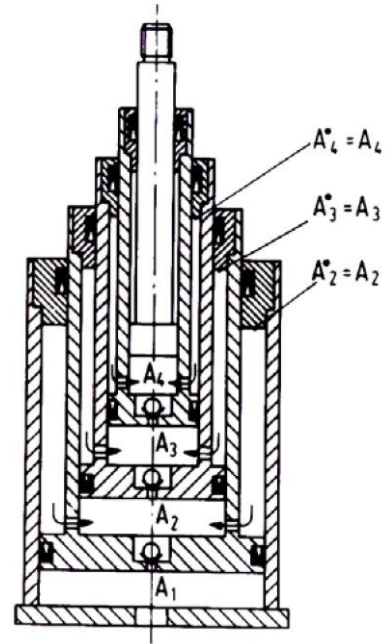
Đối với các xy lanh vươn xa thường được ưu tiên lựa chọn phương án tác động đơn, tuy nhiên cũng có thể là xy lanh tác động kép. Để tính toán và lựa chọn xy lanh vươn xa cần dựa trên cơ sở kích thước cấp cuối cùng có nghĩa là phần pittông nhỏ nhất, vì nó cũng phải tiếp nhận toàn bộ lực nâng yêu cầu.

+ Xy lanh vươn xa đơn giản

Trên xy lanh vươn xa đơn giản (hình 2-22) dầu thủy lực tác động trước hết vào diện tích lớn nhất A1 của pittông, bởi vì nơi này yêu cầu áp suất nhỏ nhất. Sau đó dầu tác động đến diện tích tiếp theo nhỏ hơn A2,... và cuối cùng là tác động vào diện tích nhỏ nhất A4.



Hình 2.22. Cấu tạo xylanh vượn xa đơn giản



Hình 2.23. Xylanh vượn xa chuyển động đều

Khi lực ngoài được xylanh tiếp nhận là không đổi: $F=p.A=const$ sẽ tạo ra trong xylanh các bậc áp suất và vận tốc như sau:

Áp suất	Vận tốc
$p_1 = F / A_1; (p_{\min})$	$v_1 = Q / A_1; (v_{\min})$
...	...
$p_4 = F / A_4; (p_{\max})$	$v_4 = Q / A_4; (v_{\max})$

Trong quá trình chuyển tiếp chuyển động từ pittông này sang pittông khác xuất hiện sự thay đổi áp suất và vận tốc đột ngột, gây va đập. Đối với những trường hợp sử dụng xác định, thí dụ khi tự trút hàng hóa khỏi romoóc, thì hiện tượng này lại là cần thiết bởi vì quá trình trút tải sẽ được cải thiện khi có chuyển động rung. Ngoài ra khi bắt đầu nâng romoóc cần có một chuyển động nâng chậm, bởi vì lúc đó phải nâng một tải trọng lớn nhất khi romoóc đang nằm ngang, sau đó cần nâng nhanh hơn do tải trọng đã giảm dần theo góc nâng. Trong nhiều trường hợp lại yêu cầu chuyển động nâng đều đặn ví dụ máy nâng hay bốc xếp hàng rỗ hổng. Lúc đó có thể sử dụng xylanh vượn xa chuyển động đều.

Xylanh vượn xa chuyển động đều:

Trên các xy lanh vuton xa chuyển động đều (hình 2.23) các không gian xy lanh có diện tích A_2, A_3, A_4 được nối thông lần lượt với các không gian xy lanh có diện tích A_2^*, A_3^*, A_4^* : A_2 với A_2^* , A_3 với A_3^* cũng như A_4 với A_4^* với có diện tích bằng nhau.

Khi dầu thủy lực tác động lên diện tích A_1 phần dầu từ không gian xy lanh có diện tích A_2^* cũng chảy đến dưới pittông có diện tích A_2 và cùng nâng pittông. Đồng thời dầu thủy lực cũng chảy từ các không gian có diện tích A_3^*, A_4^* vào dưới đáy A_3, A_4 . Do đó ngay từ khi bắt đầu tác động vào diện tích A_1 tất cả các pittông cũng bắt đầu chuyển động mà không xuất hiện va đập vận tốc và áp suất. Các van chặn dầu về bố trí trên các diện tích pittông chỉ để nạp dầu và bổ sung thay dầu lọt. Trong quá trình hoạt động các van này tự động đóng kín bởi vì áp suất trong không gian xy lanh nhỏ hơn sẽ lớn hơn áp suất trong không gian xy lanh lớn hơn trước đó.

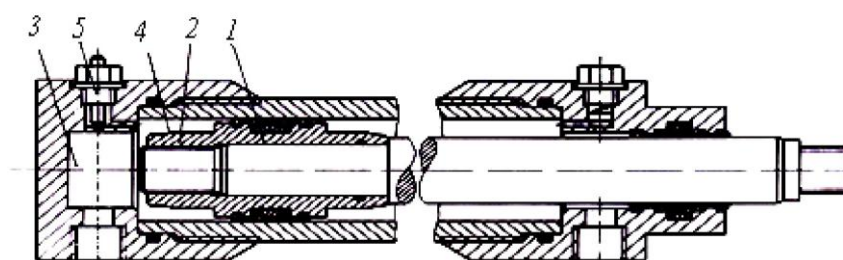
2.6.2. Xylanh tác động kép

Xylanh tác động kép có thể tiếp nhận tác động của dầu thủy lực ở hai phía của pittông, nhờ đó có thể truyền lực ở cả hai chiều hành trình. Xylanh tác động kép được phân biệt theo các dấu hiệu sau: Cần pittông 2 phía và cần pittông 1 phía. Xylanh có cần pittông 2 phía còn được gọi là xylanh chuyển động đều, xylanh có cần pittông 1 phía được gọi là xylanh vi sai.

+ Xylanh có cần pittông một phía (xylanh vi sai)

Xylanh vi sai thường có đường kính cần pittông lớn hơn. Hình 2.24. giới thiệu một xylanh vi sai tác động kép có giảm chấn vị trí cuối ở cả hai phía. Xylanh có cần pittông một phía (hình 2.26) có thể có 3 phương thức hoạt động:

- Hành trình tiến nhờ tác động áp suất vào diện tích A_1 (quá trình làm việc);
- Hành trình về nhờ tác động áp suất vào diện tích A_2 ;
- Hành trình tiến nhờ tác động đồng thời vào các diện tích A_1, A_2 (tiến nhanh).



Hình 2.24. Xylanh tác động kép có cần pittông một phía:
1- Pittông; 2- Phần giảm chấn; 3- Lỗ khoan trên xi lanh;

4- Vòng tạo bậc điện tích; 5- Van tiết lưu điều khiển được.

Hành trình tiến (làm việc). Nếu dầu thủy lực tác động vào diện tích A_1 của pittông thì với áp suất và lưu lượng không đổi sẽ có lực đẩy F_V và vận tốc đẩy v_V :

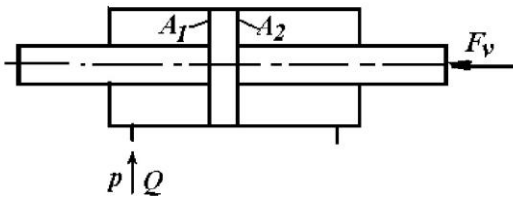
$$F_V = p.A_1; (F_{\max}); v_V = \frac{Q}{A_1}; (v_{\min})$$

Hành trình về. Khi trả về, tương ứng với tác động của dầu thủy lực lên diện tích A_2 nhỏ hơn, với áp suất và lưu lượng như nhau sẽ có lực nhỏ hơn và vận tốc trả về lớn hơn.

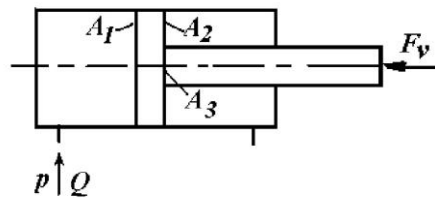
$$F_R = p.A_2 (< F_V); v_R = \frac{Q}{A_2} (> v_V);$$

Hành trình tiến (tiến nhanh). Xylanh trên hình 2.26 khi có hộp phân phối với rãnh thoát từ khoang có diện tích A_2 thông với cửa đẩy vào phần diện tích A_1 , khi đó nhờ vị trí của van phân phối mà cả hai phía xylanh đều được tác động của dầu. Diện tích A_1 chịu tác động của lưu lượng dầu Q và bổ sung thêm lưu lượng dầu cuốn ΔQ từ diện tích A_2 chảy vào phần diện tích A_1 . Nhờ đó pittông đạt được vận tốc cao hơn so với khi thực hiện hành trình làm việc:

$$v_E = \frac{Q}{A_1 - A_2} = \frac{Q}{A_3} (> v_V)$$



Hình 2.25.



Hình 2.26.

Lực đẩy trong trường hợp này nhỏ hơn: $F_E = p(A_1 - A_2) = p.A_3 (< F_V)$

Giá trị vận tốc tiến nhanh có thể thay đổi bằng cách chọn đường kính của cần pittông A_3 khi các giá trị p và Q đã cho.

+ Xylanh có cần pittông hai phía

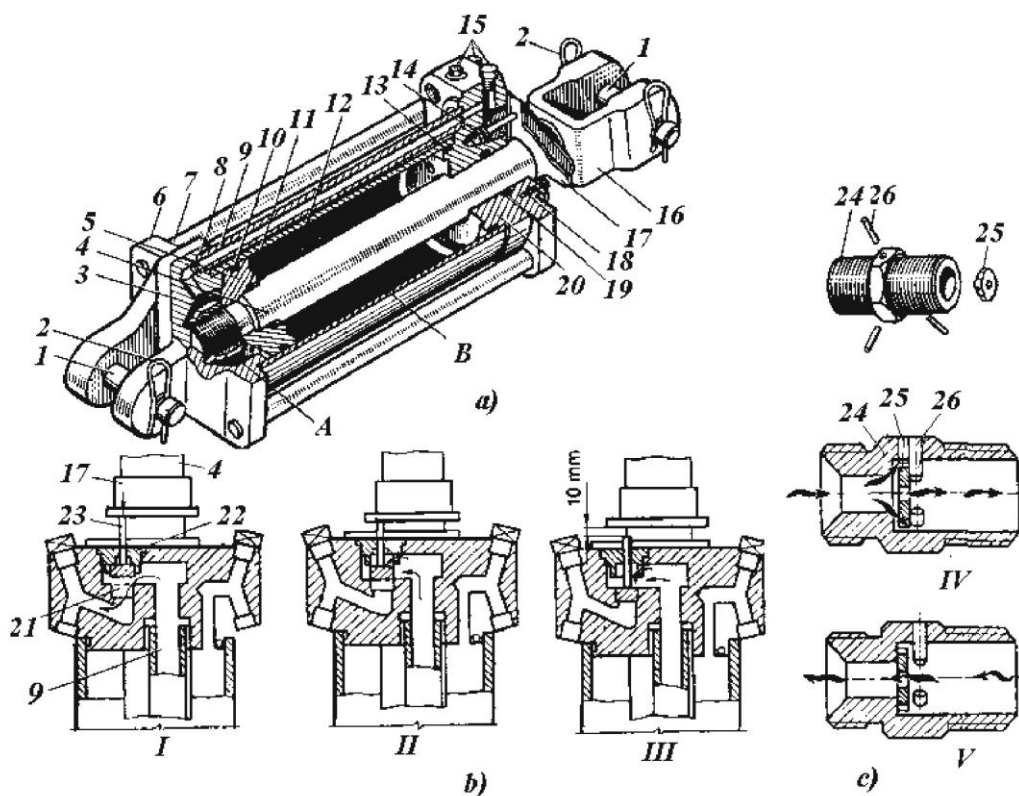
Trên xylanh có cần pittông hai phía (hình 2.25) khi có điều kiện hai cần pittông như nhau, áp suất và lưu lượng không đổi ở cả hai phía, thì sẽ giữ được lực và vận tốc trong hành trình tiến và lùi như nhau: $F_V = F_R; v_V = v_R$.

+ Cấu tạo xylanh lực trên máy kéo

Trên máy kéo thường trang bị hai loại xy lanh, xy lanh chính và xy lanh phụ, xy lanh chính có đường kính lớn hơn xy lanh phụ vì nó được liên kết với cơ cấu treo sau máy kéo và dùng để nâng hạ những máy công tác nặng hơn. Xy lanh phụ được đặt bên cạnh máy kéo, trên máy công tác hoặc bộ phận moóc.

Xy lanh lực có tác dụng nâng, hạ và giữ máy công tác treo hay các bộ phận làm việc của máy nửa treo ở các vị trí quy định. Xy lanh lực của nhiều loại máy kéo như T-25, K-700, MTZ-80, Komatsu v. v... có cấu trúc cơ bản giống nhau, chúng chỉ khác nhau về kích thước, tải trọng nâng, hành trình nâng và một vài chi tiết của cụm liên kết. Các chi tiết chính của xy lanh lực trên các máy kéo nói trên gồm có thân xy lanh 12 (hình 2.27) được chế tạo bằng thép ống, bề mặt bên trong được gia công cẩn thận có độ bóng và độ chính xác tới cấp 10, độ cứng là $24\div 30 Rc$. Độ ô van và độ côn của đường kính xy lanh cho phép không quá $0,03\text{mm}\div 0,035\text{mm}$. Pittông 5 với Cản pittông 4 và hai nắp: Nắp trên 20 với xupáp 14 và nắp dưới 6.

Các nắp được bắt chặt với thân bằng bốn vít cây 7 và được nối bằng một ống dẫn dầu 9. Pittông bằng hợp kim nhôm được bắt chặt trên cản pittông bằng đai ốc 3 với vòng phíp lắp bằng ren ngăn đai ốc khỏi bị lỏng. Pittông được làm kín khít bằng vòng cao su 11, còn xy lanh được làm kín khít bằng vòng cao su 10 với các đệm lá, bảo vệ vòng khỏi bị xô dịch vào khe hở do áp suất dầu cao.



Hình 2.27. Cấu tạo xy lanh lực máy kéo MTZ-80/82:

a) Xylanh lực; b) Xupáp thủy cơ; c) Van giảm tốc; 1-Chốt; 2-Chốt hãm; 3-Đai ốc; 4-Cần pittông; 5-Pittông; 6, 20-Nắp trên và dưới; 7-Vít cây; 8, 10, 11, 13, 19- Các vòng kín khít cao su; 9-Ống dẫn dầu; 12-Thân xylanh; 14-Xupáp điều chỉnh thủy cơ; 15-Nút; 16-Nĩa cần pittông; 17-Tám tựa; 18-Vít bắt tám làm sạch; 21-Ổ xupáp; 22-Thân xupáp; 23-Đuôi xupáp; 24-Ốc nối xupáp giảm tốc; 25-Đĩa tựa; 26-Chốt; I-Tám tựa bắt đầu ép lên xupáp; II-Tám tựa ấn xupáp đi xuống; III- Xupáp rời khỏi tám tựa do áp suất dầu; IV-Dầu ép đĩa tựa rời khỏi ốc nối; V-Dầu ép đĩa tựa vào ốc nối; A-Khoang dưới; B-Khoang trên pittông.

Cần pittông 4 bằng thép có mặt hình trụ được gia công tinh đặt lọt vào lỗ của nắp trên 20. Cần pittông được làm kín khít trong nắp nhờ vòng cao su 19 với các đệm lá. Khi Cần pittông bị đẩy vào, các tám thép mỏng (các tám làm sạch) sẽ gạt bụi bẩn ở cần pittông. Nĩa 16 được hàn vào đầu ngoài của cần pittông. Tám tựa 17 được bắt trên cần pittông bằng đai ốc-tai hồng ở phía dưới nĩa, tám này tác dụng lên xupáp 14. Bằng cách thay đổi vị trí của tám tựa, có thể điều chỉnh vô cấp độ thụt của cần pittông với pittông từ 20 đến 200 mm. Nhờ vậy hạn chế được mức độ nâng của máy công tác.

Sơ đồ hoạt động của xupáp thủy cơ 14 được trình bày trên hình 2.27 b. Cần pittông khi kéo vào nhờ tám tựa 17 làm xô dịch đuôi 23 của xupáp (vị trí II). Xupáp ra khỏi thân 22 và do dòng dầu chảy từ ống dẫn dầu 9 (vị trí III) sẽ ép vào ổ 21, khóa đường dầu ra từ khoang trên của xylanh. Đuôi 23 của xupáp khi hạ xuống dưới sẽ cách xa tám tựa 17 một khoảng hở từ 10÷12 mm. Khe hở này cần thiết để cho xupáp có khả năng thoát ra khỏi ổ và cho dầu đi qua ống dẫn vào khoang trên của xylanh, khi tay điều khiển ngăn kéo hộp phân phối đặt vào vị trí hạ. Để giảm tốc độ hạ của máy công tác treo và bảo vệ máy công tác không va đập mạnh với đối tượng gia công khi hạ xuống vị trí làm việc, người ta dùng một van giảm tốc, vặn vào lỗ ren của nắp trên, ở đó dầu được dẫn theo lỗ này để vào khoang nâng, Xupáp giảm tốc gồm có ốc nối 24, đĩa tựa hình chữ thập 25 có lỗ định cỡ và ba chốt 26. Khi nâng máy công tác, dầu ép đĩa tựa vào các chốt rồi chảy tự do theo ốc nối vào xylanh (vị trí IV). Khi máy công tác hạ xuống vị trí làm việc, dầu do pittông đẩy thoát ra từ khoang trên vào ốc nối, ép đĩa tựa tới ốc nối (vị trí V). Lúc này dầu chỉ có thể chảy qua lỗ định cỡ có đường kính lỗ 3 hoặc 4 mm, do đó lượng dầu thoát ra khỏi khoang trên bị chậm lại, máy công tác hạ xuống một cách êm dịu. Trong hệ thống thủy lực tác dụng kép, trong đó dầu có áp suất được dẫn vào khoang trên hoặc khoang dưới của xylanh lực, còn dầu từ khoang kia sẽ qua hộp

phân phối trở về thùng. Xylanh lực tác dụng kép cũng có thể biến thành xylanh tác dụng một chiều, tức là dầu có áp suất chỉ đi vào khoang dưới của xylanh lực để nâng máy công tác treo. Nếu thay ốc nối với ống cao su, nối với khoang trên của pittông trong xylanh bằng một nút thông hơi nhỏ, có lưới lọc vặn vào ổ để thông với không khí, thì xylanh lực loại này sẽ làm việc như một xylanh tác dụng một chiều thực hiện nhiệm vụ nâng máy công tác còn hạ máy công tác xuống vị trí làm việc nhờ trọng lượng bản thân máy công tác.

CHƯƠNG III

ĐẶC TÍNH CỦA MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH

Là các đường đồ thị biểu diễn quan hệ giữa các thông số cơ bản của máy TLTT gồm:

- Đặc tính vận tốc
- Đặc tính tải trọng
- Đặc tính điều chỉnh

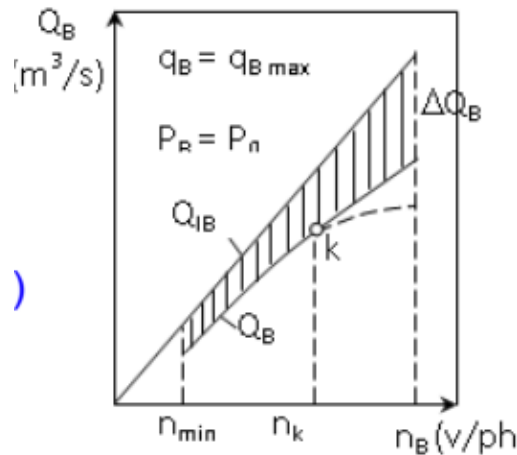
+ Các đường đặc tính xây dựng trên cơ sở tính toán gọi là đặc tính tính toán

+ Các đường đặc tính xây dựng trên cơ sở thực nghiệm gọi là đặc tính thí nghiệm

3.1. Đặc tính của bơm

3.1.1. Đặc tính tốc độ

- Biểu diễn quan hệ giữa lưu lượng của bơm Q_b và số vòng quay n_b khi thể tích làm việc riêng $q_b = q_{\max} = \text{const}$, và $p_b = p_{tt}$ (p_{tt} – áp suất tính toán)
- Đường đặc tính tốc độ khi áp suất bằng không gọi là đặc tính không tải.



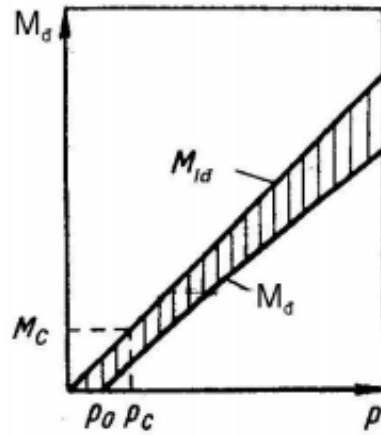
Hình 3.1. Đặc tính tốc độ của bơm

3.1.2. Đặc tính tải trọng:

- Là đặc tính biểu diễn quan hệ giữa lưu lượng của bơm Q và áp suất của bơm p . Khi số vòng quay $n_B = \text{const}$ và $q_b = q_{b\max}$.
- Về mặt lý thuyết, Q không phụ thuộc vào p , mà chỉ phụ thuộc vào lưu lượng riêng q_b và số vòng quay nên $Q = f(p)$ là đường nằm ngang. Nhưng trong thực tế
- Biểu diễn quan hệ giữa mômen M_d của động cơ và áp suất làm việc p , khi $n_d = \text{const}$

- Theo lý thuyết: $M_{đl} = KM \cdot p_{đ}$;

Khi $q_{đ} = \text{const}$ thì $M_{đl}$ là một đường thẳng. Nhưng trong thực tế, do có tổn thất cơ khí nên $M_{đ} = \eta_{ck} \cdot M_{đl}$ là một đường cong. $\Delta M_{đ}$ sẽ chỉ rõ tổn thất cơ khí. $\eta_{ck} = M_{đ} / M_{đl}$



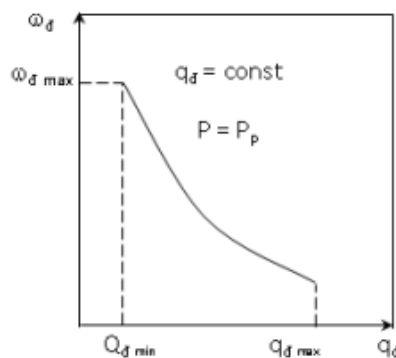
. Hình 3.2. Đặc tính tải trọng của bơm

- Trong thực tế, khi $p > p_{\min}$ nào đó thì động cơ mới bắt đầu quay, p_{\min} gọi là áp suất khởi động trục động cơ của xe máy một cách êm dịu.

3.1.3. Đặc tính điều chỉnh:

- Khi điều chỉnh chế độ làm việc của máy bằng cách điều chỉnh động cơ, người ta còn dùng đặc tính điều chỉnh của động cơ.

- Đường đặc tính này biểu diễn quan hệ giữa $\omega_{đ}$ (hay n_d) khi lưu lượng riêng $q_{đ}$ thay đổi khi $Q_d = \text{const}$ và $P = P_p$



$$Q_d = q_d n_d = \frac{q_d}{2\pi} \omega_d \Rightarrow \omega_d = \frac{2\pi}{q_d} Q_d$$

Hình 3.3. Đặc tính điều chỉnh của bơm

- Do đó đường $\omega_d = f(q_d)$ là một đường hypecbol.

Khi $q_d = q_{d \max}$ thì có ω_{\min} . Khi giảm q_d , nghĩa là giảm tải trọng bên ngoài vì áp suất công tác không đổi bằng áp suất tính toán, thì số vòng quay của động cơ sẽ tăng lên. khi $q_d = q_{d \min}$ thì $\omega_d = \omega_{d \max}$. Giá trị $q_{d \min}$ là giá trị giới hạn đảm bảo cho động cơ làm việc với số vòng quay an toàn. Đối với máy kéo, ô tô, máy xây dựng là ứng với tốc độ xe lớn nhất.

-Phạm vi điều chỉnh của động cơ xác định theo tỷ số

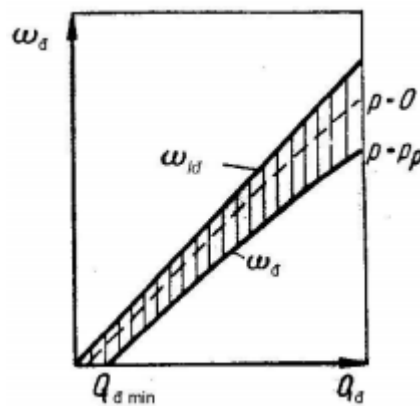
$$\varepsilon_d = \frac{q_{d \max}}{q_{d \min}}$$

$q_{d \min}$: xác định theo điều kiện hợp lý của động cơ từ đường đặc tính tải trọng và vận tốc để đảm bảo hiệu suất của động cơ tốt nhất

3.2. Đặc tính của động cơ thủy lực

3.2.1. Đặc tính vận tốc

- Biểu diễn quan hệ giữa số vòng quay của động cơ n_d và lưu lượng của động cơ Q , khi thể tích làm việc riêng $q_d = q_{d \max}$, còn áp suất ở hai chế độ: chế độ không tải $p = 0$ và chế độ $p = p_{tt}$



. Hình 3.4. Đặc tính vận tốc của động cơ

Ta biết $Q_d = q_{dnd}$ nên $n_d = Q_d / q_d$

$$\omega_l^d = \pi n_d / 30$$

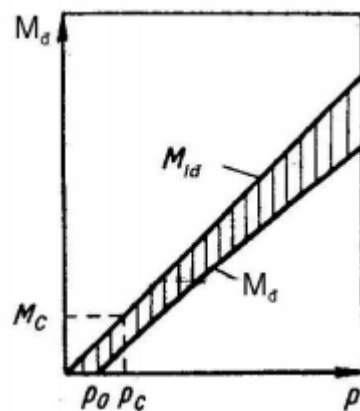
Do đó $\omega_d = f(Q_d)$ là một đường thẳng, nhưng đường vận tốc thực ω_d là một đường cong, do có tổn thất lưu lượng, đường đặc tính này đặc trưng cho sự “trượt” của động cơ. $Q_{d \min}$ là tổn thất rò rỉ ban đầu của động cơ hoặc thể tích bị nén của động cơ. Khoảng cách giữa ω_{dl} và ω_d chính là tổn thất lưu lượng. $\omega_{dl} - \omega_d$: vận tốc lý

thuyết và vận tốc thực tế của đc Khi áp suất tăng, tổn thất lưu lượng cũng tăng nên

$$\Delta\omega = (\omega_{dl} - \omega_d) \text{ cũng tăng lên}$$

3.2.2. Đặc tính tải trọng

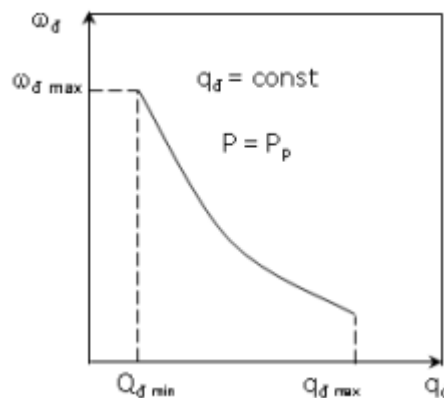
- Biểu diễn quan hệ giữa mômen M_d của động cơ và áp suất làm việc p , khi $n_d = \text{const}$ Theo lý thuyết: $M_{dl} = K_M \cdot p d^3$; trong đó: $K_M = \text{Khi } q_d = \text{const}$ thì M_{dl} là một đường thẳng. Nhưng trong thực tế, do có tổn thất cơ khí nên $M_d = \eta_{ck} \cdot M_{dl}$ là một đường cong. Δ_{M_d} sẽ chỉ rõ tổn thất cơ khí. $\eta_{ck} = M_d / M_{dl}$ Trong thực tế, khi $p > p_{min}$ nào đó thì động cơ mới bắt đầu quay, p_{min} gọi là áp suất khởi động trực động cơ của xe máy một cách êm dịu



Hình 3.5. Đặc tính tải trọng của động cơ

3.2.3. Đặc tính điều chỉnh

- Khi điều chỉnh chế độ làm việc của máy bằng cách điều chỉnh động cơ, người ta còn dùng đặc tính điều chỉnh của động cơ. Đường đặc tính này biểu diễn quan hệ giữa ω_d (hay n_d) khi lưu lượng riêng q_d thay đổi khi $Q_d = \text{const}$ và $P = P_p$



Hình 3.6. Đặc tính điều chỉnh của động cơ

$$Q_d = q_d n_d = \frac{q_d}{2\pi} \omega_d \Rightarrow \omega_d = \frac{2\pi}{q_d} Q_d$$

Do đó đường $\omega_d = f(q_d)$ là một đường hypecbol. Khi $q_d = q_d \text{ max}$ thì có ω_{min} . Khi giảm q_d , nghĩa là giảm tải trọng bên ngoài vì áp suất công tác không đổi bằng áp suất tính toán, thì số vòng quay của động cơ sẽ tăng lên. khi $q_d = q_{\text{dmin}}$ thì $\omega_d = \omega_{\text{d max}}$. Giá trị q_{dmin} là giá trị giới hạn đảm bảo cho động cơ làm việc với số vòng quay an toàn. Đối với máy kéo, ô tô, máy xây dựng là ứng với tốc độ xe lớn nhất. Phạm vi điều chỉnh của động cơ xác định theo tỷ số. q_{dmin} : xác định theo điều kiện hợp lý của động cơ từ đường đặc tính tải trọng và vận tốc để đảm bảo hiệu suất của động cơ tốt nhất.

CHƯƠNG IV

CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN VÀ CÁC PHẦN TỬ TRUNG GIAN TRONG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC THỂ TÍCH

4.1. Cơ cấu phân phối

Cơ cấu phân phối dùng để đổi nhánh dòng chảy ở các nút của lưới đường ống và phân phối chất lỏng vào các đường ống theo một qui luật nhất định. Nhờ đó có thể đảo chiều chuyển động của cơ cấu chấp hành (động cơ thủy lực) hoặc điều khiển cơ cấu chấp hành chuyển động theo một quy luật nhất định.

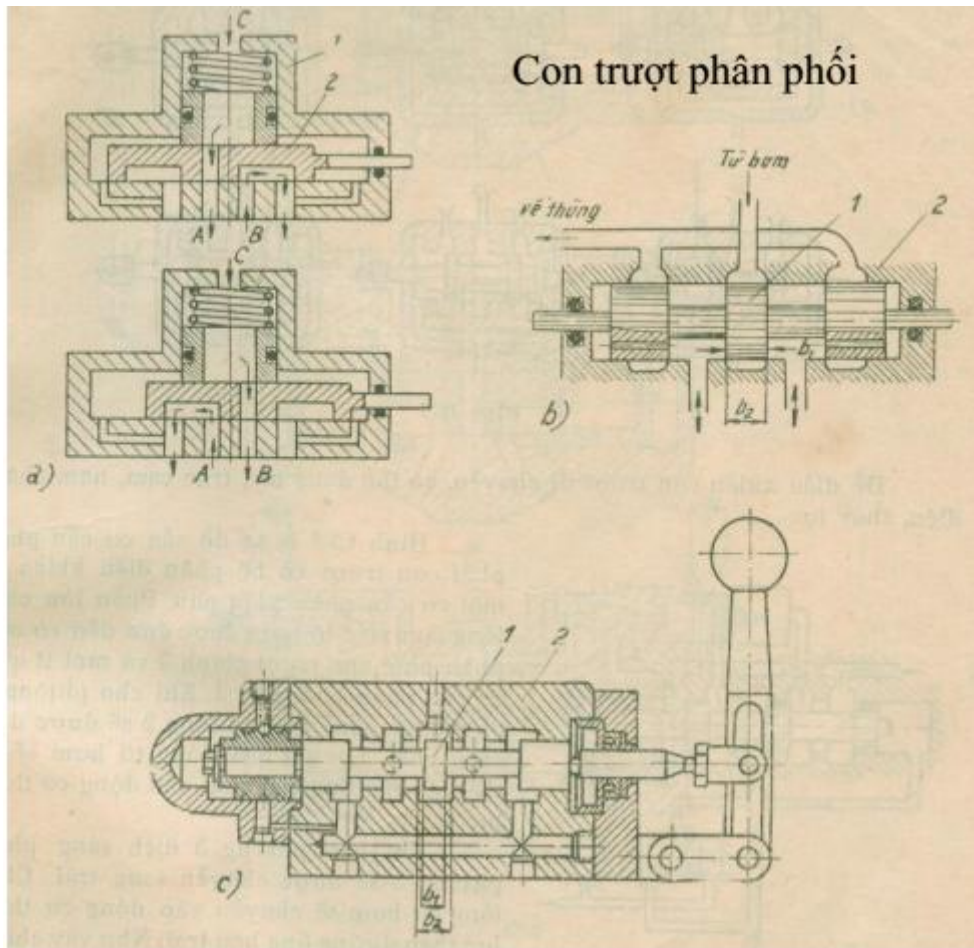
Chất lỏng từ bơm trước khi vào động cơ thủy lực thường đi qua cơ cấu phân phối để đi vào các nhánh khác nhau của lưới ống. Cơ cấu phân phối có 2 bộ phận chính là vỏ và bộ phận đổi nhánh. ở vỏ có khoét các cửa lưu thông nối với lưới đường ống của hệ thống. Bộ phận đổi nhánh di chuyển trong vỏ để phân phối chất lỏng vào các cửa lưu thông, bộ phận đổi nhánh có thể là piston bậc, ngăn kéo, núm xoay...Ta có các loại cơ cấu phân phối kiểu con trượt phân phối, khoá phân phối và van phân phối.

4.1.1 Con trượt phân phối

Bộ phận đổi nhánh là con trượt có thể là piston bậc hoặc ngăn kéo (tiroi), thường dùng nhất là loại piston bậc.

Nguyên lý làm việc: di chuyển con trượt để đóng, mở đường dầu. Dựa vào số vị trí và số cửa để phân biệt các loại con trượt phân phối:

- Số vị trí: là chỗ định vị con trượt của van, thường có 2,3 vị trí.
- Số cửa (đường dẫn): là số lỗ dẫn dầu vào ra, thường là 2,3,5



Hình 4.1. Cơ cấu phân phối

Hình 4.1 (con trượt ngăn kéo phân phối) Bộ phận chính là vỏ 1, các cửa lưu thông A, B được nối với động cơ thủy lực, ngăn kéo 2 có cần điều khiển (bằng tay hoặc trục cam) Khi đẩy ngăn kéo 2 sang phải, chất lỏng từ bơm qua cửa C sẽ được chuyển đến động cơ thủy lực theo cửa B

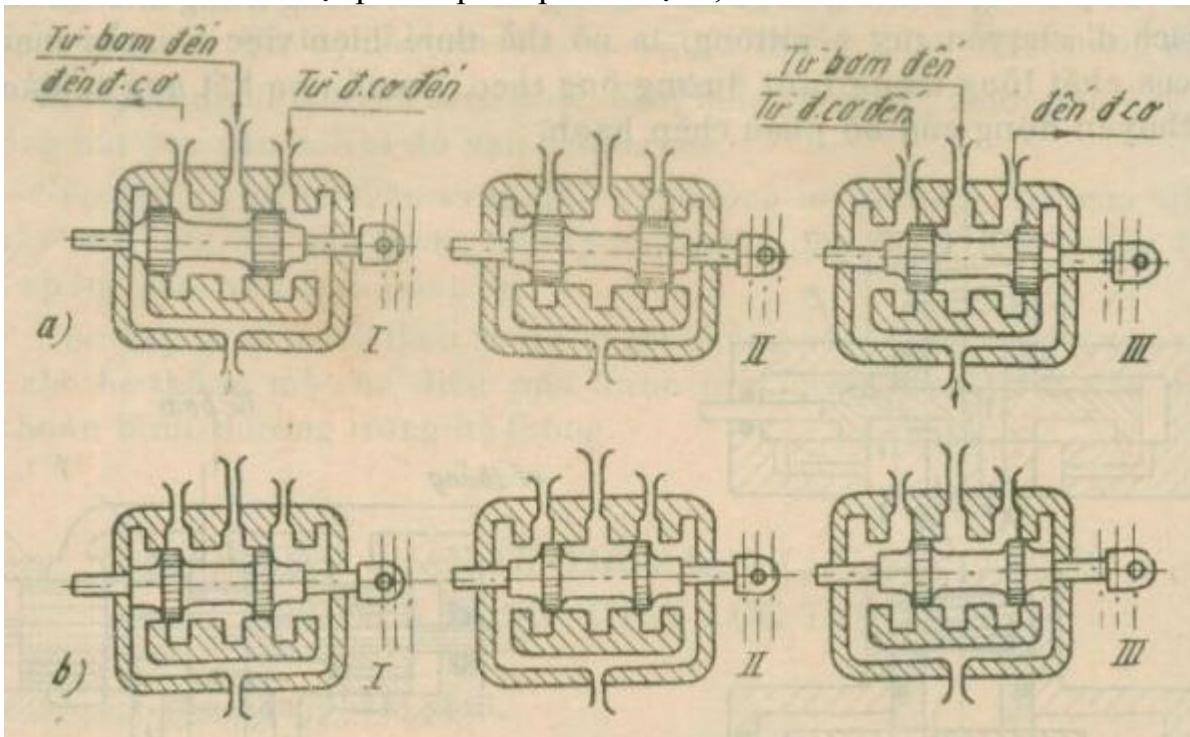
Hình 4.1 b,c (con trượt phân phối piston) gồm piston bậc di chuyển trong vỏ (xilanh 2), vỏ có các lỗ thông với lưới ống của hệ thống để chất lỏng lưu thông. Khi piston chuyển động trong xi lanh, các bậc của piston sẽ đóng, mở các cửa lưu thông. Như vậy bằng cách điều khiển piston ta có thể chuyển mạch lưu thông của chất lỏng theo ý muốn hoặc đảo chiều bộ phân chấp hành.

Gọi b_1 là bề rộng của bậc piston và b_2 là bề rộng rãnh trong xilanh, ta có 2 trường hợp:

$b_1 > b_2$: cơ cấu phân phối con trượt có độ đóng dương: ít rò rỉ, làm việc ổn định nhưng kém nhạy

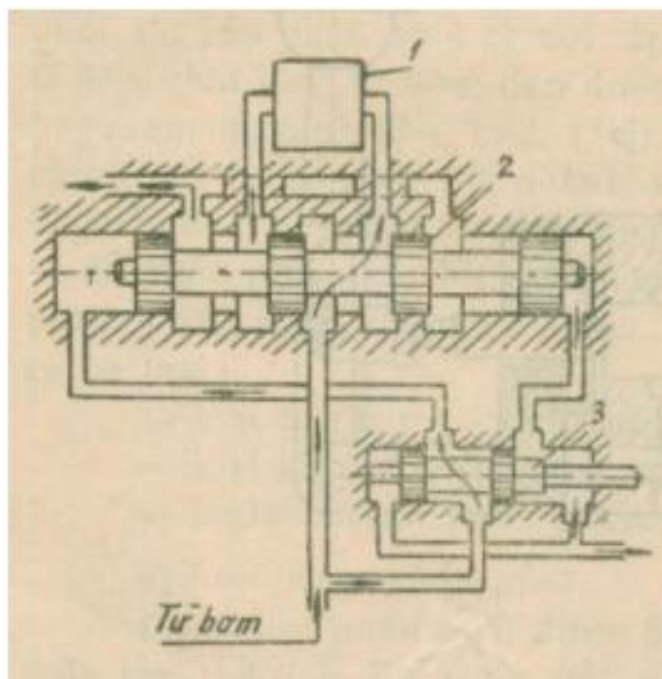
$b_1 > b_2$: cơ cấu phân phối con trượt có độ đóng âm: rò rỉ nhiều, làm việc không ổn định nhưng độ nhạy cao.

Hình 4.2 con trượt piston phân phối 3 vị trí, bốn cửa



Hình 4.2 Con trượt piston phân phối 3 vị trí, bốn cửa

Hình 4.3. con trượt piston phân phối tùy động 2 vị trí, bốn cửa, có bộ phận điều khiển là 1 cơ cấu phân phối phụ. một lượng chất lỏng làm việc từ bơm sẽ đi qua cơ cấu phân phối phụ để làm nhiệm vụ điều khiển.



Hình 4.3. Con trượt piston phân phối tùy động

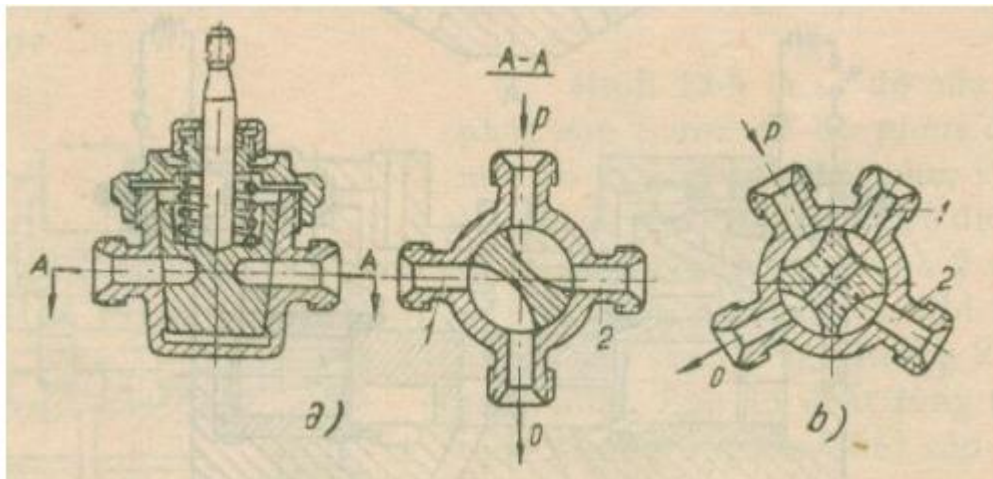
Khi piston của cơ cấu phân phối phụ di chuyển sang trái, chất lỏng từ cơ cấu phân phối phụ đi vào buồng bên trái của xilanh chính, đẩy piston 2 đi về phía phải. Chất lỏng từ bơm sẽ đi theo đường ống bên phải vào động cơ thủy lực.

Khi piston của cơ cấu phân phối phụ di chuyển sang phải, chất lỏng từ cơ cấu phân phối phụ đi vào buồng bên phải của xilanh chính, đẩy piston 2 đi về phía trái. Chất lỏng từ bơm sẽ đi theo đường ống bên trái vào động cơ thủy lực làm thay đổi chiều của động cơ thủy lực.

Ưu : điều khiển nhẹ nhàng những phụ tải rất lớn của động cơ thủy lực vì cơ cấu phân phối phụ chỉ làm nhiệm vụ điều khiển piston của cơ cấu phân phối chính chứ không điều khiển trực tiếp động cơ thủy lực có phụ tải lớn.

4.1.2. Khoá phân phối

Bao gồm vỏ cố định và nút xoay có lắp bộ phận điều khiển



Hình 4.4. Khoá phân phối

Nút xoay hình nón: đảm bảo đóng khít, để khắc phục lực dọc trục người ta sử dụng lò xo để nút ép khít vào vỏ. áp lực chất lỏng càng lớn thì lò xo càng phải cứng do đó lực điều khiển tăng.

Nút hình trụ: điều khiển nhẹ nhàng, để hạn chế rò rỉ do nút lệch về 1 bên người ta khoan các lỗ thông hướng kính trong thân nút làm cho các khoang áp suất lớn đối diện nhau, áp lực tác dụng lên nút cân bằng hơn.

4.1.3. Van phân phối

Van phân phối (van đảo chiều) được phân biệt theo chức năng là van phân phối không tiết lưu và van phân phối tiết lưu. Loại thứ nhất chỉ dùng để điều khiển

khởi hành, dừng lại và điều khiển đảo chiều dòng dầu, còn loại thứ hai có thêm các phương án khuếch đại lưu lượng. Chúng cho phép thay đổi vô cấp số lượng bất kỳ các vị trí trung gian giữa hai vị trí đầu và cuối của hành trình.

Các dạng cấu trúc cơ bản của van phân phối

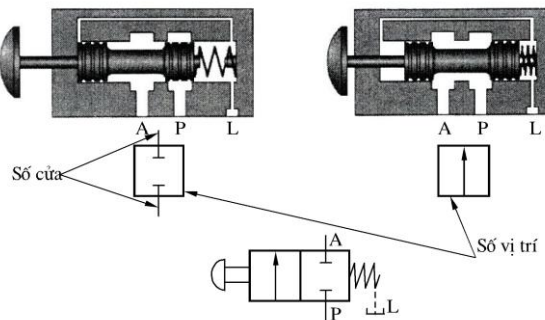
- Số cửa: là số lỗ dẫn dầu vào hay ra
- Số vị trí: là số định vị trạng thái làm việc con trượt của van.

Tên van: số cửa/số vị trí

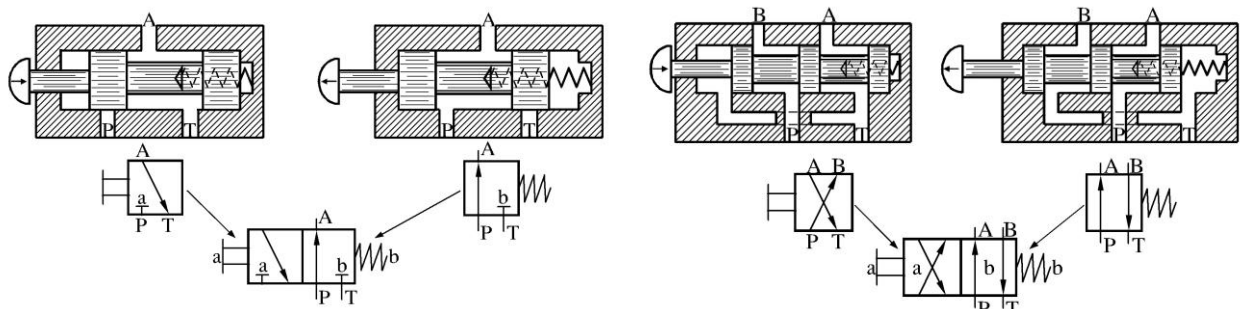
Ký hiệu trên sơ đồ: cửa ký hiệu bằng chữ T, mỗi vị trí là một ô vuông, ở bên cạnh ô vuông có ký hiệu phương tiện điều khiển.

Cửa nối van được ký hiệu

	ISO 5599	ISO 1229
Cửa nối với nguồn	1	P
Cửa ra nơi làm việc	2,4,6	A, B,C
Cửa về bể	3,5,7	R,S,T
Cửa nối tín hiệu điều khiển	12,14	X,Y

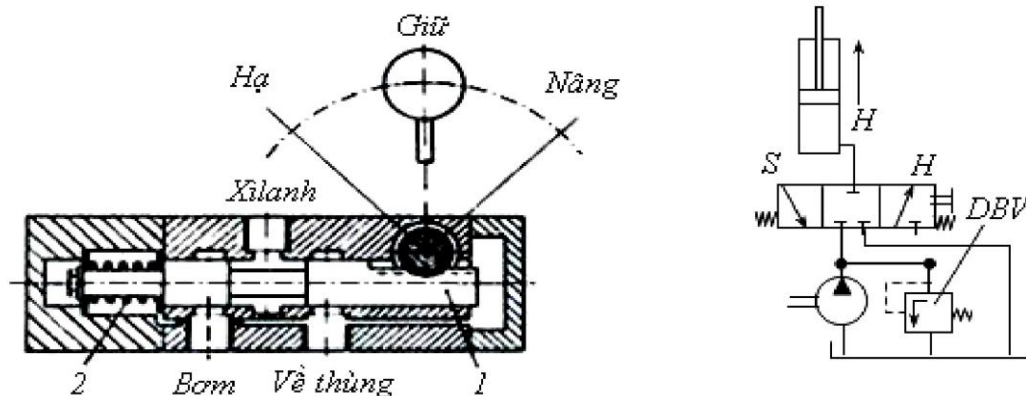


Van 2/2



Van 3/2

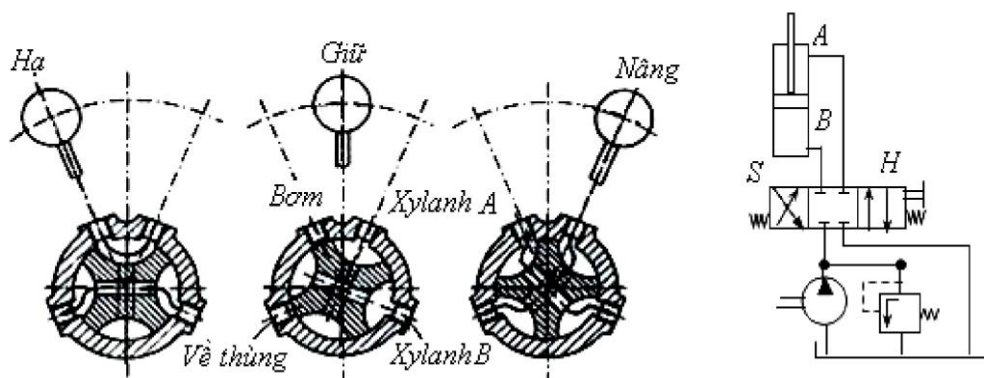
Van 4/2



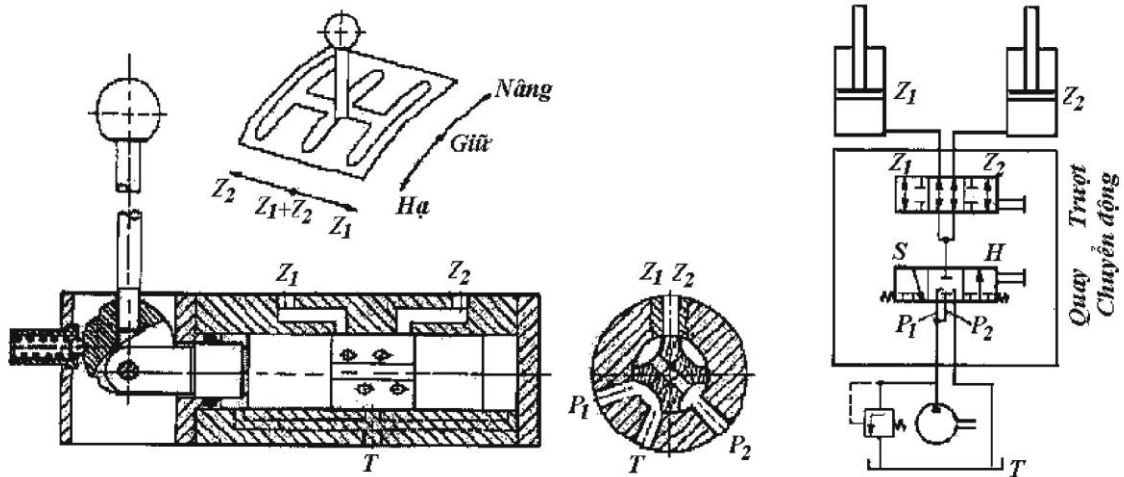
Hình 4.5. Van phân phối con trượt 3/3 tác động bằng tay có lò xo trả về:

1- Con trượt; 2- Lò xo.

Trên hình 4.5 giới thiệu van phân phối con trượt dọc (ngăn kéo) ở vị trí tĩnh. Dầu nối từ bơm và dầu nối về thùng bị chặn lại, do đó dòng dầu cung cấp từ bơm được chảy về thùng qua van giới hạn áp suất và con trượt van đứng yên. Nếu đẩy tay điều khiển đến vị trí nâng thì con trượt 1 sẽ được đẩy sang trái. Nhờ đó, dầu nối từ bơm thông với dầu nối đến xylanh và dầu từ bơm được dẫn đến xylanh, đẩy pittông làm nâng thiết bị. Tại vị trí hạ, con trượt được đẩy về phía phải và pittông trong xylanh dưới tác động của lực ngoài, thường là trọng lực của thiết bị cần nâng, từ từ hạ xuống. Lưu lượng dầu cuốn qua ống nối chảy về thùng. Khi để tay điều khiển tự do, con trượt van sẽ chuyển động về vị trí giữ ban đầu nhờ lực lò xo 2. Cần chú ý là chỉ được sử dụng lò xo nén để dẫn con trượt từ hai vị trí cuối trở về vị trí tĩnh. Theo cấu tạo có thể phân loại van phân phối thành van con trượt (trượt dọc và quay) và van đế tựa.

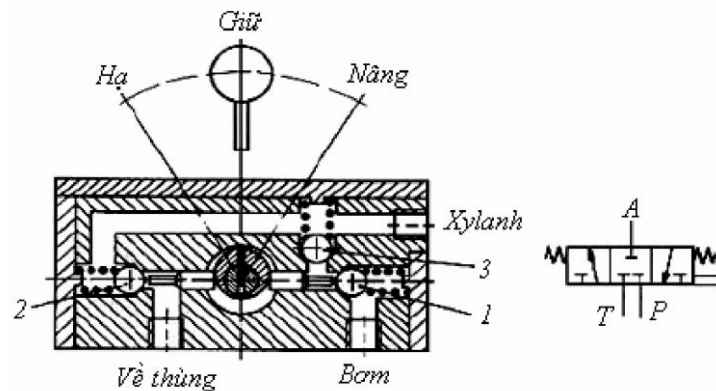


Hình 4.6. Van phân phối con trượt quay 4/3 tác động bằng tay



Hình 4.7. Liên hợp van con trượt dọc và con trượt quay tác động bằng tay

Nhờ van con trượt quay biểu diễn trên hình 4.7 có thể lựa chọn dòng dầu cung cấp từ bơm nối với đầu nối xylanh A hoặc B. Các đầu nối không nối thông với đầu nối từ bơm được tự động nối với đầu nối trả về thùng, do đó dầu cuộn từ xylanh có thể chảy về thùng qua một lỗ khoan trong con trượt. Liên hợp giữa trượt dọc và trượt quay cũng thường được ứng dụng trong van phân phối, thí dụ để có thể nâng hạ lựa chọn xylanh 1 hoặc xylanh 2 hay cùng nâng hạ cả hai xylanh 1 và 2 (hình 2.30).



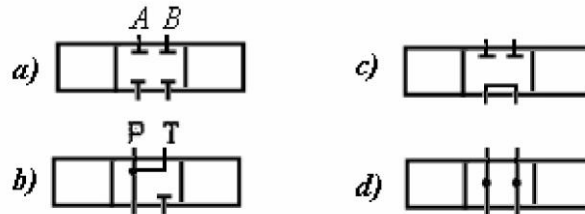
Hình 4.8. Van để tựa phân phối 3/3 tác động va đập lệch tâm

Trên hình 4.8 giới thiệu một van để tựa để chặn lưu lượng nhờ các viên bi (hoặc đế côn). Các bi chặn chịu tác động của lực lò xo và áp suất dầu. Nếu muốn dẫn dầu đến xylanh (vị trí nâng) thì van chặn trả về 1 sẽ được mở nhờ xoay trục lệch tâm tác động vào chốt đẩy ngược chiều với lực lò xo. Khi hạ xylanh dầu chỉ có thể chảy qua van chặn trả về 2 đang mở để trở về thùng vì van chặn trả về 3 đã được đóng do lực lò xo và áp suất dầu. Do có nhiều ưu điểm nên van phân phối con trượt dọc được ưu tiên sử dụng hơn van để tựa. Chúng có cấu tạo đơn giản, cho phép lưu lượng lớn hơn và con trượt có thể không chịu tải trọng thủy tĩnh.

Nhược điểm là cần phải tính đến dòng dầu lọt qua khe hở giữa pittông và vỏ cũng như khả năng bị kẹt con trượt do dầu nhiễm bẩn. Các van để tựa cho khả năng đóng kín hoàn toàn kể cả khi áp suất cao. Tuy nhiên có thể xảy ra dao động bi hoặc để tựa, là nguyên nhân của hao tổn lọt dòng và nhiễu hoạt động. Ngoài ra chúng chỉ phù hợp với hệ thống có lưu lượng nhỏ.

+Cấu tạo chi tiết của van con trượt dọc

Ngoài cách phân biệt van con trượt theo tác động và số đầu nối, van con trượt dọc còn được phân biệt theo loại dòng dầu ở vị trí tĩnh. Vị trí tĩnh là vị trí mà con trượt van ở trạng thái không có tác động của lực ngoài. Hình 2.32 giới thiệu 4 vị trí được sử dụng. Vị trí chảy vòng được sử dụng đưa lưu lượng dầu tại vị trí tĩnh về thùng mà không có hao tổn dòng chảy lớn. Nhờ có vị trí bơi, các máy công tác, đang treo trên cần pittông có thể chuyển động tự do theo lực ngoài không phụ thuộc vào hệ thống thủy lực.

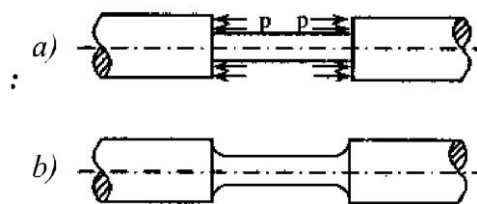


Hình 4.9. Phân loại van phân phối theo vị trí tĩnh:

a) Vị trí chặn; b) Vị trí lưu thông;

Lực tác động là một tiêu chuẩn quan trọng đối với hoạt động thực tế của van con trượt. Cần chú ý đến các lực tĩnh (trong thực tế có thể cân bằng được) và cả các lực động lực học xuất hiện trong khi hoạt động. Các lực tác động động lực học xuất hiện do áp suất tia hoặc giảm thiểu cục bộ áp suất tĩnh tại các vùng có vận tốc dòng dầu cao. Chúng rất khó cân bằng so với các lực tĩnh. Chỉ có kết cấu hợp lý về kỹ thuật dòng chảy của vỏ và con trượt (hình 4.9) mới có thể cân bằng được các lực này.

+Chặn kín trên van con trượt

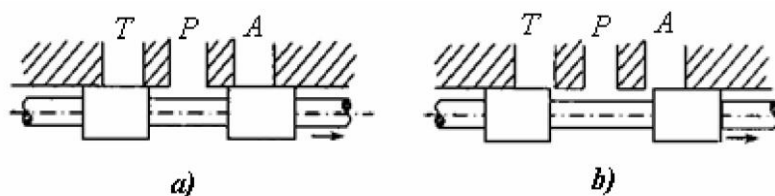


Hình 4.10. Kết cấu van con trượt:

a) Cân bằng lực tĩnh; b) Dạng thuận lợi động lực học.

Việc lựa chọn phương thức chặn kín trên van con trượt là rất quan trọng. Trong vị trí tĩnh của một van con trượt dọc, pittông con trượt chặn kín chính xác các rãnh điều khiển trên vỏ. Con trượt van được chế tạo theo nhiều phương thức khác nhau để nối thông giữa đầu nối từ bơm với đầu nối về thùng tại các vị trí tác động (hình 4.10).

Nếu đẩy con trượt để mở đường về thùng T trước, sau đó mở cửa A thì các cửa từ bơm P, đến phụ tải A và về thùng T được tách nhau trong khoảng thời gian ngắn, người ta gọi đó là chặn dương. Nếu ngược lại, trước hết nối thông bơm với phụ tải sau đó chặn đường về thùng, thì đó là van chặn âm. Trên các van chặn âm, cửa từ bơm P, đến phụ tải A và về thùng T được nối thông với nhau trong khoảng thời gian ngắn, điều này dẫn đến hao tổn lọt dòng, tuy nhiên lại có thể giảm được đỉnh áp suất. Ngược lại, tại các van chặn dương lại có thể xuất hiện đỉnh xung áp suất và nhiễu mạch, tuy có hao tổn lọt dòng nhỏ và tránh được hiện tượng tự hạ của phụ tải xuất hiện khi giảm áp suất. Đỉnh xung áp suất và nhiễu mạch thủy lực khi đóng ngắt có thể giảm bớt bằng cách bố trí các rãnh cắt trên pittông con trượt, nhờ đó con trượt đóng ngắt mềm mại hơn.



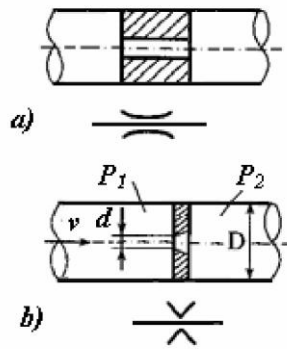
Hình 4.11 Các phương thức chặn rãnh điều khiển trên van con trượt

4.2. Cơ cấu tiết lưu

Nếu xy lanh thủy lực hoặc mô tơ thủy lực hoạt động cùng với bơm có thể tích làm việc không đổi cần có vận tốc pittông xác định, hoặc tần số quay xác định có thể điều khiển lưu lượng vào nhờ một van dòng. Thông thường đây là giải pháp đơn giản cho một hệ thống thủy lực so với việc sử dụng bơm điều khiển được thể tích làm việc.

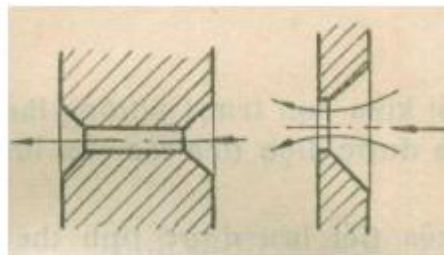
+ Van tiết lưu không đổi

Van tiết lưu được chế tạo theo 2 loại: Van tiết lưu không đổi và van tiết lưu điều khiển được. Cấu trúc đơn giản nhất của van tiết lưu không đổi là lỗ tiết lưu hay còn gọi là tiết lưu chảy tầng và tấm chắn (hình 4.12).



Hình 4.12. Tiết lưu tầm chắn không đổi:

a) Lỗ tiết lưu; b) Tầm chắn



Hình 4.13. Lỗ tiết lưu

Lỗ tiết lưu phụ thuộc nhiều vào độ nhớt. Tầm chắn phụ thuộc ít vào độ nhớt do có mặt cắt ngang hẹp hơn và có tính chất chảy rối.

b) Tiết lưu điều chỉnh được: (tiết lưu)

Khi điều chỉnh sức cản của tiết lưu, lưu lượng của dòng qua tiết lưu sẽ thay đổi, nghĩa là vận tốc cơ cấu chấp hành sẽ thay đổi. Có thể điều chỉnh tiết lưu bằng cách thay đổi tiết diện lưu thông của chất lỏng hoặc thay đổi chiều dài đường dẫn chất lỏng của nó.

Tiết lưu có thể đặt ở đường vào hoặc đường ra của cơ cấu chấp hành, *thường đặt ở đường ra, khi đó tiết lưu đóng luôn vai trò 1 van giảm áp.*

Gọi

F : tiết diện của piston của xilanh lực (cơ cấu chấp hành)

v : vận tốc của piston của xilanh lực

Lưu lượng qua cơ cấu là : $Q_2 = F \cdot v$

Gọi A_x là tiết diện chảy qua tiết lưu và $\Delta p = p_2 - p_3$ là hiệu áp khi chất lỏng qua tiết lưu. Theo Torricelli ta có công thức tính Q_2

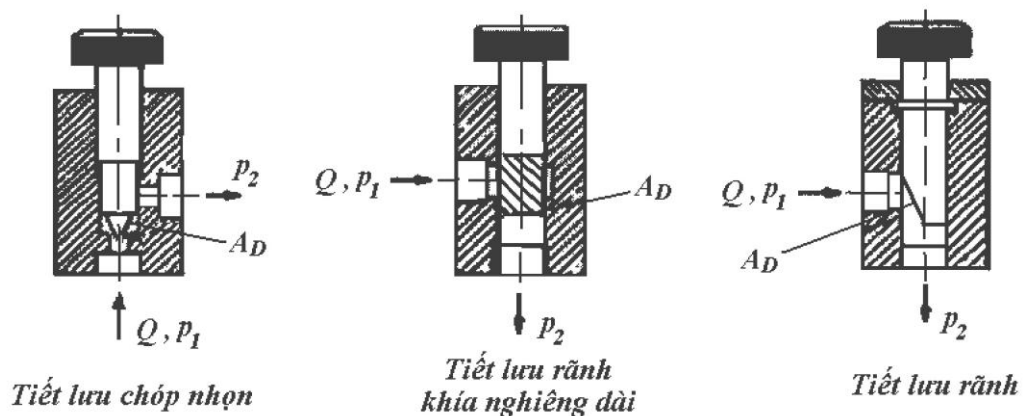
$$Q_2 = \mu \cdot A_x \sqrt{2g \frac{(p_2 - p_3)}{\gamma}} = C \cdot \mu \cdot A_x \sqrt{p_2 - p_3}$$

$$v = \frac{C \cdot \mu \cdot A_x \sqrt{p_2 - p_3}}{F} = \frac{C \cdot \mu \cdot A_x \sqrt{\Delta p}}{F}$$

Vận tốc cơ cấu chấp hành được điều chỉnh nhờ A_x và hiệu áp Δp . hai trị số này thay đổi được với loại tiết lưu điều chỉnh được (vít điều chỉnh lò xo).

Khi đảm bảo được $\Delta p = \text{const}$ khi áp suất làm việc của cơ cấu thay đổi và cho A_x không đổi thì ta đảm bảo được lưu lượng không đổi nghĩa là vận tốc cơ cấu chấp hành không đổi, điều này sẽ nghiên cứu trong bộ ổn định tốc độ.

Có các loại tiết lưu sau:



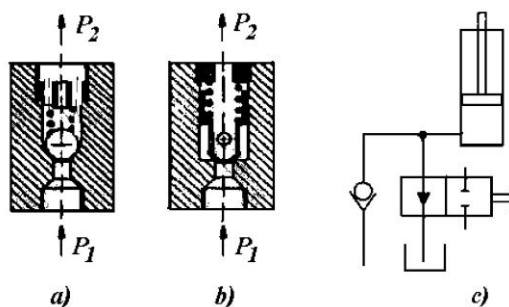
Hình 4.14. Các loại van tiết lưu

4.3. Các van thủy lực

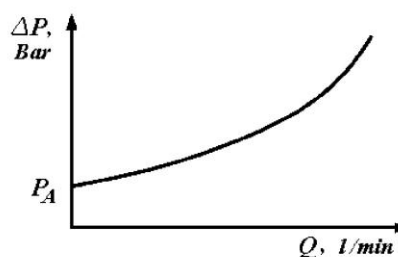
Để điều khiển hoặc điều chỉnh năng lượng cũng như công suất, trên các hệ thống thủy lực sử dụng rất nhiều các van khác nhau.

4.3.1. Van chặn (van một chiều)

Van chặn có tác dụng chặn dòng dầu theo một hướng và cho lưu thông dòng dầu theo hướng ngược lại. Các phần tử chặn được sử dụng là bi cầu hoặc đầu côn để tạo thành van để tựa. Hình 4.15 giới thiệu hai van chặn dòng đơn giản tác động lò xo. Tương ứng với sức căng lò xo, đặc tính dòng chảy không bắt đầu từ điểm có hao tổn áp suất bằng không, mà tại một điểm có áp suất ban đầu xác định p_A , nằm trong khoảng 0,5÷4 bar (hình 4.16).



Hình 4.15 Van chặn dòng đơn



Hình 4.16 Đặc tính của van chặn

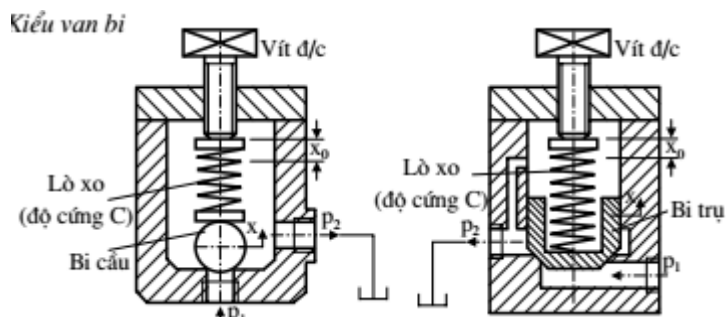
4.3.2. Van an toàn

Van an toàn có nhiệm vụ bảo vệ hệ thống thủy lực khỏi bị quá tải, khi $p_{lv} < [p]$ van an toàn sẽ mở để đưa bớt chất lỏng về bể dầu, do đó chất lỏng trong hệ thống sẽ được giảm áp suất. Khi áp suất trong hệ thống giảm lại dưới $[p]$, van đóng lại và phục hồi áp suất ban đầu. Van an toàn chỉ mở để dẫn dầu khi hệ thống bị quá tải.

Có nhiều loại:

- +/ Kiểu van bi (trụ, cầu)
- +/ Kiểu con trợt (pittông)

a. Kiểu van bi



Hình 4.17 Kiểu van bi

Giải thích: khi áp suất p_1 do bơm dầu tạo nên vượt quá mức điều chỉnh, nó sẽ thắng

lực lò xo, van mở cửa và đưa dầu về bể. Để điều chỉnh áp suất cần thiết nhờ vít

điều chỉnh ở phía trên.

Ta có: $p_1 \cdot A = C \cdot (x + x_0)$ (bỏ qua ma sát, lực quán tính, $p_2 \approx 0$)

Trong đó

x_0 - biến dạng của lò xo tạo lực căng ban đầu;

C - độ cứng lò xo;

$F_0 = C \cdot x_0$ - lực căng ban đầu;

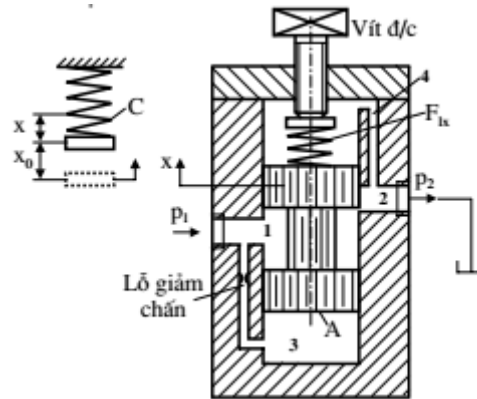
x - biến dạng lò xo khi làm việc (khi có dầu tràn);

p_1 - áp suất làm việc của hệ thống;

A - diện tích tác động của bi.

Kiểu van bi có kết cấu đơn giản nhưng có nhược điểm: không dùng được ở áp suất cao, làm việc ồn ào. Khi lò xo hỏng, dầu lập tức chảy về bể làm cho áp suất trong Hệ thống giảm đột ngột.

b. Kiểu van con trợt



Hình 4.18 Kiểu van con trợt

Giải thích: Dầu vào cửa 1, qua lỗ giảm chấn và vào buồng 3. Nếu nh- lực do áp suất dầu tạo nên là F lớn hơn lực điều chỉnh của lò xo F_{lx} và trọng l- ọng G của pittông, thì pittông sẽ dịch chuyển lên trên, dầu sẽ qua cửa 2 về bể. Lỗ 4 dùng để tháo dầu rò ở buồng trên ra ngoài.

Ta có: $p_1 \cdot A = F_{lx}$ (bỏ qua ma sát và trọng l- ọng của pittông)

$$F_{lx} = C \cdot x_0$$

Khi p_1 tăng $\Rightarrow F = p_1 \cdot A > F_{lx} \Rightarrow$ pittông đi lên với dịch chuyển x .

$$\Rightarrow p_1 \cdot A = C \cdot (x + x_0)$$

Nghĩa là: $p_1 \uparrow \Rightarrow$ pittông đi lên một đoạn $x \Rightarrow$ dầu ra cửa 2 nhiều $\Rightarrow p_1 \downarrow$ để ổn định.

Vì tiết diện A không thay đổi, nên áp suất cần điều chỉnh p_1 chỉ phụ thuộc vào F_{lx} của lò xo. Loại van này có độ giảm chấn cao hơn loại van bi, nên nó làm việc êm hơn. Nh- ược điểm của nó là trong tr- ờng hợp l- u l- ọng lớn với áp suất cao, lò xo phải có kích th- ớc lớn, do đó làm tăng kích th- ớc chung của van

Kết luận:

- Van an toàn có tác dụng bảo vệ hệ thống khỏi bị quá tải. Trong thực tế người ta cho van làm việc như 1 van tràn bằng cách điều chỉnh ứng lực lò xo để bi

luôn mở tức là luôn có chất lỏng thoát ra cửa b. Như vậy nhờ hoạt động của van, áp suất trong hệ thống luôn được giữ ở giá trị không đổi.

- Áp suất cửa vào có tác dụng điều chỉnh van.

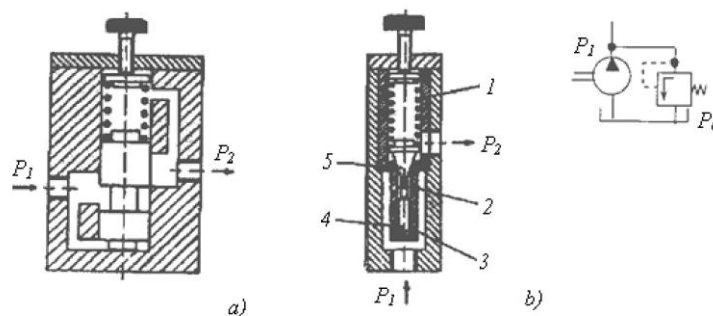
-- Với loại van vi sai và van tác dụng tùy động thì van bị đóng vai trò cơ cấu phụ gây tác dụng lên piston

4.3.3. Van áp suất

Như đã biết, công suất thủy lực $P = p.Q$ có thể thay đổi được nhờ thay đổi lưu lượng Q hoặc thay đổi áp suất p . Để điều khiển lưu lượng có thể dùng van phân phối, để điều khiển áp suất có thể dùng van áp suất. Trong thực tế có rất nhiều loại van áp suất có chức năng khác nhau: van giới hạn áp suất, van giảm áp, van cản ...

Van giới hạn áp suất thường dùng làm van an toàn, giữ cho áp suất hoạt động của thiết bị thủy lực được giới hạn bởi một giá trị điều chỉnh được cho trước, để ngăn ngừa hỏng hóc tại các phần tử của thiết bị như đường ống, ống mềm, các đầu nối v.v. Điều kiện sau đây cần được thỏa mãn: $p_1 < p_{1max}$. Van giới hạn áp suất có thể là van điều khiển trực tiếp hoặc van điều khiển trước.

Trên hình 4.17 giới thiệu hai van áp suất điều khiển trực tiếp. Van trên hình 2.37 a có phần tử đóng kín là con trượt. Khi áp suất hệ thống p_1 tác động lên con trượt một lực ngược chiều và lớn hơn lực lò xo thì pittông con trượt dịch chuyển lên trên và lưu thông dòng dầu từ p_1 đến p_2 . Van để tựa côn cũng hoạt động tương tự như vậy (hình 4.17 b). Khi tăng sức căng lò xo 1, áp suất p_1 tác động qua lỗ khoan 2 và rãnh 3 đến diện tích điều khiển của chốt giảm chấn 4 nâng đế côn tựa 5. Dầu thủy lực sẽ chảy qua lỗ khoan 2 về cửa P_2 .

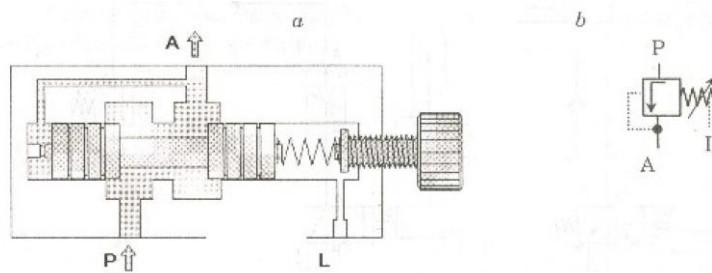


Hình 4.19. Van giới hạn áp suất điều khiển trực tiếp:

- a) Van giới hạn dạng con trượt; b) Dạng đế tựa côn; 1-Lò xo; 2-Lỗ khoan;
3-Rãnh điều khiển; 4-Giảm chấn; 5-Đế tựa côn

Van giảm áp được sử dụng khi cần cung cấp chất lỏng từ nguồn (bơm) cho một số cơ cấu chấp hành có những yêu cầu khác nhau về áp suất. Trong trường hợp này người ta phải chọn bơm làm việc với áp suất lớn nhất và dùng van giảm áp đặt trước cơ cấu chấp hành để giảm áp suất đến một giá trị cần thiết. Nguyên lý hoạt động và cấu tạo của van giảm áp như sau:

- Van giảm áp điều khiển trực tiếp: Nguyên tắc làm việc của van giảm áp dựa trên sự cân bằng tác dụng của các lực ngược chiều nhau trên nút van: lực tạo thành bởi kết cấu van-lò so và áp suất chất lỏng tại cửa ra A.

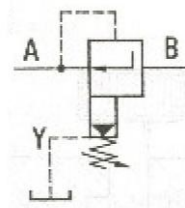
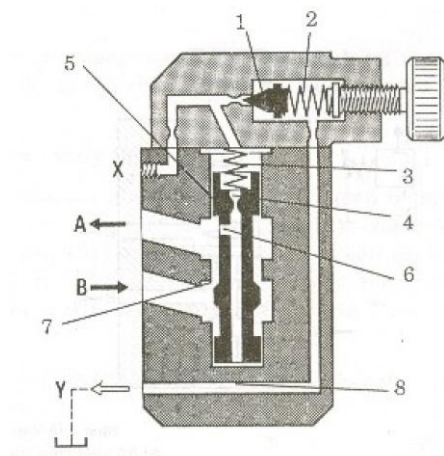


Hình 4.20. Van giảm áp điều khiển trực tiếp

- Van giảm áp điều khiển gián tiếp:

Dòng thủy lực sẽ chảy từ B qua A qua rãnh 7, khi áp suất được điều chỉnh giảm theo yêu cầu, khi đó nút côn 1 sẽ đóng lại. Khi áp suất ở cửa A tăng lên tạo chênh lệch áp ở vòi phun 4 nút côn 1 sẽ mở ra, con trượt 5 sẽ dịch chuyển đi lên như vậy khe hở 7 nhỏ lại, áp suất ở cửa A sẽ giảm xuống và giữ mức ổn định.

Áp suất ở cửa A có giá trị: $p_A = p_B - \Delta p$



1. Nút côn
2. Lò so của van phụ trợ
3. Lò so van chính
4. Vòi phun
5. Con trượt van chính
6. cửa nối phía giảm áp
7. khe hở giảm áp
8. cửa xả

Hình 4.21. Van giảm áp điều khiển gián tiếp

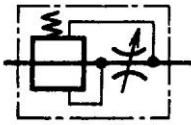

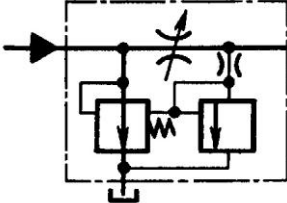








Trong đó Δp – tổn thất áp suất từ B sang A

So với van giảm áp điều khiển trực tiếp van giảm áp điều khiển gián tiếp có kích thước nhỏ gọn hơn.

4.4. Ký hiệu của các phần tử thủy lực:

Tên gọi	Ký hiệu quy ước	Tên gọi	Ký hiệu quy ước
Bình dưới áp lực khí quyển		Miệng rớt, phễu ống nối nạp	
Có áp lực cao hơn áp lực khí quyển		Hệ thống ống dẫn :hút, áp lực xả	
Thấp hơn áp lực khí quyển (chân không)		Điều khiển	
Thùng tích trữ khí nén		Tiêu nước	
Bình tích năng kiểu nén khí		Chỗ nối của ống dẫn	
Bình tích năng kiểu lò xo		Đường ống ngang qua	
Khí nén thủy lực		Dẫn chất lỏng có áp lực	
Bộ lọc chất lỏng hoặc không khí		Xả chất lỏng khỏi hệ thống thủy lực	
Bộ làm mát chất lỏng hoặc không khí		Xả không khí khỏi hệ thống thủy lực	

Tên gọi	Ký hiệu quy ước	Tên gọi	Ký hiệu quy ước
Van tiết lưu (lực cản cục bộ trên đường)		- có sự điều chỉnh gián tiếp	
Nối khớp ống dẫn một đường		- có đường dẫn phụ thuộc áp lực đường thủy lực riêng biệt	
Nối khớp ống dẫn ba đường			
Khớp tháo nhanh không có van một chiều		Van áp lực (van giữ độ chênh lệch áp lực (p1-p2) ổn định)	
Khớp tháo nhanh có van một chiều		Van giảm áp (giữ cho áp suất ở cửa ra p2 không phụ thuộc vào áp suất đầu vào p1)	
Cơ cấu điều chỉnh thường đóng		khi áp lực đi ra p2 phụ thuộc:	
Cơ cấu điều chỉnh thường mở van an toàn (van hạn chế áp lực lớn nhất)		- vào lực lò xo	
Van an toàn (giới hạn áp suất cực đại)		- vào áp lực điều khiển p3	
- Có sự điều chỉnh riêng tác dụng trực tiếp		Bộ điều chỉnh dòng chảy	
		Van tiết lưu	

Tên gọi	Ký hiệu quy ước	Tên gọi	Ký hiệu quy ước
Van tiết lưu có van áp lực điều khiển tự động		Bơm thủy lực điều chỉnh có chiều dòng chảy không đổi	
Có van an toàn		Bơm thủy lực điều chỉnh được có chiều dòng chảy đổi chiều	
Van một chiều		Mô tơ thủy lực không điều chỉnh được có chiều dòng chảy không đổi	
Bơm thủy lực không điều chỉnh được có chiều dòng chảy không đổi		Mô tơ thủy lực không điều chỉnh được có chiều dòng chảy đổi chiều	
Bơm thủy lực không điều chỉnh được có chiều dòng chảy đổi chiều		Mô tơ thủy lực điều chỉnh có chiều dòng chảy không đổi	
		Mô tơ thủy lực điều chỉnh được có chiều dòng chảy đổi chiều	

CHƯƠNG V

TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC THỂ TÍCH

5.1. Khái quát chung

Khác với truyền động thủy động, truyền động thể tích dựa vào tính không nén (khó nén) của dòng chất lỏng (dầu cao áp) để truyền áp năng, do đó có thể truyền được xa mà ít tổn thất năng lượng.

Truyền động thể tích có 3 yếu tố: 1- Bơm cung cấp dầu áp suất lớn; 2- Động cơ thủy lực kiểu thể tích; 3- Bộ phận biến đổi và điều chỉnh (thiết bị điều khiển, đường ống, các thiết bị phụ)

Trong đó 1 và 2 là cơ cấu biến đổi năng lượng.

Dựa vào dạng chuyển động của động cơ thủy lực (bộ phận chấp hành), ta có thể có truyền động thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến, chuyển động quay hoặc chuyển động tùy động, đó là những chuyển động trong các máy công cụ, hệ thống lái máy bay, hệ thống phanh hay nâng ben ô tô, hệ thống tự động...

Ưu điểm :

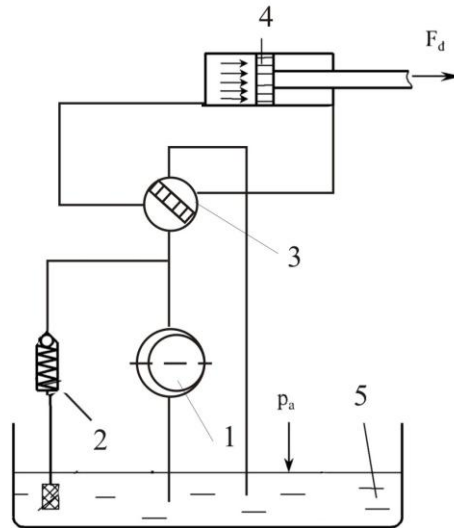
- Trọng lượng trên 1 đơn vị công suất nhỏ.
- Hiệu suất cao.
- Đảo chiều đơn giản, điều chỉnh vô cấp vận tốc bộ phận chấp hành.
- Chuyển động êm.
- Độ nhạy và độ chính xác cao, điều khiển nhẹ nhàng.
- Tạo lực tác dụng lớn khi cần thiết.

Nhược điểm :

- Do áp suất làm việc cao nên khó làm kín các bộ phận làm việc, các chi tiết có độ chính xác cao nên giá thành đắt .
- Yêu cầu cao về chất lỏng làm việc.
- Vận tốc truyền xung thủy lực khá nhỏ: $a = 100 \text{ m/s}$ nên gây sự trễ đáng kể trong đường ống dài .

Nguyên lý hoạt động - Các thông số làm việc cơ bản của truyền động thủy lực thể tích:

Xét sơ đồ đơn giản:



Hình 5.1. Sơ đồ thủy lực truyền động thể tích đơn giản

Chất lỏng từ bơm 1 vào động cơ thủy lực (4) với áp suất p , lưu lượng Q . Khi bỏ qua tổn thất trên đường ống dẫn thì lực do chất lỏng tác dụng lên piston:

$$F = p.S$$

S : diện tích bề mặt làm việc của piston

Lực F sẽ thắng lực cản $F_{\text{cản}}$ là lực của tải trọng (phụ tải) tác dụng lên cần piston. Như vậy áp suất chất lỏng do Bơm tạo nên phụ thuộc chủ yếu vào phụ tải, do đó phải chọn B sao cho đảm bảo áp suất làm việc lớn nhất và công suất cần

$$\text{thiết : } p_{\text{max}} = \frac{F_{\text{can max}}}{S_p} = \frac{M_{\text{can max}}}{K_M}$$

Khi F_{can} hoặc M_{can} thay đổi, ta giảm kích thước động cơ thủy lực bằng cách tăng áp suất làm việc.

Lưu lượng:

$$\text{Bỏ qua rò rỉ thì } Q_B = Q_{\text{DC}}$$

$$Q_{\text{DC}} = v.S_p \text{ với } v : \text{ Vận tốc piston}$$

$$\Rightarrow v = \frac{Q_{\text{dc}}}{S_p}$$

Nếu cơ cấu chấp hành có chđộng quay:

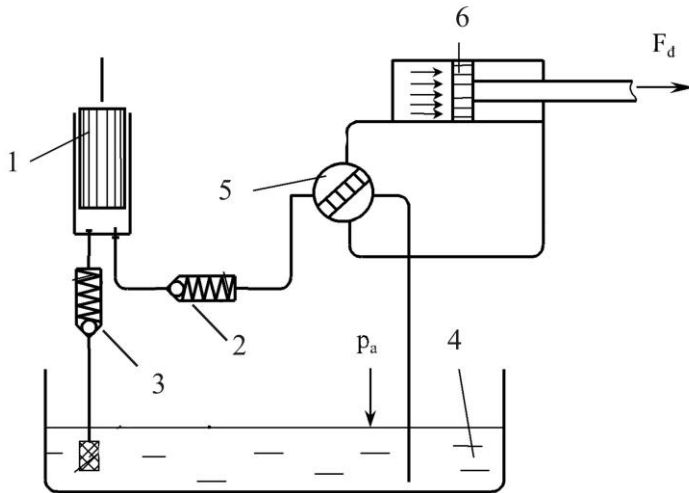
$$\omega = \frac{Q_{\text{dc}}}{K_q} \text{ với } K_q: \text{ hệ số lưu lượng riêng}$$

$$\text{Công suất: } N = F.v = M.\omega \Rightarrow N = p.S_p.\frac{Q}{S_p} = p.Q$$

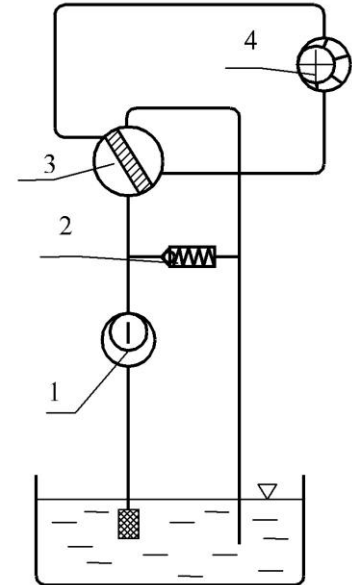
Vậy N có thể tính theo yêu cầu của tải trọng (F,v) hoặc thông số làm việc của bơm, động cơ (p,Q).

5.2. Truyền động thủy lực thể tích mạch hở

5.2.1. Truyền động thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến :



Hình 5.2. Sơ đồ hở có chuyển động tịnh tiến



Hình 5.3. Sơ đồ hở có chuyển động quay

Hệ thống bao gồm :

- Cơ cấu biến đổi năng lượng: bơm piston 1 và xi lanh lực 6.
- Cơ cấu trung gian: van 1 chiều 2, 3 và cơ cấu phân phối 5.

Nguyên lý làm việc:

- Piston 1 đi lên, chất lỏng từ bể 4 qua van 3 đi vào xi lanh 6.
- Piston 1 đi xuống, van 3 đóng, van 2 mở, chất lỏng qua van 2 vào cơ cấu phân phối 5 rồi vào khoang trên của xi lanh lực 6, làm piston bị đẩy xuống dưới.

Để đảo chiều làm việc của piston trong xi lanh lực ta xoay van phân phối 90° , khi đó chất lỏng có áp suất cao từ xi lanh của bơm sẽ vào khoang dưới của xi lanh lực đẩy piston đi lên.

Vận tốc cơ cấu chấp hành:

Lưu lượng chất lỏng do bơm chuyển đi: $Q_B = v_B \cdot F_B$

Lưu lượng chất lỏng nạp vào động cơ: $Q_{DC} = v_{DC} \cdot F_{DC}$

Khi không có rò rỉ thì: $Q_B = Q_{DC} \Rightarrow v_B \cdot F_B = v_{DC} \cdot F_{DC}$

$$\Rightarrow v_{DC} = \frac{Q_{DC}}{F_{DC}} = \frac{Q_B}{F_{DC}}$$

Áp suất làm việc:

Nếu không có tổn thất cột áp thì áp suất do bơm tạo ra bằng áp suất trong buồng làm việc của xilanh lực:

$$\text{- Áp suất do bơm tạo ra là: } p = \frac{P_B}{F_B}$$

với P_B : lực đặt lên piston của bơm (do bơm tạo ra)

- Lực do chất lỏng có áp suất p tác dụng lên piston của xilanh lực :

$$P_{ĐC} = p \cdot F_{ĐC} = P_{\text{tải trọng}}$$

\Rightarrow ứng lực $P_{ĐC}$ cân bằng với lực cản của tải trọng $P_{\text{tải trọng}}$.

Công suất của bơm :

- Trường hợp bơm piston và xilanh lực, bỏ qua tổn thất:

$$N_B = p \cdot Q_B$$

Công suất của động cơ:

$$N_{ĐC} = P_{ĐC} \cdot v_{ĐC} = p \cdot F_{ĐC} \cdot v_{ĐC} = p \cdot Q_{ĐC}$$

$$\text{Do } Q_B = Q_{ĐC} \Rightarrow N_B = N_{ĐC}$$

- Trường hợp bơm roto và xilanh lực, bỏ qua tổn thất:

$$\text{Lưu lượng bơm : } Q_B = q_B \cdot n_B$$

$$\text{Vận tốc cơ cấu chấp hành: } v_{ĐC} = \frac{q_B \cdot n_B}{F_{ĐC}} = \frac{Q_{ĐC}}{F_{ĐC}}$$

$$\text{Công suất: } N_B = p \cdot Q_B = p \cdot q_B \cdot n_B$$

5.2.2. Truyền động thủy lực thể tích có chuyển động quay của cơ cấu chấp hành:

Dùng động cơ thủy lực kiểu roto hoặc piston roto. Van an toàn 2 có nhiệm vụ để hệ thống không bị quá tải, khi áp suất trên đường ống ra của bơm vượt quá giá trị cho phép thì van 2 mở tháo bớt chất lỏng về bể.

Trong trường hợp dùng động cơ kiểu roto ta có:

$$\text{Lưu lượng tiêu thụ của động cơ: } Q_{ĐC} = q_{ĐC} \cdot n_{ĐC}$$

$$\text{Vận tốc quay của động cơ : } n_{ĐC} = \frac{Q_{ĐC}}{q_{ĐC}} = \frac{n_B \cdot q_B}{q_{ĐC}}$$

Nếu $N_{ĐC}$ là công suất của động cơ thì moment quay động cơ cung cấp sẽ là:

$$M_{ĐC} = \frac{N_{ĐC}}{\omega_{ĐC}} = \frac{N_{ĐC}}{2\pi \cdot n_{ĐC}}$$

$$\text{Mà } N_{ĐC} = p \cdot Q_{ĐC} = p \cdot q_{ĐC} \cdot n_{ĐC} \Rightarrow M_{ĐC} = \frac{p \cdot q_{ĐC} \cdot n_{ĐC}}{2\pi \cdot n_{ĐC}} = \frac{p \cdot q_{ĐC}}{2\pi}$$

Nhận xét:

Vận tốc cơ cấu chấp hành: phụ thuộc vào lưu lượng đi vào động cơ (do bơm cung cấp) và lưu lượng riêng của động cơ.

Do có rò rỉ nên $Q_B > Q_{DC}$ hay $Q_{DC} = Q_B - \Delta Q = Q_B - k.p$

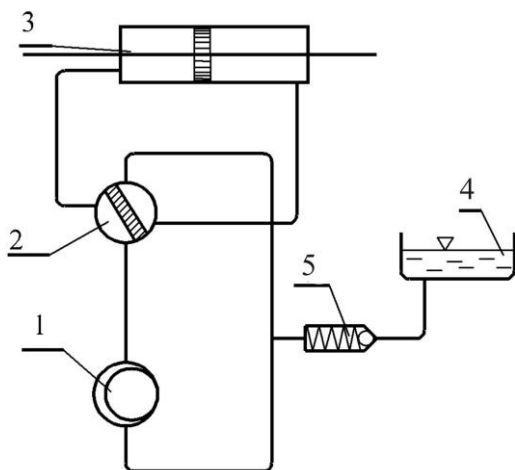
$\Delta Q = k.p$ là lưu lượng rò rỉ, phụ thuộc vào áp suất làm việc.

Như vậy vận tốc động cơ thuỷ lực (cơ cấu chấp hành) còn phụ thuộc vào áp suất làm việc, áp suất càng lớn thì lưu lượng rò rỉ càng tăng và vận tốc cơ cấu chấp hành càng giảm.

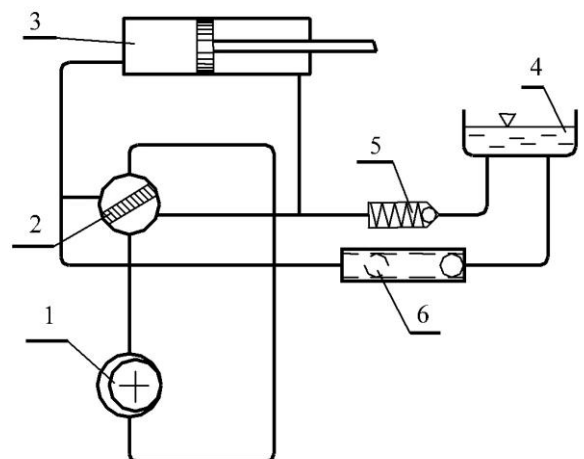
Lực và moment: Lực và moment do động cơ tạo nên phụ thuộc vào áp suất làm việc p do bơm cung cấp và các thông số hình học F_{DC} , Q_{DC} ... Nếu các thông số hình học không đổi thì khi $p = \text{const}$, moment và lực sẽ không đổi.

Có thể điều chỉnh lực và moment bằng cách thay đổi các thông số hình học hoặc thay đổi áp suất chất lỏng làm việc nhờ những phần tử thuỷ lực đặt trong hệ thống.

5.3. Truyền động thuỷ lực thể tích mạch kín.



Hình 5.4. Sơ đồ kín



Hình 5.5.. Sơ đồ visai

Trong sơ đồ mạch kín chất lỏng ra khỏi động cơ không về lại thùng chứa mà được chuyển về ống hút của bơm.

Nguyên lý làm việc như sau: Chất lỏng từ bơm 1 qua cơ cấu phân phối 2 vào xilanh lực 3. Sau khi làm việc xong chất lỏng qua cơ cấu phân phối về lại khoang hút của bơm. Trong hệ thống còn có bình bù 4 (hoặc bơm phụ 4) để bổ sung chất lỏng mất mát trong quá trình làm việc do rò rỉ. Nhiệm vụ của bình phụ 4 là bổ sung chất lỏng và đảm bảo áp suất làm việc cao nhờ nâng cao áp suất trong khoang hút của bơm 1, do đó hệ thống kín có thể cung cấp công suất lớn.

Nhược điểm của hệ thống kín:

- Nhiệt độ chất lỏng làm việc cao vì chất lỏng tuần hoàn không kịp nguội
- Sơ đồ phức tạp vì buộc phải có bơm phụ hoặc bình chứa phụ

*** Sơ đồ vi sai**

Dùng với xilanh lực có cần 1 phía, lưu lượng chất lỏng vào và ra động cơ thủy lực là khác nhau. Bơm 1 đẩy chất lỏng vào khoang phải của xi lanh lực 3 thông qua cơ cấu phân phối 2 làm piston di chuyển qua trái. Chất lỏng từ khoang trái được đẩy về ống hút của bơm 1.

Khi piston đi qua trái, lưu lượng chất lỏng đi ra lớn hơn lưu lượng chất lỏng đi vào xilanh (do bơm cung cấp). Khi piston đi qua phải, lưu lượng chất lỏng đi ra nhỏ hơn lưu lượng chất lỏng đi vào xilanh. Thùng chứa phụ 4 sẽ làm nhiệm vụ bổ sung chất lỏng hoặc tháo bớt chất lỏng ra khỏi ống hút.

Khi thùng phụ bổ sung chất lỏng thì van 5 mở, van 6 đóng.

Khi đưa bớt chất lỏng về thùng phụ qua van 6 thì van 5 đóng.

Kết luận: Sơ đồ vi sai bổ sung được lượng chất lỏng rò rỉ và điều hoà lưu lượng của hệ thống.

5.4. Các phương pháp điều chỉnh tốc độ của cơ cấu chấp hành

Điều chỉnh vận tốc chuyển động quay và chuyển động thẳng của cơ cấu chấp hành trong hệ thống thủy lực bằng cách thay đổi lưu lượng dầu chảy qua nó với hai phương pháp sau

- Thay đổi sức cản trên đường dẫn dầu bằng van tiết lưu – phương pháp điều chỉnh bằng tiết lưu.
- Thay đổi chế độ làm việc của bơm dầu, tức là điều chỉnh lưu lượng của bơm cung cấp cho hệ thống thủy lực. Phương pháp này gọi là phương pháp điều chỉnh bằng thể tích.

Lựa chọn phương pháp điều chỉnh vận tốc phụ thuộc vào nhiều yếu tố như công suất truyền động, áp suất cần thiết, đặc điểm thay đổi tải trọng, kiểu và đặc tính của bơm dầu...

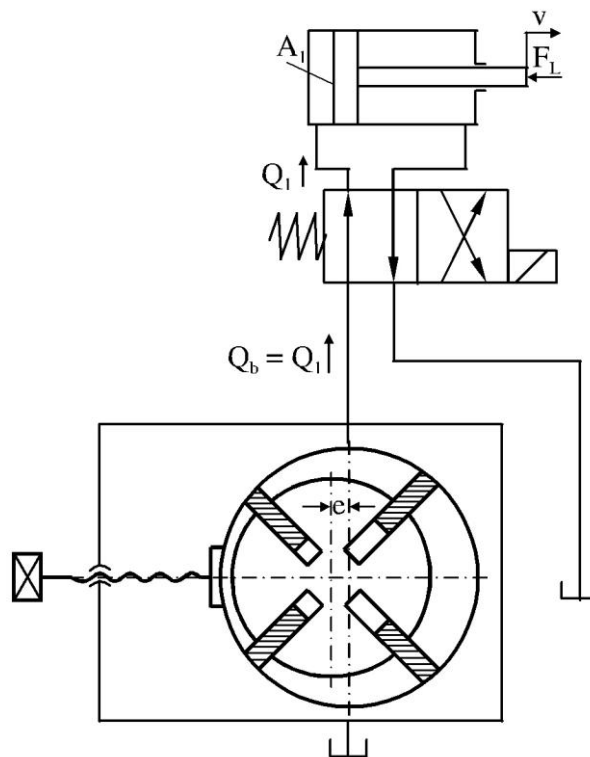
Để giảm nhiệt độ của dầu đồng thời tăng hiệu suất của hệ thống người ta dùng phương pháp điều chỉnh vận tốc bằng thể tích. Loại điều chỉnh này được thực hiện bằng cách chỉ đưa vào hệ thống lưu lượng dầu cần thiết để đảm bảo một vận tốc nhất định. Do đó nếu như không tính đến tổn thất thể tích và cơ khí thì toàn bộ năng lượng do bơm dầu tạo nên đều biến thành công có ích.

5.4.1. Phương pháp thể tích.

Để giảm nhiệt độ dầu đồng thời tăng hiệu suất của hệ thống thủy lực người ta dùng phương pháp ổn định vận tốc bằng thể tích. Loại điều chỉnh này được thực hiện bằng cách chỉ đưa vào hệ thống thủy lực lưu lượng dầu cần thiết đảm bảo một vận tốc nhất định. Lưu lượng dầu có thể thay đổi với việc dùng bơm dầu pittông hoặc cánh gạt điều chỉnh lưu lượng.

Đặc điểm của hệ thống điều chỉnh vận tốc bằng thể tích là khi tải trọng không đổi công suất của cơ cấu chấp hành tỷ lệ với lưu lượng của bơm. Vì thế loại điều chỉnh này được dùng rộng rãi trong các máy cần thiết một công suất lớn khi khởi động, tức là cần thiết lực kéo lớn hoặc mômen xoắn lớn. Ngoài ra nó cũng được dùng rộng rãi trong những hệ thống thực hiện chuyển động thẳng hoặc chuyển động quay khi vận tốc giảm, công suất cần thiết cũng giảm.

Tóm lại ưu điểm của phương pháp điều chỉnh bằng thể tích là đảm bảo hiệu suất truyền động cao, dầu ít bị làm nóng nhưng phải dùng bơm dầu điều chỉnh lưu lượng có kết cấu phức tạp chế tạo đắt.



Hình 5.6. Sơ đồ thủy lực điều chỉnh bằng thể tích

$$\text{Ta có } Q_1 = Q_b = q_b n [l/ph] \quad (Q_1 = v \cdot A_1)$$

Muốn thay đổi $Q_b = Q_1$ ta thay đổi q_b dẫn tới thay đổi v

Trong phương pháp này toàn bộ lưu lượng đều cung cấp cho xi lanh không có dầu thừa nên hiệu suất của hệ thống thủy lực cao.

5.4.2. Phương pháp tiết lưu

Ta có

$$Q = \mu \cdot A_x \cdot c \sqrt{\Delta p}$$

Khi A_x thay đổi \Rightarrow thay đổi $\Delta p \Rightarrow$ thay đổi $Q \Rightarrow v$ thay đổi.

Ở loại điều chỉnh này bơm dầu có lưu lượng không đổi và với việc thay đổi tiết diện chảy của tiết lưu làm thay đổi hiệu áp của dầu do đó làm thay đổi lưu lượng dẫn đến cơ cấu chấp hành để đảm bảo một vận tốc nhất định. Lưu lượng dầu thừa không thực hiện công có ích nào cả và nó được đưa về bể dầu.

Tùy thuộc vào vị trí lắp van tiết lưu trong hệ thống ta có hai loại điều chỉnh bằng tiết lưu như sau:

- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở đường vào
- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở đường ra.

5.4.2.1. Điều chỉnh bằng tiết lưu ở đường vào

Trên hình 2.67 là sơ đồ điều chỉnh vận tốc bằng tiết lưu ở đường vào. Van tiết lưu 4 đặt ở đường vào của xilanh 1. Đường ra của xilanh được dẫn về bể dầu qua van cản 5. Nhờ van tiết lưu 4 ta có thể điều chỉnh hiệu áp giữa hai đầu van tiết lưu tức là điều chỉnh được lưu lượng chảy qua van tiết lưu vào xilanh do đó làm thay đổi vận tốc pittông. Lượng dầu thừa Q_T chảy qua van tràn 2 về bể dầu.

Van cản 5 dùng để tạo nên một áp suất nhất định (3-8bar) trong buồng bên phải của xilanh 1 đảm bảo cho pittông chuyển động êm, ngoài ra van cản 5 còn làm giảm chuyển động giật của cơ cấu chấp hành khi thay đổi tải đột ngột.

Trong đó p_0 là áp suất do bơm dầu tạo nên được điều chỉnh bằng van tràn 2.

Phương trình lưu lượng:

Nếu bỏ qua rò rỉ dầu Q_1 qua van tiết lưu cũng là Q_1 qua xilanh

$$Q_1 = A_1 v = \mu A_x c \sqrt{\Delta p}$$

Hiệu áp giữa hai đầu van tiết lưu:

$$\Delta p = p_0 - p_1$$

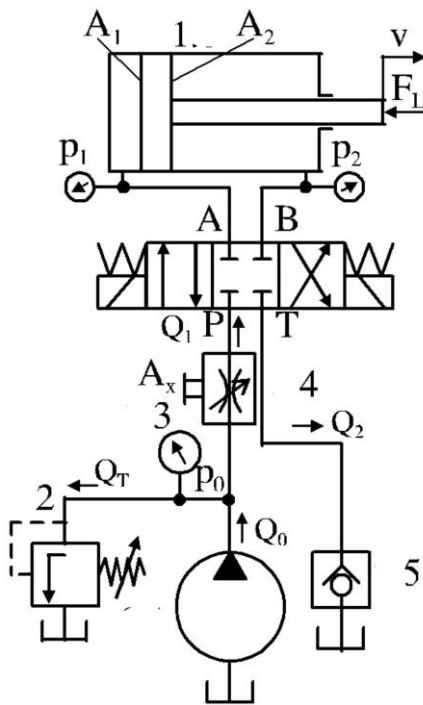
Khi thay đổi A_x làm cho Δp thay đổi $\Rightarrow Q_1$ thay đổi $\Rightarrow v$ thay đổi

Nếu như tải trọng tác dụng lên pittông là F_L và lực ma sát giữa pittông và xilanh là F_{ms} thì phương trình cân bằng lực của pittông là:

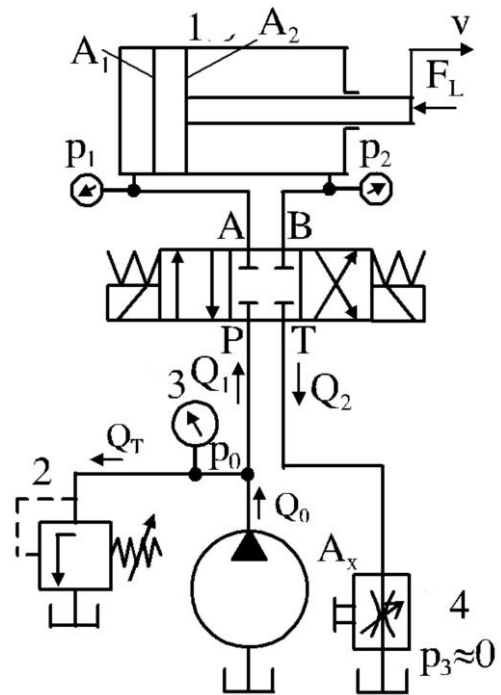
$$p_1 A_1 - p_2 A_2 - F_{ms} - F_L = 0 \Rightarrow p_1 = p_2 \frac{A_2}{A_1} + \frac{F_L + F_{ms}}{A_1}$$

Ta thấy khi F_L thay đổi làm cho p_1 thay đổi Δp thay đổi $\Rightarrow Q_1$ thay đổi làm cho v không ổn định

5.4.2.2. Điều chỉnh tiết lưu đường ra



Hình 5.7. Điều chỉnh tiết lưu ở đường vào



Hình 5.8. Điều chỉnh tiết lưu ở đường ra

Hình 5.8. là sơ đồ điều chỉnh vận tốc bằng tiết lưu ở đường ra. Van tiết lưu đảm nhiệm luôn chức năng của van cản là tạo nên một áp suất nhất định ở đường ra của xilanh. Trong trường hợp này, áp suất ở buồng trái xilanh bằng áp suất của bơm tức là $p_1 = p_0$

$$Q_2 = v.A_2 = \mu A_x c \sqrt{p_2}$$

Vì cửa van của tiết lưu nối liền với bể dầu nên hiệu áp của tiết lưu:

$$\Delta p = p_2 - p_3 = p_2$$

Khi A_x thay đổi $\Rightarrow p_2$ thay đổi $\Rightarrow Q_2$ thay đổi $\Rightarrow v$ thay đổi

Tương tự ta cũng có phương trình cân bằng tĩnh là:

$$p_0 A_1 - p_2 A_2 - F_L - F_{ms} = 0$$

$$\Rightarrow \Delta p = p_2 = p_0 \frac{A_1}{A_2} - \frac{F_L + F_{ms}}{A_2}$$

Ta cũng thấy khi F_L thay đổi làm cho p_2 thay đổi $\Rightarrow Q_2$ thay đổi $\Rightarrow v$ không ổn định
Nhận xét

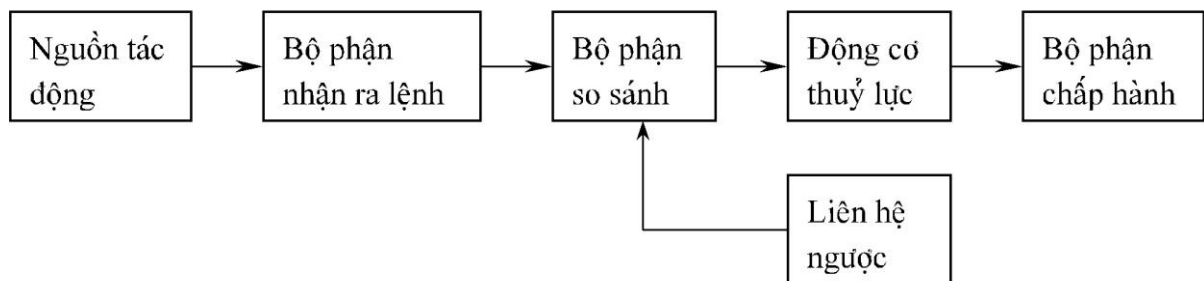
Cả hai điều chỉnh bằng tiết lưu có ưu điểm là kết cấu đơn giản, nhược điểm là không đảm bảo vận tốc cơ cấu chấp hành ở một giá trị nhất định khi tải trọng thay đổi.

Thường người ta dùng điều chỉnh bằng tiết lưu cho những hệ thống thủy lực làm việc với tải trọng thay đổi nhỏ hoặc trong các hệ thống không yêu cầu cao về ổn định vận tốc.

Nhược điểm khác của hệ thống điều chỉnh bằng tiết lưu là một phần dầu thừa qua van tràn biến thành nhiệt, nhiệt lượng ấy làm giảm độ nhớt của dầu có khả năng làm tăng lượng dầu rò ảnh hưởng đến sự ổn định của cơ cấu chấp hành dẫn đến hiệu suất giảm.

5.5. Truyền động thể tích có theo dõi

- Có liên hệ ngược để kiểm tra các thông số làm việc.



Hình 5.9. Sơ đồ truyền động thể tích có theo dõi

5.6. Một số phương án bố trí truyền động thể tích trên xe tự hành

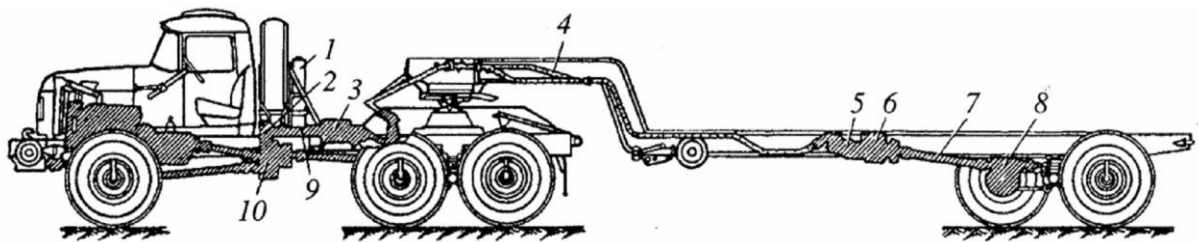
Có thể sử dụng các phương án truyền lực thể tích sau trong hệ thống truyền lực ô tô:

5.6.1. Thể tích làm việc của bơm và động cơ bằng nhau và không đổi

$$q_B = q_D = \text{const}$$

Trong trường hợp này ứng dụng truyền lực thủy lực thể tích thay thế liên kết cơ khí giữa hai cụm phương án này có thể gọi trực thủy lực. Trong thực tế ngành chế tạo ô tô trực thủy lực được sử dụng đối với các trường hợp khó khăn khi sử dụng bằng truyền lực cơ khí thông thường. Ví dụ: trực thủy lực được sử dụng trong dẫn động cầu chủ động romooc một cầu trong đoàn ô tô ZIL 137. Trong trường hợp này việc truyền mômen xoắn từ đầu kéo đến romooc thông qua cơ cấu nối nhờ truyền lực cacđăng khá phức tạp. Việc ứng dụng trong trường hợp này yêu cầu lắp trên đầu kéo bơm thủy lực, bơm này nhận năng lượng từ hộp phân phối của đầu kéo, còn trên rơ mooc lắp động cơ thủy lực, trục của động cơ thủy lực liên kết với

trục truyền lực của rơ moóc. Liên kết giữa bơm và động cơ thủy lực thông qua hai ống mềm làm cho kết cấu truyền lực đơn giản đi rất nhiều.



Hình 5.10 - Hệ thống truyền lực thủy lực thể tích đoàn ô tô ZIL-137

1 – масляный бак; 2 – коробка отбора мощности; 3 – аксиально-поршневой, нерегулируемый насос; 4 – шланги; 5 – аксиально-поршневой, нерегулируемый гидромотор; 6 – редуктор гидромотора; 7 – карданный вал; 8 – ведущие мосты полуприцепа; 9 – карданная передача; 10 – раздаточная коробка

1- thùng dầu; 2- hộp trích công suất; 3 – bơm pittông hướng trục không điều chỉnh; 4- đường ống; 5- động cơ thủy lực kiểu pittông hướng trục; 6- giảm tốc thủy lực; 7-trục cacdang; 8- cầu chủ động của romooc; 9- truyền lực cacdang; 10-hộp phân phối.

5.6.2.. *Thể tích là việc của bơm và động cơ thủy lực cố định nhưng khác nhau.*

Phương án này có thể gọi là phương án giảm tốc thủy lực nó cũng được sử dụng dẫn động bán moóc và đoàn ô tô.

5.6.3. *Thể tích làm việc của bơm, động cơ thủy lực, hoặc cả động cơ và bơm thay đổi.*

Trong trường hợp này truyền lực thủy lực thể tích có thể thực hiện chức năng truyền lực vô cấp. Sau đây ta xem xét một vài trường hợp kết hợp giữa chúng:

a) *Thể tích làm việc của động cơ thủy lực cố định, thể tích làm việc của bơm có thể điều chỉnh:*

Khi ở chế độ làm việc ổn định của bơm thủy lực (động cơ ô tô làm việc ở chế độ ổn định) mômen và tần số quay của trục động cơ thủy lực được xác định như sau:

$$M_D = M_B \frac{q_D}{q_B}; \omega_D = \omega_B \frac{q_B}{q_D}$$

Từ biểu thức trên ta thấy khi tần số quay của trục động cơ thủy lực bằng 0 khi tần số quay của động cơ và thể tích làm việc của bơm bằng không việc tăng từ từ thể tích làm việc của bơm sẽ làm tăng dần vận tốc động cơ thủy lực như vậy có

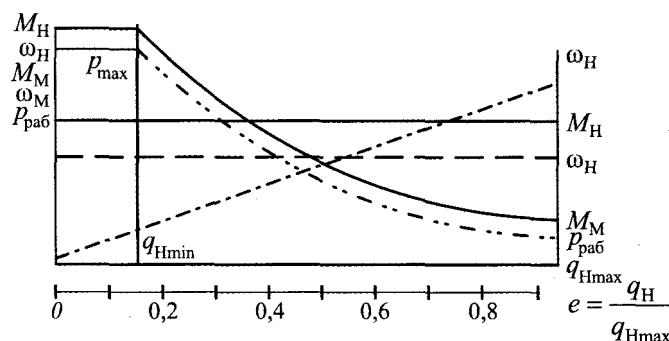
thể thực hiện việc khởi động êm dịu ô tô tại chỗ, truyền lực thủy lực thể tích có thể đảm nhiệm chức năng của ly hợp. Rõ ràng khi thể tích làm việc của bơm bằng 0 áp suất trong đường ống dẫn cần phải rất lớn, về nguyên lý là không thể xảy ra. Xem xét một hệ thống thủy lực bất kỳ tại áp suất cực đại p_{\max} được xác định bởi đặc tính của ống dẫn, sự kín khít của môi nối ... giá trị cực đại của áp suất bị giới hạn bởi van áp suất (van an toàn) trong đường ống cao áp. Tương ứng với một giá trị nhỏ nhất của thể tích làm việc của bơm cho trước một giá trị áp suất cực đại. Trong khoảng thay đổi thể tích làm việc của bơm từ 0 đến giá trị nhỏ nhất diễn ra sự chảy chất lỏng thông qua van hạn chế áp suất về đường hồi dầu của hệ thống thủy lực. mômen xoắn của động cơ thủy lực trong khoảng thay đổi tần số quay của trục động cơ giữ nguyên ở giá trị cực đại và không thay đổi.

$$M_{D_{\max}} = M_B \frac{q_D}{q_{B_{\min}}}$$

Thể tích làm việc khi ngừng giảm áp suất thông qua van giới hạn áp suất được gọi là thể tích làm việc nhỏ nhất của bơm, giá trị của nó được xác định bằng giá trị mômen xoắn truyền tới và áp suất cho phép lớn nhất:

$$q_{B_{\min}} = \frac{2\pi M_B}{p_{\max}}$$

Bằng việc tăng thể tích làm việc của bơm, mômen xoắn của động cơ thủy lực sẽ giảm một cách vô cấp tương ứng với sự tăng tần số quay của trục động cơ thủy lực. Bởi vì trục của động cơ thủy lực được nối với trục dẫn động bánh xe nên cho phép sử dụng truyền động thủy lực thể tích làm truyền lực vô cấp. Rõ ràng là truyền lực thủy lực thể tích không phải là tự động điều chỉnh, nó yêu cầu hệ thống tự động từ bên ngoài để đảm bảo thay đổi tỉ số truyền cần thiết.

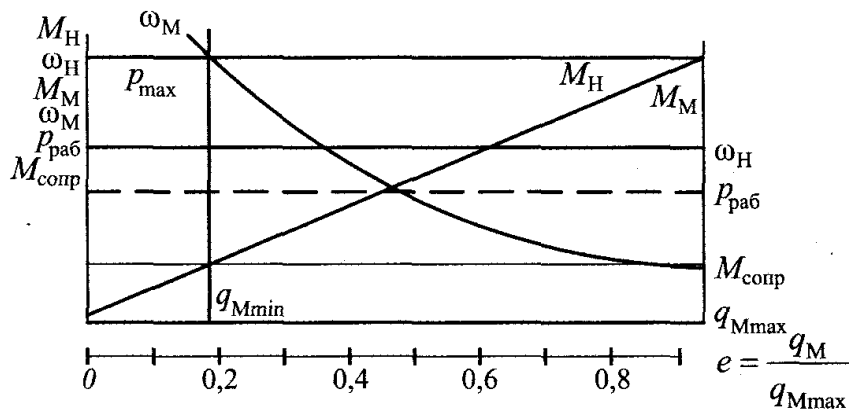


Hình 5.11 Quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực

Trên hình 2.73. trình bày quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực, áp suất trong hệ thống, tốc độ góc trục động cơ theo hàm điều chỉnh là tỷ số giữa thể tích làm việc tức thời với thể tích lớn nhất của bơm.

b. *Thể tích làm việc của bơm cố định, thể tích làm việc của động cơ thủy lực giảm dần từ giá trị lớn nhất đến giá trị nhỏ nhất:*

Bằng việc giảm thể tích làm việc của động cơ thủy lực, mômen xoắn trên trục động cơ sẽ giảm còn tần số quay của trục sẽ tăng dần có nghĩa là truyền động thủy lực thể tích lúc này đóng vai trò của bộ biến đổi mômen xoắn vô cấp. Chú ý rằng trong trường hợp này để trục động cơ thủy lực cố định thì thể tích làm việc của động cơ phải đạt giá trị vô cùng lớn, chính vì vậy trong hệ thống truyền lực cần lắp đặt một bộ phận làm việc khi động cơ đột trong chạy không tương tự như ly hợp trong hệ thống truyền lực cơ khí. Nhưng cần phải nói thêm rằng trong thực tế không gặp kết cấu truyền lực thể tích như vậy

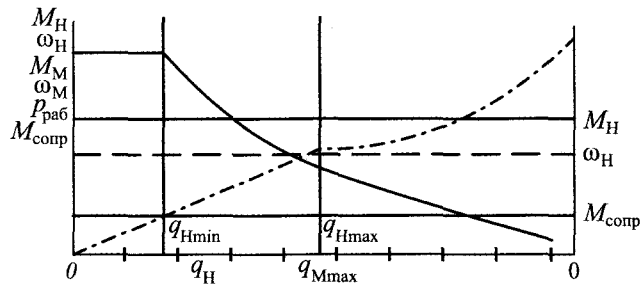


Hình 5.12 Quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực

Trên hình 5.13. trình bày quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực, áp suất của hệ thống, tốc độ góc của trục động cơ phụ thuộc vào tỷ số giữa thể tích làm việc tức thời với thể tích lớn nhất của động cơ thủy lực.

c. Điều chỉnh thể tích làm việc của cả bơm và động cơ thủy lực:

Theo phương án này ban đầu ta điều chỉnh thể tích làm việc của bơm từ giá trị q_{bmin} đến q_{bmax} khi thể tích làm việc của động cơ thủy lực là cực đại q_{max} , sau đó ta điều chỉnh thể tích làm việc của động cơ thủy lực tới giá trị q_{dmin} khi thể tích làm việc của bơm là q_{bmax} . Phương án điều chỉnh này đảm bảo khởi động ô tô tại chỗ một cách êm dịu (pha điều chỉnh đầu tiên là từ 0 đến q_{bmin}). Việc điều chỉnh nối tiếp thể tích làm việc của cả bơm và động cơ thủy lực làm phức tạp cho hệ thống điều khiển và có thể được sử dụng trong các trường hợp khi mà khoảng điều chỉnh thể tích làm việc của bơm không đủ để đảm bảo yêu cầu điều chỉnh của hệ thống truyền lực.



Hình 5.13 Quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực

Trên hình 5.13 trình bày quy luật thay đổi mômen động cơ thủy lực, áp suất trong hệ thống, tốc độ góc trục động cơ thủy lực phụ thuộc vào thể tích làm việc của bơm, sau đó là điều chỉnh thể tích làm việc của động cơ thủy lực.

5.6.4. Lựa chọn các thông số cơ bản khi sử dụng truyền động thủy lực thể tích làm hệ thống truyền lực vô cấp trên ô tô.

Truyền lực có điều chỉnh bơm và không điều chỉnh động cơ thủy lực:

Ta xét phương án trục của bơm nối trực tiếp với trục của động cơ đốt trong, giữa trục của động cơ thủy lực và trục của cầu chủ động có lắp bộ giảm tốc với tỉ số truyền i_t . Nếu cho rằng khoảng thay đổi của thể tích làm việc được giới hạn bởi vùng giá trị hiệu suất cho phép thì tỉ số truyền nhỏ nhất được lựa chọn từ điều kiện tốc độ chuyển động lớn nhất. Điều này có nghĩa là điều chỉnh tốc độ của ô tô không đổi bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu cấp cho động cơ. Như vậy về nguyên lý việc điều chỉnh vô cấp này không đảm bảo chỉ tiêu về tính kinh tế nhiên liệu của ô tô nếu so sánh với hệ thống truyền lực cơ khí có cấp. Mục đích của việc tự động điều chỉnh vô cấp trong trường hợp này chỉ là giảm nhẹ sức lao động cho người lái.

Bởi vì khi xem xét bất kỳ hệ thống truyền lực thủy lực nào ta cũng xét tới giá trị áp suất cực đại (hệ thống truyền lực thủy lực hiện đại thường làm việc ở áp suất từ 35-40 Mpa), có nghĩa là giá trị thể tích làm việc nhỏ nhất của bơm khi mà ngừng tiết lưu chất lỏng qua van hạn chế áp suất. Giá trị thể tích làm việc nhỏ nhất được xác định khi động cơ đốt trong làm việc ở vùng mômen đạt cực đại:

$$q_{B\min} = \frac{2\pi M_e}{P_{\max}}$$

Khi ô tô khắc phục lực cản chuyển động lớn nhất, hệ thống phải làm việc mà không có sự rò rỉ thông qua van hạn chế áp suất. Lúc này bơm thủy lực có thể tích làm việc nhỏ nhất (điều này đảm bảo tỉ số truyền lớn nhất của hệ thống truyền lực). Thể tích làm việc cần thiết của động cơ thủy lực xác định từ điều kiện khắc phục lực cản lớn nhất như sau:

$$q_D = \frac{G_a \psi_{\max} r_k q_{B \min}}{M_{e \max} i_t}$$

Trong đó:

G - trọng lượng của ô tô

M_e - giá trị mômen xoắn cực đại của động cơ đốt trong

r_k - bán kính bánh xe

ψ_{\max} - hệ số cản lớn nhất của mặt đường

Khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất bơm phải có thể tích làm việc lớn nhất (điều này đảm bảo tỉ số truyền nhỏ nhất của hệ thống truyền lực), động cơ đốt trong lúc này cần phải làm việc ở chế độ công suất lớn nhất với tần số góc ω_N , khi này thể tích làm việc lớn nhất của bơm xác định từ biểu thức:

$$q_{B \max} = \frac{v_{\max} i_{MP} q_D}{r_k \omega_N}$$

Nếu như ở bơm thực tế có thể tích làm việc lớn nhất lớn hơn so với giá trị tính toán từ biểu thức trên thì hệ thống truyền lực có khả năng có tỉ số truyền nhỏ hơn so với trường hợp ô tô chuyển động với vận tốc cực đại, rõ ràng là như vậy cho phép nâng cao tính kinh tế nhiên liệu khi ô tô chuyển động với vận tốc nhỏ hơn vận tốc cực đại

Nếu như mở rộng khu vực điều chỉnh bằng cách điều chỉnh thể tích làm việc của bơm và động cơ thủy lực thì việc lựa chọn thể tích nhỏ nhất, lớn nhất của bơm và thể tích làm việc lớn nhất của động cơ thủy lực được tiến hành theo như trình bày ở phần c. Việc giảm thể tích làm việc của động cơ thủy lực hợp lý là ngay sau khi điều chỉnh thể tích làm việc của bơm đến giá trị lớn nhất. Khi này việc giảm thể tích làm việc của động cơ thủy lực sẽ làm giảm tỉ số truyền của hệ thống truyền lực và cho phép động cơ đốt trong làm việc ở chế độ tiết kiệm nhiên liệu nhất khi chuyển động đều ở vận tốc nhỏ hơn vận tốc cực đại. Giới hạn giảm thể tích làm việc của động cơ thủy lực được lựa chọn từ điều kiện làm việc của tay số trong vùng hiệu suất cho phép.

CHƯƠNG VI

MÁY CÁNH DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY ĐỘNG

6.1. Khái quát chung

Truyền động thủy lực thủy động là một loại truyền động mà trong đó các thiết bị chủ yếu tham gia trong hệ truyền động này là các *máy thủy lực cánh dẫn* và một số phần tử thủy lực phụ trợ khác. Các máy thủy lực cánh dẫn thông thường có mặt để thực hiện nhiệm vụ truyền động (*truyền tải, biến đổi năng lượng*), máy thủy lực cánh dẫn gồm 2 loại là bơm cánh dẫn (thường là *bơm ly tâm*) và động cơ thủy lực cánh dẫn (*tua bin thủy lực*). Ngoài ra, trong hệ thống truyền động thủy lực cánh dẫn còn có các phần tử thủy lực phụ khác làm nhiệm vụ điều khiển, điều chỉnh, bảo vệ...

Trong thực tế, hệ thống truyền động thủy lực cánh dẫn được gọi tắt là truyền động thủy động. Như vậy, để đơn giản trong cách gọi và định nghĩa, chúng ta có thể hiểu rằng: *Truyền động thủy động là một tổ hợp thiết bị gồm có hai máy thủy lực cánh dẫn, đó là bơm ly tâm và tuabin thủy lực.*

- *Bơm ly tâm*: Biến đổi cơ năng của bánh công tác thành động năng của chất lỏng công tác. Tức là cung cấp năng lượng cho chất lỏng để vận chuyển chất lỏng đi xa. Ví dụ: các loại bơm nước, quạt gió...

- *Tuabin thủy lực*: Nhận năng lượng từ dòng chất lỏng biến thành cơ năng làm quay bánh tuabin để quay các máy khác. Ví dụ: tuabin khí trong tăng áp động cơ diesel, tua bin nước trong các nhà máy thủy điện...

6.2. Các phương trình cơ bản của máy cánh dẫn

Để đánh giá khả năng làm việc của truyền động thủy động người ta đánh giá qua một số thông số cơ bản như sau:

- Công suất làm việc: Bao gồm công suất trên trục dẫn động (*trục bơm*) và công suất trên trục bị động (*trục tuabin*), ký hiệu: $N_b; N_{tb}$

- Mômen: Bao gồm mômen trên trục dẫn động (*trục bơm*) và mômen trên trục bị động (*trục tuabin*), ký hiệu: $M_b; M_{tb}$

- Hiệu suất làm việc của truyền động: Là tỉ số giữa công suất trên trục dẫn động (*trục bơm*) và công suất trên trục bị động (*trục tuabin*), ký hiệu: $\eta = \frac{N_b}{N_{tb}}$.

Ngoài ra, đối với truyền động thủy động là biến mô thủy lực người ta còn đánh giá khả năng làm việc của biến mô qua các thông số như hệ số biến đổi mômen K , tỷ số truyền i và hệ số trượt S .

6.2.1. Phương trình mômen

Một số giả thiết khi thiết lập phương trình mômen:

- Chất lỏng nghiên cứu là chất lỏng lý tưởng.
- Chất lỏng chuyển động trong máy bao gồm nhiều dòng phân tố như nhau.
- Vận tốc tương đối của chất lỏng trên cánh dẫn tại một điểm nào đó trùng với phương tiếp tuyến của cánh dẫn tại điểm đó.

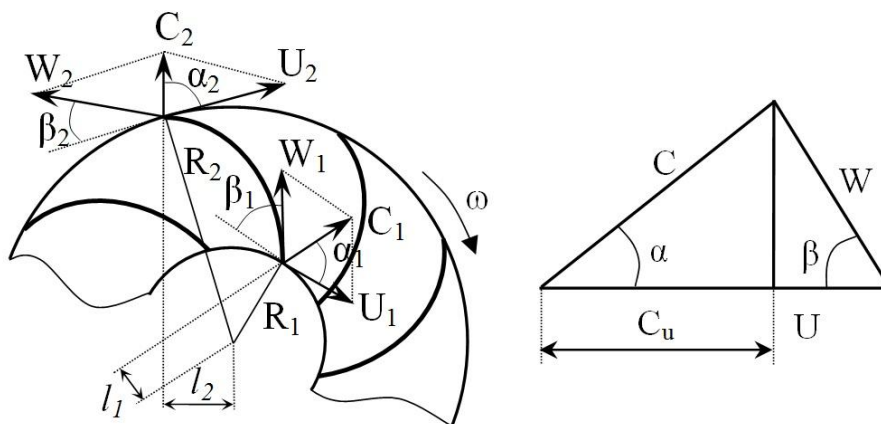
Gọi vận tốc tiếp tuyến hay vận tốc chuyển động tương đối là U và vận tốc chuyển động theo biên dạng là W thì vận tốc tổng hợp là C .

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Bán kính vòng trong của cánh là R_1 còn vòng ngoài là R_2 .

Góc α là góc hợp bởi vận tốc C và U .

Góc β là góc hợp bởi U và W .



Hình 6.1. Sơ đồ tính toán phương trình thủy động.

Theo định lý về biến thiên mômen động lượng, ta có thể phát biểu đối với dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác như sau:

Biến thiên mômen động lượng của khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác trong một đơn vị thời gian đối với trục quay của bánh công tác thì bằng tổng mômen ngoại lực tác dụng lên khối chất lỏng đó với trục, tức là bằng mômen quay của bánh công tác.

Xét một dòng phân tử chất lỏng có khối lượng dm vận tốc C đi qua cánh dẫn của cánh công tác (Hình 3.1). Động lượng của dòng phân tử chất lỏng được xác định theo công thức sau:

$$dk = C dm \quad (6.1)$$

Đầu vào tại mặt cắt 1-1: $dk_1 = C_1 dm_1 = C_1 \rho dQ$

Đầu ra tại mặt cắt 2-2: $dk_2 = C_2 dm_2 = C_2 \rho dQ$

Trong đó: m, ρ - khối lượng và khối lượng riêng của chất lỏng,

C - là vận tốc tuyệt đối.

Mômen động lượng của một phân tử đối với trục quay của bánh công tác được xác định như sau:

Đầu vào: $dL_1 = l_1 dk_1 = l_1 C_1 \rho dQ = R_1 \cos \alpha_1 C_1 \rho dQ \quad (6.2)$

Đầu ra: $dL_2 = l_2 dk_2 = l_2 C_2 \rho dQ = R_2 \cos \alpha_2 C_2 \rho dQ \quad (6.3)$

Vậy biến thiên mômen động lượng của một phân tử trong một đơn vị thời gian được xác định theo công thức sau:

$$\Delta L = dL_2 - dL_1 = \rho dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (6.4)$$

Vì đã giả thiết các phân tử chảy qua bánh công tác như nhau, nên biến thiên mômen động lượng của toàn bộ khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác bằng tổng các biến thiên mômen động lượng của các dòng nguyên tử:

$$\Sigma \Delta L = \Sigma \rho dQ (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_t \Sigma (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (6.5)$$

Trong đó Q là lưu lượng chất lỏng chảy qua bánh công tác (chính bằng lưu lượng lý thuyết của bơm).

Gọi M là mômen do ngoại lực tác dụng lên trục quay, nghĩa là:

$$M = \Sigma \Delta L$$

Theo định lý biến thiên động lượng:

$$\Sigma M_L = \Sigma M_{ngoailuc} = M_B + M_{ms}$$

Mômen ma sát nhỏ có thể bỏ qua

Vậy phương trình mômen của máy cánh dẫn:

$$M_B = \rho Q_{lt} (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1) \quad (6.6)$$

Đối với bánh tuabin:

$$M_{tb} = -M_B = \rho Q_{lt} (C_1 R_1 \cos \alpha_1 - C_2 R_2 \cos \alpha_2) \quad (6.7)$$

Qua hai phương trình trên ta thấy rõ ràng cơ năng của máy thủy lực cánh dẫn trao đổi với chất lỏng liên quan mật thiết với các thông số động học của dòng chảy và kích thước, kết cấu cánh dẫn của bánh công tác.

6.2.2.. Phương trình cột áp

Ta biết rằng cột áp H của máy thủy lực là năng lượng đơn vị của dòng chất lỏng trao đổi với máy thủy lực, nó chính là công của một đơn vị trọng lượng chất lỏng trao đổi với máy.

Xuất phát từ công thức:

$$N_{tl} = N_{tr} \quad (6.8)$$

Công suất thủy lực của máy liên hệ với cột áp theo công thức:

$$N_{tl} = p \cdot Q = \gamma \cdot H \cdot Q$$

Trong đó: Q - Lưu lượng lý thuyết

H - Cột áp của máy ứng với trường hợp dòng chảy qua máy theo giả thiết đã nêu (không có tổn thất, bánh công tác có số cánh dẫn nhiều vô cùng)

Công suất trên trục và mômen quay M quan hệ theo công thức sau:

$$N_{tr} = M \cdot \omega$$

$$\text{Bỏ qua các tổn thất ta có:} \quad M \cdot \omega = \gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt} \quad (6.9)$$

Thay giá trị mômen tương ứng mỗi loại ở phần mômen vào công thức (3.9) ta được:

$$H = \frac{M \cdot \omega}{\gamma Q} = \frac{\rho Q \omega (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1)}{\gamma Q} \quad (3.10)$$

Với $\gamma = \rho g$

$$\text{Suy ra:} \quad H = \frac{\omega (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1)}{g}$$

$$\text{Mặt khác:} \quad U = R \cdot \omega; \quad C \cdot \cos \alpha = C_u$$

Thay vào công thức trên ta được phương trình:

$$H_{lt} = \frac{U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}}{g} \quad (6.11)$$

Đây là phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn do Öle lập ra đầu tiên vào năm 1775, nên gọi là phương trình Öle.

*** Ý nghĩa của phương trình cơ bản**

Từ phương trình cơ bản, ta thấy rõ quan hệ giữa cột áp của dòng chất lỏng với các thông số động học và hình học của bánh công tác cánh dẫn.

Cột áp H_{lt} trong phương trình cơ bản theo giả thiết cánh dẫn của bánh công tác nhiều vô cùng, mỏng vô cùng và chất lỏng làm việc không nhớt. Nhưng trong thực tế thì mọi cánh dẫn đều có chiều dày, số lượng có hạn, và chất lỏng làm việc nào cũng có độ nhớt nhất định. Các điều kiện thực tế này gây ra sự phân bố vận tốc không đều trên các mặt cắt ướt của dòng chảy và tạo nên các loại tổn thất năng lượng trong quá trình làm việc. Do đó cột áp thực tế H của máy thủy lực cánh dẫn có trị số nhỏ hơn cột áp lý thuyết H_{lt} . Sự khác nhau giữa cột áp lý thuyết và thực tế phụ thuộc vào từng loại máy và kết cấu cụ thể của bánh công tác.

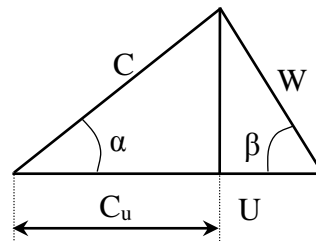
Để hình dung cụ thể hơn mối quan hệ của các thành phần vận tốc dòng chảy với các thành phần cột áp, ta có thể viết phương trình cơ bản đối với các máy khác nhau.

Theo tam giác vận tốc ta có:

$$W^2 = C^2 + U^2 - 2UC \cos \alpha$$

$$\Leftrightarrow W^2 = C^2 + U^2 - 2UC_u$$

$$\Rightarrow UC_u = \frac{C^2 + U^2 - W^2}{2}$$



Thay các công thức trên vào phương trình cơ bản ta được:

Đối với bơm:

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (3.12)$$

Đối với Tuabin:

$$H = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (3.13)$$

Trong chương 1 ta đã biết cột áp toàn phần bao gồm có cột áp tĩnh và cột áp động nên:

$$H_{lt} = H_{ltdộng} + H_{lttĩnh}$$

Xét phương trình (3.12), ta thấy:

- Số hạng $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ chính là phần động năng đơn vị của dòng chảy được tăng

lên khi đi qua bánh công tác bơm. Nên $H_{ltdộng} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$.

- Phần còn lại chính là cột áp tĩnh. Vậy cột áp tĩnh của dòng chảy qua bánh công tác bơm được tạo nên bởi sự chênh lệch của hai thành phần vận tốc U và W ở lõi ra và lõi vào của bánh công tác.

- $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ tỷ lệ với số vòng quay và đường kính của bánh công tác biểu thị thành phần cột áp tĩnh tương đối được tạo nên do lực ly tâm tác dụng lên dòng chảy.

- $\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$ phụ thuộc vào độ mở rộng máng dẫn của bánh công tác. Thường đối với bơm $W_1 > W_2$, dòng chảy tương đối chậm dần, nên một phần động năng biến thành áp năng.

Xét tương tự đối với phương trình (3.13) đối với tuabin

$$H_{ltdộng} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{g} \text{ gọi là cột áp động là lượng giảm động năng đơn vị của dòng}$$

chảy khi qua bánh công tác tuabin.

Thành phần còn lại cũng là cột áp tĩnh, biểu thị lượng giảm cột áp tĩnh do lực ly tâm hướng ngược chiều với dòng chảy đối với bánh công tác tuabin hướng tâm. Còn đối với bánh công tác ly tâm thì ngược lại $U_1 < U_2$, lượng này mang dấu trừ, lực ly tâm hướng cùng chiều với dòng chảy có xu hướng làm tăng cột áp tĩnh. Trong trường hợp bánh công tác hướng trục thì số hạng này bằng 0.

Thành phần $\frac{W_1^2 - W_2^2}{g}$ phụ thuộc vào độ thu hẹp máng dẫn của bánh công tác

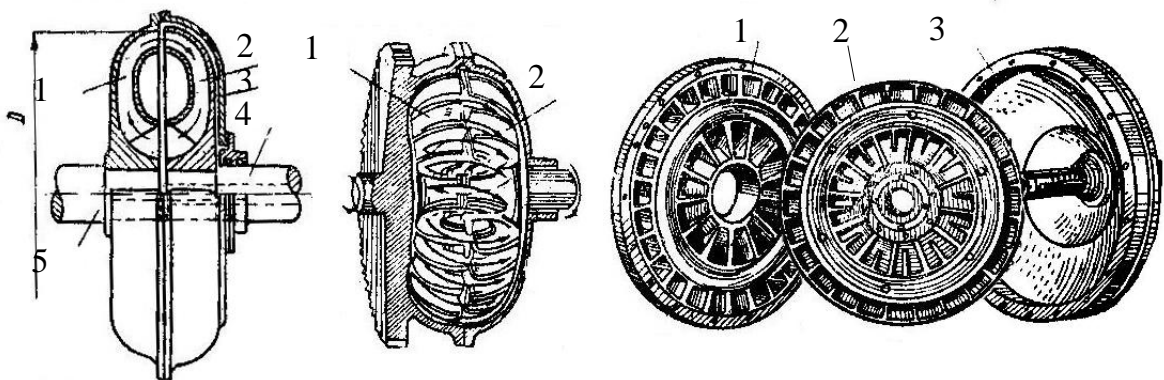
(thường đối với tuabin $W_2 > W_1$), nó biểu thị lượng giảm cột áp tĩnh do dòng chảy tương đối qua máng dẫn chuyển động nhanh dần.

Khi cột áp toàn phần không đổi thì tỷ lệ giữa cột áp tĩnh và cột áp động phụ thuộc góc độ bố trí và kết cấu cánh dẫn. Trong thiết kế chế tạo và sử dụng máy thủy lực cánh dẫn, cần căn cứ vào các yêu cầu kỹ thuật cụ thể đối với từng loại máy để tạo cột áp tĩnh và động có tỷ lệ thích hợp nhằm nâng cao hiệu suất sử dụng của máy.

6.3. Ly hợp thủy lực

6.3.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc

* Sơ đồ cấu tạo:



Hình 3.2. Kết cấu ly hợp thủy lực.

1-Bánh bơm; 2-Bánh tuabin; 3-Vỏ ly hợp; 4-Trục bị động; 5-Trục chủ động.

* Nguyên lý làm việc:

Ly hợp thủy lực dùng để đóng ngắt mômen quay từ trục chủ động đến trục bị động mà không làm thay đổi trị số mômen đó. Chỉ khác là nó dùng môi trường chất lỏng làm khâu trung gian để truyền cơ năng thực hiện việc kết nối “mềm” các trục.

Khi động cơ làm việc bánh bơm quay và truyền cơ năng cho chất lỏng. Dưới tác dụng của lực ly tâm, chất lỏng chuyển động dọc theo cánh dẫn từ tâm ra ngoài bánh bơm (1) với vận tốc tăng dần. Sau đó chất lỏng chuyển sang bánh tuabin (2). Khi qua các máng dẫn thì truyền cơ năng cho bánh đó, làm cho nó quay cùng chiều với bánh bơm. Do đó, mômen quay được truyền từ trục dẫn (5) tới trục bị dẫn (4).

Nếu gọi mômen trên bánh bơm là M_1 và trên bánh tua bin là M_2 thì phương trình cân bằng mômen của ly hợp thuỷ lực có dạng:

$$M_1 + M_2 = 0, \text{ hay } M_1 = - M_2.$$

Chất lỏng sau khi ra khỏi bánh tuabin lại trở về bánh bơm và lặp lại quá trình chuyển động nằm trên một cách tuần hoàn giữa hai bánh công tác. Như vậy, mỗi phần tử chất lỏng trong khớp nối thuỷ lực thực hiện đồng thời hai chuyển động: vừa quay vòng tuần hoàn theo phương từ bánh bơm (1) đến bánh tuabin (2), vừa quay quanh trục của khớp nối.

6.3.2. Các thông số cơ bản của ly hợp thuỷ lực

Công suất làm việc trên trục bánh bơm:

$$N_B = \frac{\gamma H_B Q}{\eta_B \eta_P} \quad (6.14)$$

Trong đó: Q - lưu lượng chất lỏng chảy từ bánh bơm vào bánh tuabin.

H_B - cột áp do bánh bơm tạo ra.

η_B - hiệu suất của bánh bơm.

η_P - hiệu suất của bánh phản ứng (nếu có).

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng làm việc.

Công suất làm việc trên trục bánh tuabin:

$$N_T = \gamma H_B Q \eta_T \quad (6.15)$$

Trong đó: η_T - hiệu suất của bánh tuabin

Ta thay trị số của H_B trong công thức (3.14) vào công thức (3.15) ta được:

$$N_T = \eta_B \eta_T \eta_P N_B$$

Như vậy ta có hiệu suất của ly hợp thuỷ lực là:

$$\eta = \eta_B \eta_T \eta_P = \frac{N_T}{N_B} \quad (6.16)$$

Phương trình mômen của ly hợp:

Trong trường hợp tổn thất thuỷ lực trong ly hợp bằng 0 thì mômen của bánh bơm chính là mômen động lượng của khối lượng chất lỏng qua bơm hay qua tua bin.

Mômen đối với bánh bơm:

$$M_B = \frac{1}{2} \rho Q (C_{2u} D_2 - C_{1u} D_1) \quad (6.17)$$

Và mômen của bánh tuabin là:

$$M_T = \frac{1}{2} \rho Q (C_{1u} D_1 - C_{2u} D_2) \quad (6.18)$$

Trong đó: ρ - tỷ khối của công chất

C_{1u} - tốc độ phân tử chất lỏng tại cửa vào chiều trên phương tiếp tuyến (*phương u*) với đường tròn tại cửa vào của bánh công tác.

C_{2u} - tốc độ phân tử chất lỏng tại cửa ra chiều trên phương tiếp tuyến (*phương u*) với đường tròn tại cửa ra của bánh công tác.

D_1 - Đường kính bánh công tác cửa vào.

D_2 - Đường kính bánh công tác cửa ra.

Q - Lưu lượng công chất qua khớp nối.

Ở mọi chế độ làm việc ổn định, phương trình cân bằng năng lượng trong khớp nối được biểu diễn như sau:

$$N_B = N_T + N_W \quad (6.11)$$

Trong đó: $N_B = \gamma H_B Q$

$$N_T = \gamma H_T Q$$

N_W - Công suất tổn thất qua khớp nối.

Q - Lưu lượng công chất của khớp nối.

H_B - Cột áp của bánh bơm.

H_T - cột áp của bánh tua bin.

Tỷ số truyền của ly hợp thủy lực:

$$i = \frac{\eta_T}{\eta_B} < 1 \quad (6.17)$$

Do có tổn thất trong hệ thống nên tỷ số truyền của ly hợp thủy lực phải nhỏ hơn 1. Chính vì vậy ở ly hợp thủy lực người ta đưa ra một thông số khác thể hiện sự tổn thất này đó là hệ số trượt.

Hệ số trượt:

Là hiệu số giữa số vòng quay các bánh bơm và tuabin của khớp nối thuỷ lực chia cho số vòng quay của bánh bơm được gọi là hệ số trượt của khớp nối thuỷ lực.

$$s = \frac{n_B - n_T}{n_B} = 1 - \frac{\eta_T}{\eta_B} = 1 - i \quad (6.18)$$

Ta nhận thấy có mối quan hệ giữa các thông số trên như sau:

Đối với ly hợp thuỷ lực thì $\eta = i$ vì mômen không thay đổi. khi $s = 0$ thì $\eta = i = 1$ tức là $n_B = n_T$. Trong khớp nối thuỷ lực, khi $n_B = n_T$ thì áp suất do tác dụng của lực ly tâm ở lõi ra của bánh bơm và lõi vào của bánh tuabin là như nhau. Khi đó chất lỏng không có chuyển động tương đối từ bánh bơm sang bánh tuabin mà nó chỉ quay cùng với vỏ ly hợp như là một vật rắn. Lúc này lưu lượng chất lỏng $Q = 0$ và do đó mômen của ly hợp thuỷ lực $M = 0$.

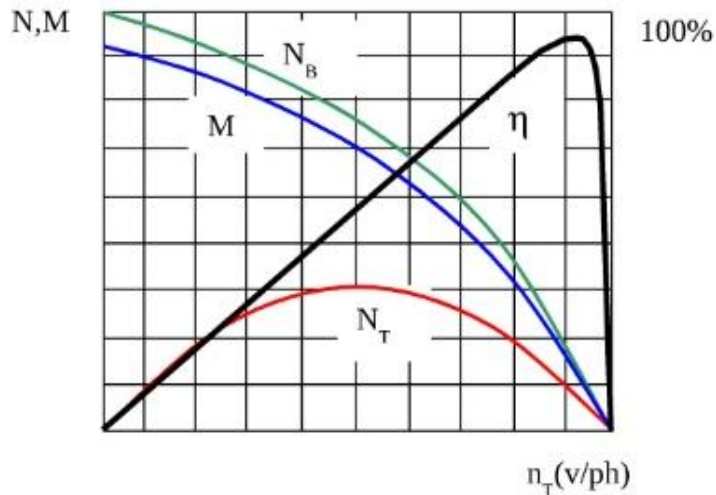
Bởi vậy, ly hợp thuỷ lực chỉ có thể truyền công suất và mômen khi $n_B > n_T$ hoặc khi $s > 0$ như đã nói ở trên. Ở chế độ làm việc bình thường, $s = 3 \div 2\%$, cho nên $\eta = 0,97 \div 0,98$. Hệ số trượt càng lớn thì độ chênh áp suất ở lõi ra khỏi bánh bơm và lõi ra của bánh tuabin càng lớn. Do đó, lưu lượng chất lỏng trong buồng làm việc của ly hợp thuỷ lực càng lớn.

6.3.3. Đặc tính của ly hợp thuỷ lực

Cũng như đối với các máy thuỷ lực khác, trong ly hợp thuỷ lực, các đường đặc tính thực nghiệm đóng vai trò quan trọng trong việc hoàn thiện các kết quả tính toán, đánh giá tính năng làm việc và tiện lợi trong sử dụng, khai thác. Đường đặc tính của ly hợp thuỷ lực có nhiều loại. Trong giáo trình này chỉ giới thiệu một số đường đặc tính thường gặp.

Đường đặc tính ngoài:

Biểu diễn mối quan hệ giữa mômen quay M , công suất N_B , N_T và hiệu suất η của ly hợp thuỷ lực với số vòng quay n_T của bánh tuabin khi số vòng quay của bánh bơm không đổi ($n_B = const$). Trong một số trường hợp trên đường đặc tính ngoài không vẽ đồ thị $N_B = f(n_T)$ vì có thể suy từ đồ thị $M = f(n_T)$.



Hình 6.3. Đường đặc tính ngoài của ly hợp thủy lực.

Đường đặc tính ngoài được vẽ theo thực nghiệm. Qua đồ thị cho ta thấy rõ mối quan hệ giữa các thông số làm việc của ly hợp đã nghiên cứu ở trên:

- Khi n_T tăng từ 0 đến $n_T = n_B$ thì M giảm, do đó N_B giảm (vì $N_B = M \cdot \omega_B; \omega_B = const$).

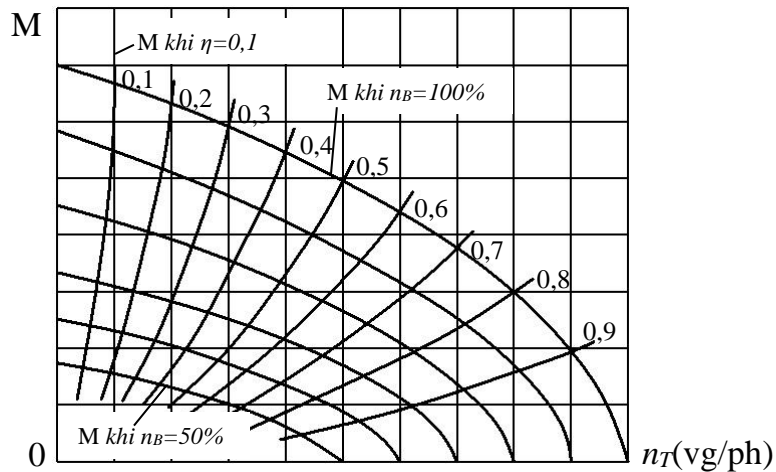
- Khi $n_T = 0$ và $n_T = n_B$ thì $N_T = 0$. Trong khoảng hai trị số giới hạn đó của n_T thì N_T có một giá trị cực đại.

- Đường hiệu suất η là một đường thẳng vì $\eta = \frac{n_T}{n_B} = i$.

- Khi n_T tiến gần tới n_B , về mặt lý thuyết thì $\eta = 1$. Nhưng vì lúc ấy $N \approx 0$ và mômen quay M giảm đến mức chỉ còn đủ thắng mômen cản do tổn thất (ma sát ở ổ trục, ma sát của chất lỏng với bề mặt ngoài của bánh công tác...) cho nên hiệu suất không thể bằng 1. Lúc đó, đường η sẽ đi theo đường dốc về 0.

- Đường đặc tính ngoài nêu trên chỉ cho ta biết tính năng làm việc của ly hợp ở chế độ ứng với $n_B = const$. Nhưng trong thực tế, ly hợp có thể làm việc với những động cơ có số vòng quay thay đổi nên người ta còn dùng đường đặc tính tổng hợp để tiện sử dụng trong trường hợp đó.

Đường đặc tính tổng hợp:



Hình 6.4. Đường đặc tính tổng hợp của ly hợp thuỷ lực.

Biểu diễn mối quan hệ giữa mômen M của ly hợp thuỷ lực với số vòng quay n_T khi số vòng quay của bánh bơm thay đổi. Trên đường đặc tính đó, còn vẽ những đường cong biểu diễn sự thay đổi của M với các giá trị hiệu suất η như nhau (đường cùng hiệu suất). Muốn xây dựng đường đặc tính tổng hợp, cần lập nhiều đường đặc tính ngoài của ly hợp thuỷ lực với nhiều trị số n_B khác nhau.

6.4. Biến mô thuỷ lực

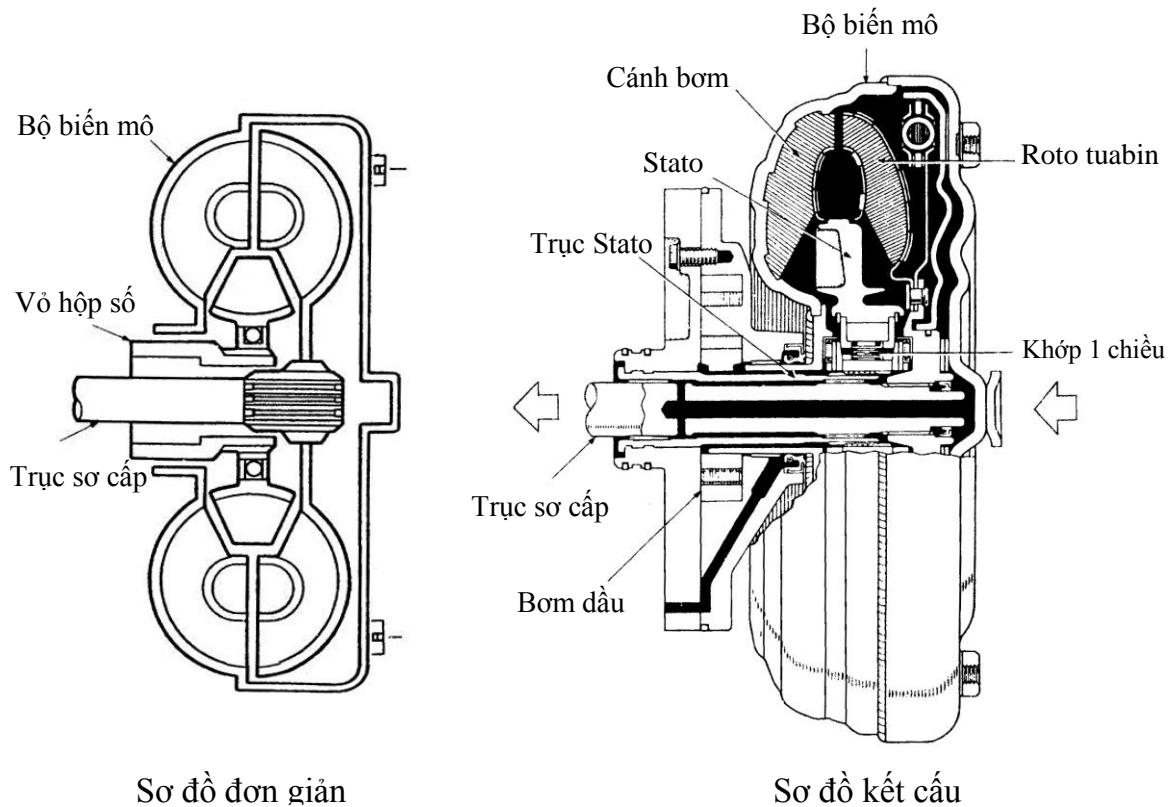
6.4.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của biến mô thuỷ lực

* Chức năng của biến mô thuỷ lực:

Bộ biến mô thuỷ lực trong hộp số tự động nhằm thực hiện các chức năng sau:

- Tăng mômen do động cơ tạo ra;
- Đóng vai trò như một ly hợp thuỷ lực để truyền (hay không truyền) mômen từ động cơ đến hộp số.
- Hấp thụ các dao động xoắn của động cơ và hệ thống truyền lực.
- Có tác dụng như bánh đà để làm đồng đều chuyển động quay của động cơ.
- Dẫn động bơm dầu của hệ thống điều khiển thuỷ lực.

* Sơ đồ cấu tạo của biến mô thuỷ lực:

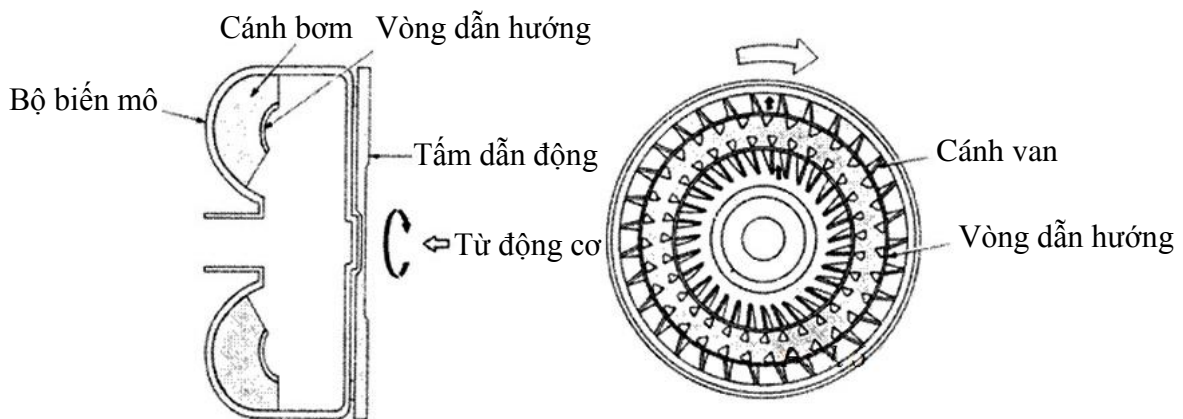


Hình 6.5. Sơ đồ cấu tạo của biến mô thủy lực.

Về cấu tạo, biến mô bao gồm: cánh bơm, rôto tuabin, stator, khớp một chiều và ly hợp khoá biến mô.

Cánh bơm:

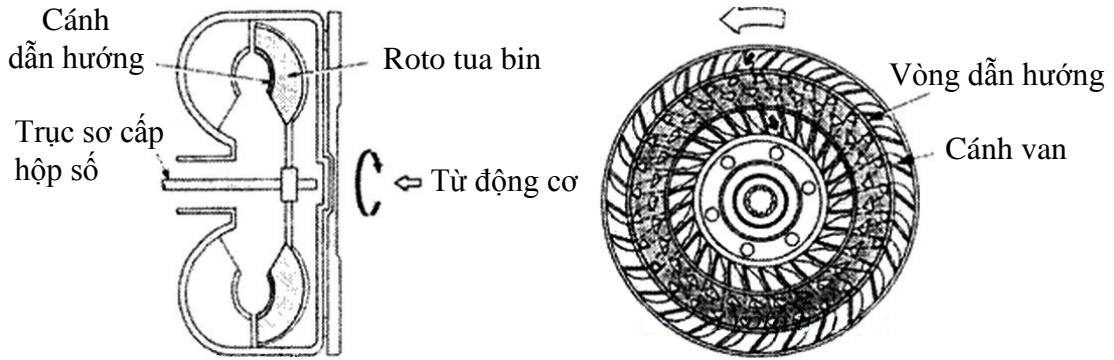
Cánh bơm được gắn liền với vỏ biến mô, có rất nhiều cánh có biên dạng cong được bố trí theo hướng kính ở bên trong. Vành dẫn hướng được bố trí trên cạnh trong của cánh bơm để dẫn hướng cho dòng chảy của dầu. Vỏ biến mô được nối với trục khuỷu của động cơ qua tấm dẫn động.



Hình 6.6. Cấu tạo vỏ biến mô.

Rôto tuabin:

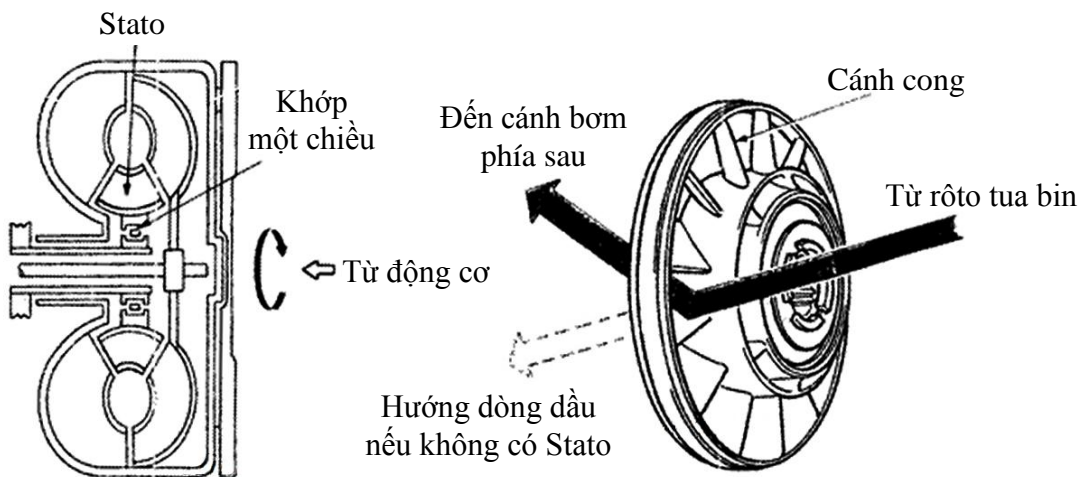
Cũng như cánh bơm rôto tuabin có rất nhiều cánh dẫn được bố trí bên trong rôto tuabin. Hướng cong của các cánh dẫn này ngược chiều với cánh dẫn trên cánh bơm. Rôto tuabin được lắp với trục sơ cấp của hộp số.



Hình 6.7. Cấu tạo của rôto tuabin.

Stato và khớp một chiều:

Stato được đặt giữa cánh bơm và rôto tuabin. Nó được lắp trên trục stato, trục này lắp cố định vào vỏ hộp số qua khớp một chiều. Các cánh dẫn của stato nhận dòng dầu khi nó đi ra khỏi rôto tuabin và hướng cho nó đập vào mặt sau của cánh dẫn trên cánh bơm làm cho cánh bơm được cường hoá.



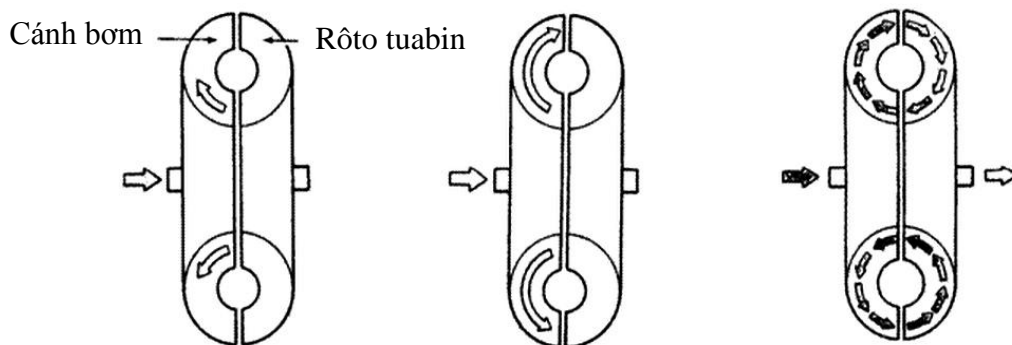
Hình 6.8. Cấu tạo của stato và khớp một chiều.

Khớp một chiều cho phép stato quay cùng chiều với trục khuỷu động cơ. Tuy nhiên nếu stato có xu hướng quay theo chiều ngược lại, khớp một chiều sẽ khoá

stato lại và không cho nó quay. Do vậy stato quay hay bị khoá phụ thuộc vào hướng của dòng dầu đập vào các cánh dẫn của nó.

* Nguyên lý làm việc của biến mô thuỷ lực:

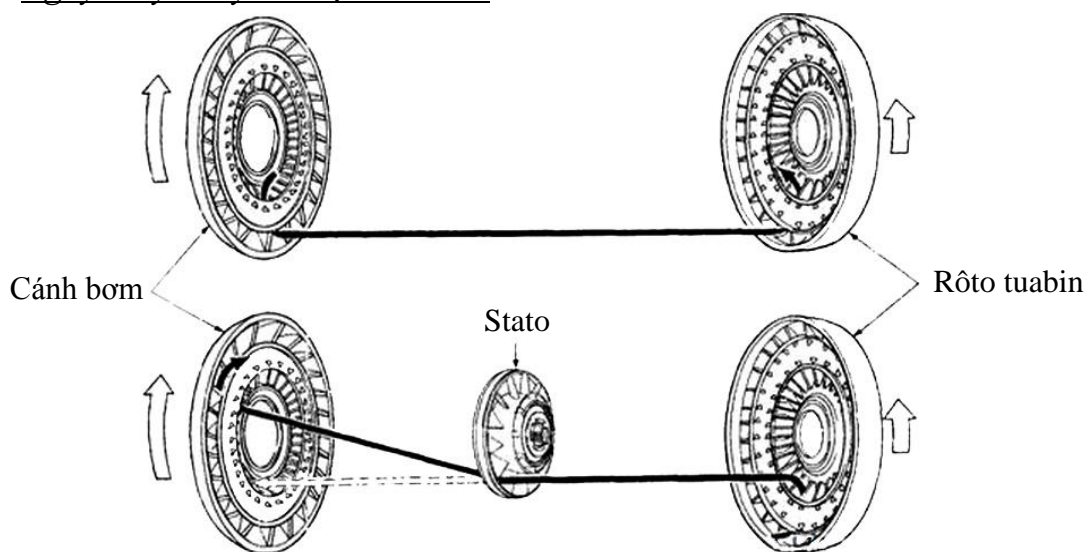
Nguyên lý truyền công suất:



Hình 6.9. Sơ đồ nguyên lý truyền công suất.

Khi cánh bơm được dẫn động quay từ trục khuỷu của động cơ, dầu trong cánh bơm sẽ quay cùng với cánh bơm. Khi tốc độ của cánh bơm tăng lên, lực ly tâm làm cho dầu bắt đầu văng ra và chảy từ trong ra phía ngoài dọc theo các bề mặt của các cánh dẫn. Khi tốc độ của cánh bơm tăng lên nữa, dầu sẽ bị đẩy ra khỏi cánh bơm và đập vào các cánh dẫn của rôto tuabin làm cho rôto tuabin bắt đầu quay cùng một hướng với cánh bơm. Sau khi dầu giảm năng lượng do va đập vào các cánh dẫn của rôto tuabin, nó tiếp tục chảy dọc theo máng cánh dẫn của rôto tuabin từ ngoài vào trong để lại chảy ngược trở về cánh bơm và một chu kỳ mới lại bắt đầu. Nguyên lý trên tương tự như ở ly hợp thuỷ lực.

Nguyên lý khuếch đại mômen:



Hình 3.10. Nguyên lý khuếch đại mômen.

Việc khuếch đại mômen bằng biến mô được thực hiện bằng cách trong cấu tạo của biến mô ngoài cánh bơm và rôto tuabin còn có stato.

Phương trình cân bằng mômen được viết như sau:

$$M_B + M_T + M_P = 0 \Rightarrow -M_T = M_B + M_P \quad (6.19)$$

với M_B là mômen trên bánh bơm, M_T là mômen trên bánh tuabin và M_P là mômen trên bánh phản ứng. Công thức trên cho thấy khả năng biến đổi mômen của biến mô có được là nhờ bánh phản ứng.

Với cấu tạo và cách bố trí các bánh công tác như vậy thì dòng dầu thủy lực sau khi ra khỏi rôto tuabin sẽ đi qua các cánh dẫn của stato. Do góc nghiêng của cánh dẫn stato được bố trí sao cho dòng dầu ra khỏi cánh dẫn stato sẽ có hướng trùng với hướng quay của cánh bơm. Vì vậy cánh bơm không những chỉ được truyền mômen từ động cơ mà nó còn được bổ sung một lượng mômen của chất lỏng từ stato tác dụng vào. Điều đó có nghĩa là cánh bơm đã được cường hoá và sẽ khuếch đại mômen đầu vào để truyền đến rôto tuabin.

6.4.2. Thông số cơ bản biến mô

Mômen biến mô: Công thức thực nghiệm tính mômen cho biến mô như sau:

$$M_B = \lambda_B \gamma n_B^2 D^5 \quad (6.20)$$

$$M_T = \lambda_T \gamma n_T^2 D^5 \quad (6.21)$$

Trong đó: D - Đường kính lớn nhất của biến mô thủy lực.

λ_B, λ_T - Hệ số mômen của bánh bơm và bánh tuabin chúng phụ thuộc

vào

tỷ số truyền i .

Hệ số biến mô K : Đặc trưng cho khả năng biến đổi mômen của biến mô.

$$K = \frac{M_B}{M_T} = \frac{\lambda_B}{\lambda_T} \quad (6.22)$$

Tỷ số truyền i : Đặc trưng cho khả năng biến đổi vận tốc quay của trục bị dẫn so với trục dẫn của biến mô thủy lực.

$$i = \frac{n_T}{n_B} \quad (6.23)$$

$$\text{Hiệu suất của biến mô thủy lực: } \eta = \frac{N_T}{N_B} = \frac{M_T n_T}{M_B n_B} = K.i \quad (6.24)$$

Phương trình 3.24 cho ta thấy hiệu suất chỉ phụ thuộc vào hệ số biến mô và tỷ số truyền của biến mô thủy lực. Ý nghĩa của nó là thể hiện khả năng truyền lực và biến đổi mômen của biến mô thủy lực, đồng thời nó cũng thể hiện tổn thất công suất trong quá trình biến mô làm việc.

Như vậy, biến mô thủy lực có một số đặc trưng cơ bản sau:

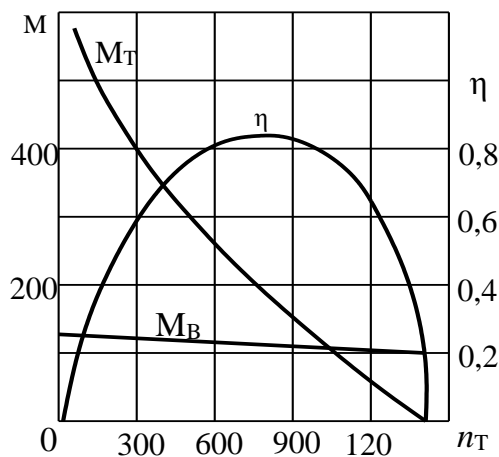
$$M_B < M_T; n_B > n_T; N_B > N_T$$

Đối với biến mô thủy lực thông dụng (chất lỏng làm việc là dầu khoáng) thì $\eta_{\max} = (0,85 \div 0,90)$; với $i = (0,5 \div 0,8)$.

6.4.3. Các đặc tính của biến mô

Biến mô chỉ làm việc ổn định khi hoàn toàn không có hiện tượng xâm thực. Hiện tượng này dễ xảy ra do vận tốc quay của các bánh công tác lớn và nhiệt độ chất lỏng làm việc cao, nhất là ở lối vào các máng dẫn cánh bơm. Biến mô thủy lực cũng có các đặc tính giống như ly hợp thủy lực. Các đường đặc tính này dùng để phân tích và lựa chọn chế độ làm việc của biến mô sao cho phù hợp với động cơ dẫn động và phụ tải để có hiệu suất cao nhất.

Đường đặc tính ngoài:



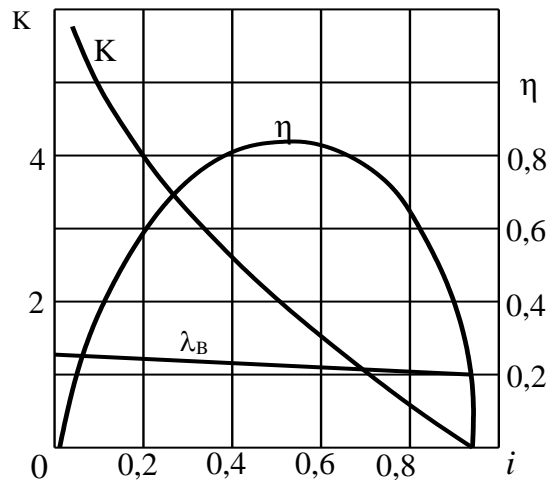
Hình 3.11. Đường đặc tính ngoài của biến mô

Là sơ đồ biểu diễn sự thay đổi của M_B , M_T , và n_T khi $n_B = \text{const}$.

Nhìn trên đồ thị ta thấy biến mô thủy lực chỉ có một trị số η_{\max} ở một trị số n_T thích hợp nhất, ứng với chế độ làm việc tối ưu của biến mô. Còn ở chế độ làm việc khác thì hiệu suất giảm, chủ yếu do hiệu suất thủy lực η_H giảm. Ta cũng thấy là khi n_T

thay đổi thì M_B hầu như không thay đổi và ở khu vực có hiệu suất cao thì M_T cũng không lớn hơn nhiều so với M_B .

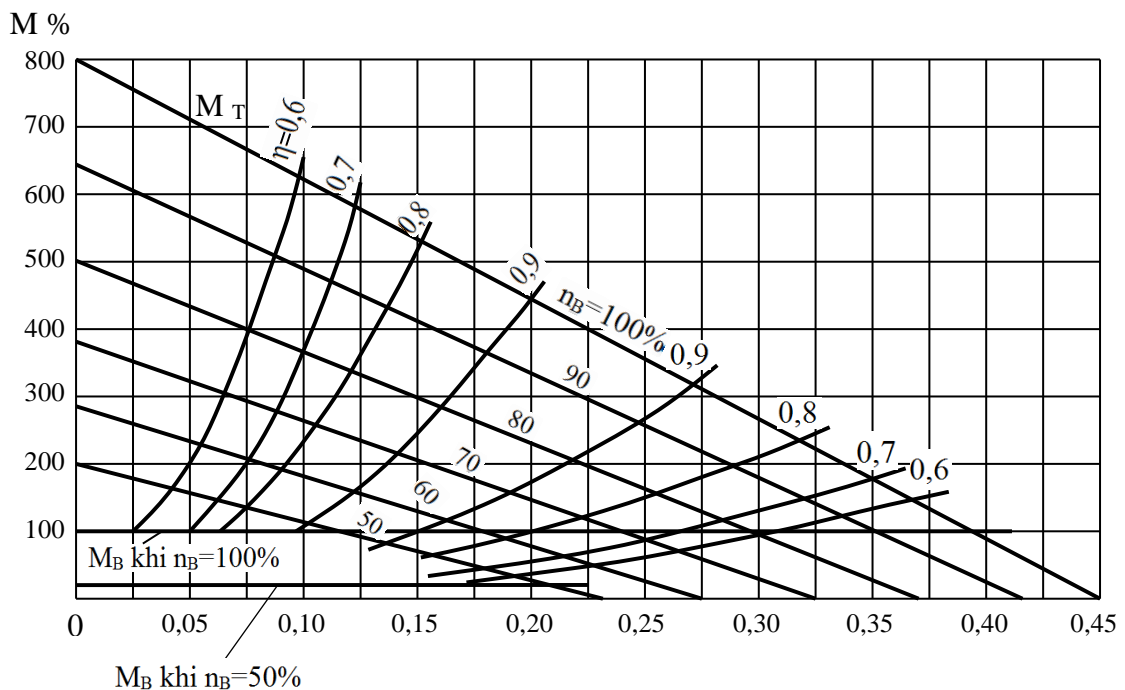
Đường đặc tính quy dẫn:



Hình 6.12. Đường đặc tính quy dẫn của biến mô thủy lực.

Muốn đánh giá các biến mô thủy lực tương tự, không phụ thuộc vào kích thước của chúng và số vòng quay của trục dẫn thì người ta dùng đặc tính quy dẫn. Nó biểu hiện sự phụ thuộc của các hệ số mômen λ_B , λ_T vào tỷ số truyền i . Đôi khi trong đồ thị có cả đường cong η và hệ số biến mô K . Nhưng vì giữa các đại lượng trên có quan hệ $\eta = K.i$ nên chỉ cần có hai đường λ_B và λ_T và η là ta có thể suy ra các đường cong khác.

6.4.4. Đặc tính của biến mô kết hợp



Hình 3.13. Đường đặc tính tổng hợp của biến mô thủy lực.

Được xây dựng trên cơ sở các đường đặc tính ngoài khi số vũng quay trục dẫn n_B thay đổi. Trên đồ thị đó, cũng có các đường hiệu suất giống như trong khớp nối thủy lực.

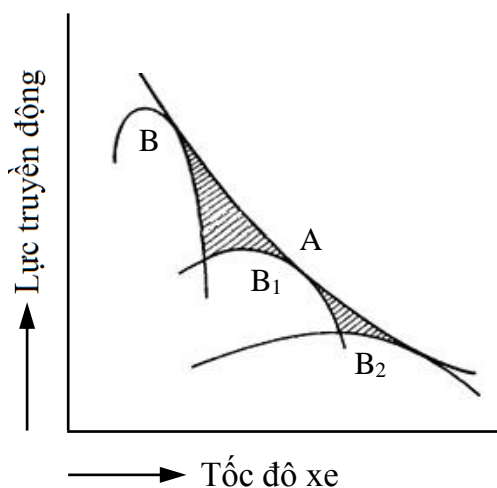
CHƯƠNG VII

TRUYỀN ĐỘNG THỦY CƠ TRÊN ÔTÔ - MÁY KÉO

7.1. Đặt vấn đề

Truyền động thủy cơ là sự kết hợp của truyền động thủy lực và truyền động cơ khí, hiện nay thường sử dụng trên các hộp số tự động của các loại xe ô tô hiện đại. Chúng ta sẽ tìm hiểu kỹ hơn về loại truyền động này trên hộp số tự động.

Ở phần hộp số cơ khí, ta có đường đặc tính kéo của ô tô như hình vẽ.



Hình 7.1. Đặc tính kéo của ô tô có hộp số thường.

Mỗi tay số sẽ cho một đường đặc tính thể hiện mối quan hệ giữa lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động với tốc độ của xe. Trên đặc tính thể hiện cho ô tô có lắp hộp số cơ khí ba cấp. Với đặc tính này, ngay cả khi người lái xe chọn điểm làm việc của tay số phù hợp với lực cản chuyển động của đường thì kết quả là điểm làm việc cũng chưa phải là tối ưu. Điểm làm việc được coi là tối ưu khi nó nằm trên đường cong A là tiếp tuyến với tất cả các đường đặc tính của hộp số cơ khí ba cấp, đường cong đó gọi là đường đặc tính lý tưởng. Đường cong lý tưởng có được chỉ khi sử dụng hộp số vô cấp. Và khi đó chúng ta sẽ tránh được những mất mát công suất so với sử dụng hộp số có cấp thể hiện trên phần diện tích gạch chéo.

Hộp số tự động dùng trên ô tô chưa cho đường đặc tính kéo trùng với đường đặc tính lý tưởng nhưng cũng cho ra được đường đặc tính gần trùng với đường đặc tính lý tưởng. Với hộp số tự động việc gài các số truyền được thực hiện một cách tự động tùy thuộc vào chế độ của động cơ và sức cản của mặt đường. Vì vậy nó

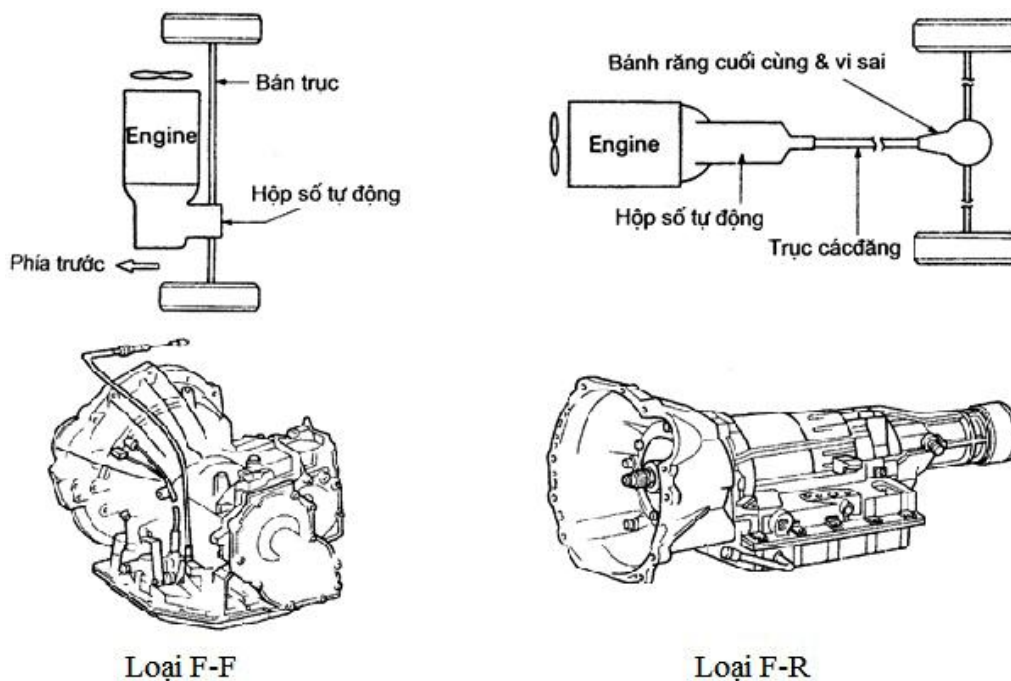
luôn tìm được một điểm làm việc trên đường đặc tính phù hợp với sức cản chuyển động bảo đảm được chất lượng động lực học và tính kinh tế nhiên liệu của ô tô.

Các loại hộp số tự động:

Thông thường hộp số tự động có thể chia làm hai loại:

- Loại hộp số sử dụng trên ô tô FF (động cơ đặt trước, cầu trước chủ động);
- Loại hộp số sử dụng trên ô tô FR (động cơ đặt trước, cầu sau chủ động).

Các hộp số sử dụng cho ô tô FR có bộ truyền động bánh răng cuối cùng với vi sai lắp ở bên ngoài. Còn các hộp số sử dụng trên ô tô FF có bộ truyền bánh răng cuối cùng với vi sai lắp ở bên trong, vì vậy loại hộp số tự động sử dụng trên ô tô FF còn gọi là "hộp số có vi sai".



Hình 7.2. Các hộp số sử dụng cho ô tô FF và ô tô FR.

Các bộ phận chính của hộp số tự động:

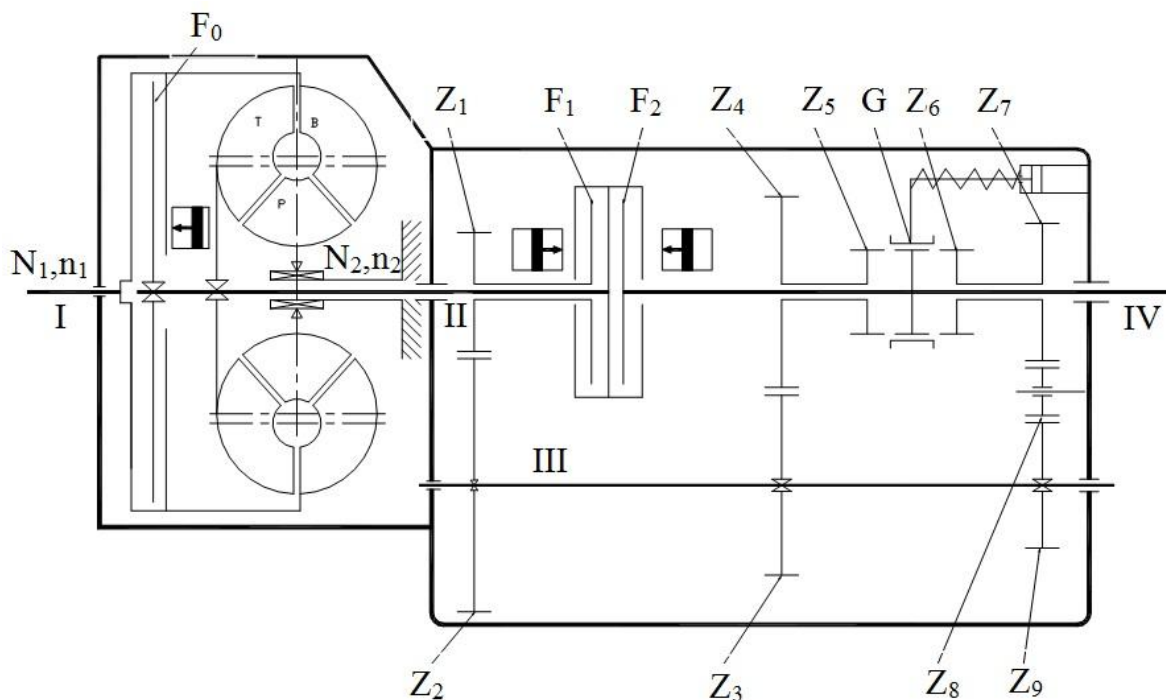
Hộp số tự động bao gồm một số bộ phận chính sau:

- Bộ biến mô thuỷ lực;
- Bộ bánh răng hành tinh;
- Bộ điều khiển thuỷ lực;
- Bộ truyền động bánh răng cuối cùng (sử dụng trên ô tô FF);
- Các thanh điều khiển;
- Dầu hộp số tự động.

7.2. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy cơ

Truyền động thủy cơ nói chung hay hộp số tự động nói riêng phải đạt được các tỷ số truyền theo yêu cầu, kích thước nhỏ gọn, hiệu suất truyền động cao, dễ dàng bảo dưỡng, sửa chữa, thay thế...

Sơ đồ có 2 số truyền tiến:



Nguyên lý hoạt động.

Số 1:

- Ổng gài số G gạt về ăn khớp với Z_5 đi số tiến, ly hợp F_2 đóng các ly hợp khác ngắt.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu động cơ qua bánh bơm B, sang bánh tước bin T, trục chủ động của hộp số, qua ly hợp F_2 và các bánh răng Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5 , trục thứ cấp của hộp số.

Số 2:

- Ly hợp F_1 đóng các ly hợp khác mở

Dòng công suất được truyền như sau:

Từ trục khuỷu của động cơ, dòng công suất được truyền đến bánh bơm B qua trục I, sang bánh tước bin T, trục II, qua ly hợp F_1 , trục thứ cấp của hộp số.

- Khi tỷ số truyền của biến mô $i \geq 0,9$ thì ly hợp F_0 tự động đóng lại, nổi cứng biến mô tăng hiệu suất truyền động.

Số lùi:

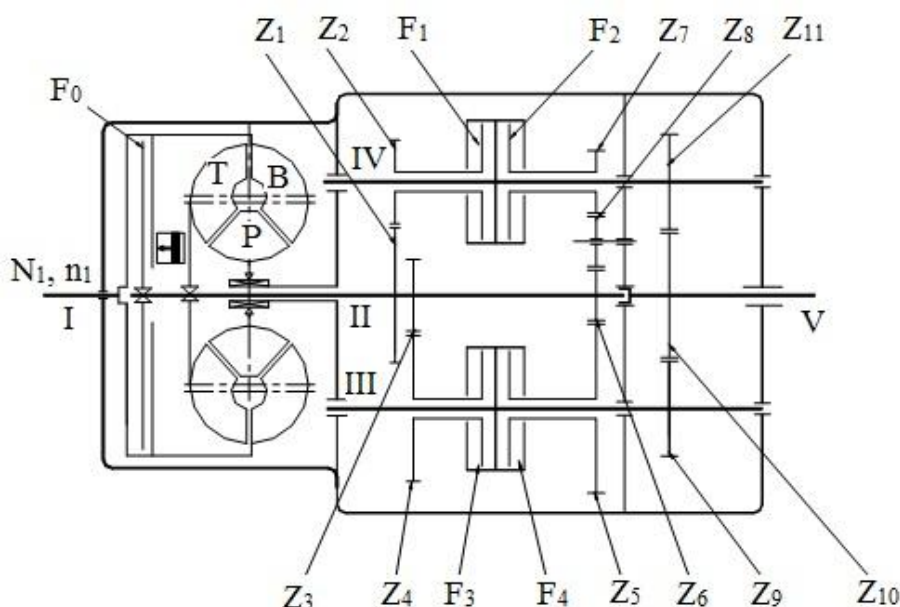
- ống gài số G được gạt về vị trí L thực hiện đi số lùi, ly hợp F_1 đóng.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu, trục I, qua bánh bơm, bánh tước bin, trục II, qua ly hợp F_1 tới các bánh răng $Z_1, Z_2, Z_9, Z_8, Z_7, Z_6$, trục IV (trục thứ cấp của hộp số).

Sơ đồ có 3 số truyền tiên:

Có cặp bánh răng luân ăn khớp:

$Z_1-Z_2, Z_3-Z_4, Z_5-Z_6, Z_7-Z_8, Z_6-Z_8, Z_{10}-Z_{11}, Z_9-Z_{10}$.



Nguyên lý làm việc.

Số truyền 1:

Ly hợp F_4 đóng còn các ly hợp khác đều mở.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu I, đến bánh bơm B, qua bánh tước bin T, trục II, cặp bánh răng luân ăn khớp Z_5-Z_6 , ly hợp F_4 , Z_9-Z_{10} , trục thứ cấp V của hộp số.

Số truyền 2:

Ly hợp F_3 đóng còn các ly hợp khác đều mở.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu động cơ qua bánh bơm, sang bánh tước bin T, trục II cặp bánh răng Z_3-Z_4 , ly hợp F_3 , trục III cặp bánh răng Z_9-Z_{10} , trục thứ cấp V của hộp số.

Số truyền 3:

Ly hợp F_1 đóng còn các ly hợp khác đều mở.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu của động cơ, qua trục I, bánh bơm T, trục II, cặp bánh răng luân ăn khớp Z_1-Z_2 , qua ly hợp F_1 , trục IV, đến cặp bánh răng luân ăn khớp $Z_{10}-Z_{11}$, trục thứ cấp V của hộp số.

Chú ý:

Trong số truyền 2 và 3 khi tỷ số truyền của biến mô $i \geq 0,9$ thì ly hợp F_0 tự động đóng lại thực hiện nối cứng biến mô, tăng hiệu suất truyền động.

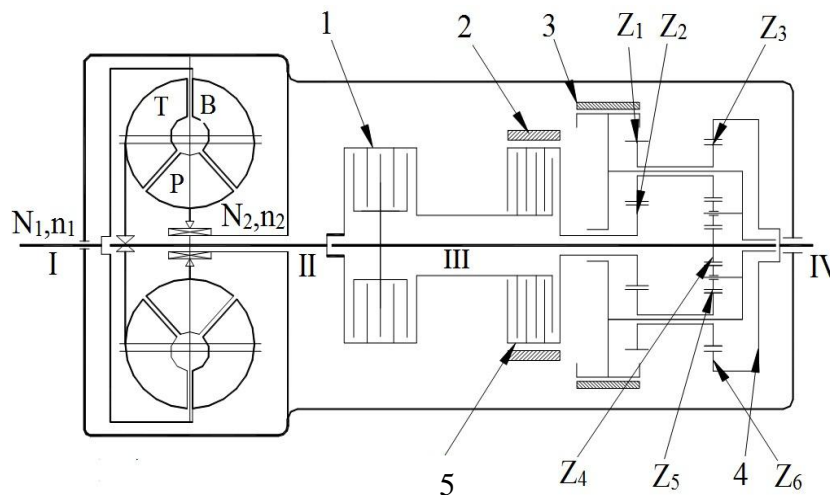
Số lùi:

Ly hợp F_2 đóng còn các ly hợp khác đều mở.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu của động cơ, qua bánh bơm, sang bánh tước bin, trục II, cặp bánh răng $Z_6-Z_7-Z_8$, ly hợp F_2 , trục IV, $Z_{10}-Z_{11}$, trục thứ cấp V của hộp số.

Sơ đồ có 4 số truyền tiến:

Hộp số hành tinh được điều khiển bằng 2 ly hợp nhiều đĩa và hai cum phanh dải.



Nguyên lý làm việc.

Số truyền 1:

Ly hợp trước 1 đóng và phanh sau được xiết chặt, cần dẫn 4 bị hãm.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu của động cơ, bánh bơm, bánh tước bin, trục II, ly hợp 1, bánh răng mặt trời Z_4 , bánh răng hành tinh Z_5 , bánh răng bao, Z_6 , trục ra của hộp số III.

Trường hợp này cơ cấu hành tinh làm việc như một bộ giảm tốc, vì các trục của bánh răng hành tinh bị hãm cứng, vì phanh 2 mở nên Z_2 quay tự do.

Số truyền 2:

Số truyền 2 được giải khi ly hợp trước 1 đóng, phanh 2 đóng bánh răng mặt trời Z_4 bị hãm cứng.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu động cơ tới bánh bơm, bánh tuốc bin trục II, ly hợp trước 1, bánh răng mặt trời Z_4 , bánh răng hành tinh Z_5 , bánh răng hành tinh Z_1 , bánh răng bao Z_6 , trục ra của hộp số.

Số truyền 3:

Ly hợp 1, 5 đều đóng, tang ngoài của ly hợp trước 1 được chế tạo cùng với tang chủ động ly hợp 5, nên cả ly hợp 1, 5, bánh răng mặt trời Z_2 , Z_4 , đều quay cùng tốc độ, toàn bộ cơ cấu hành tinh bị chêm.

Số truyền thẳng:

Dòng công suất được truyền qua các chi tiết sau: Trục khuỷu động cơ, bánh bơm, bánh tuốc bin, trục II, các ly hợp 1, 5 các bánh răng Z_2 , Z_4 , Z_5 , Z_6 , tới trục ra của hộp số III.

Số truyền lùi:

Được giải khi ly hợp sau 5 đóng phanh sau 3 được xiết chặt, cần 4 hãm.

Dòng công suất được truyền từ trục khuỷu động cơ, bánh bơm, bánh tuốc bin, trục II, ly hợp 5, bánh răng mặt trời Z_2 , bánh răng bao Z_6 trục ra của hộp số III.

**** Phân tích ưu nhược điểm của từng sơ đồ:***

Sơ đồ 2 số truyền tiến.

Dùng ly hợp kép nhiều đĩa, có tác dụng làm tăng bề mặt tiếp xúc ma sát, nhờ đó khi giải số chỉ cần lực ép nhỏ. Kết cấu đơn giản bởi dùng cặp bánh răng ăn khớp thường. Điều khiển chuyển số đơn giản, chỉ cần điều khiển ly hợp trước F_0 , và ly hợp kép sau.

Sơ đồ 3 số truyền tiến.

Mỗi tay số có một ly hợp ma sát riêng để phục vụ việc giải số. Kết cấu giải số làm riêng từng tay số nên đảm bảo ngay được tỷ số truyền theo yêu cầu.

Nhược điểm:

Kết cấu phức tạp do dùng nhiều trục trung gian, các trục này luân quay do đó các ổ bi hoạt động nhiều nên tuổi thọ giảm. Dùng nhiều ly hợp để điều khiển gài số nên kết cấu phức tạp, công kênh, kích thước lớn tỷ số truyền lại nhỏ.

Sơ đồ 4 số truyền tiến.

Các phương án này dùng bộ truyền hành tinh, có tỷ số truyền lớn, không bị ngắt dòng công suất khi sang số. Tải trọng tác dụng lên bánh răng nhỏ vì bánh răng trung tâm đồng thời ăn khớp với nhiều bánh răng hành tinh.

Nhược điểm:

Phương án này dùng bộ truyền bánh răng hành tinh, kết cấu rất phức tạp, đồng thời đòi hỏi chính xác cao, thiết bị điều khiển tự động sang số phức tạp, giá thành cao.

7.3. Phương pháp xây dựng đặc tính kéo của ô tô có truyền động thủy cơ

7.3.1. Xác định sự làm việc đồng bộ của động cơ và biến mô thủy lực

Để xây dựng đường đặc tính đồng bộ giữa động cơ và biến mô ta phải xác định được điểm làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô. Điểm làm việc chung giữa động cơ và biến mô phải thỏa mãn các điều kiện sau:

- Là giao điểm giữa đồ thị $M_e = f(n_e)$ với đồ thị $M_l = f(n_l)$ với $n_l = n_e$.
- Nằm trong vùng có công suất cao và tiêu hao nhiên liệu nhỏ.
- Nằm trong vùng làm việc ổn định của động cơ.

Theo công thức tính mômen xoắn trên trục ra của động cơ đốt trong có dạng:

$$M_e = \frac{716,2 \cdot N_e}{n_e} \quad (7-1)$$

Mặt khác mô men trên trục chủ động của biến mô có dạng:

$$M_l = \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_l^2 \cdot D^5 \quad (7-2)$$

Trong đó: γ - Trọng lượng riêng của dầu nhờn trong bánh công tác (kG/m^3)

λ_1 - Hệ số biến đổi mô men của bánh bơm.

D - Đường kính ngoài của khoang công tác.

Chọn điểm làm việc chung giữa động cơ và biến mô, ta kết hợp 3 điều kiện tiết kiệm nhiên liệu, phát huy được công suất cực đại, mô men cực đại của động cơ. Từ những đặc điểm trên ta chọn điểm làm việc giữa động cơ và biến mô là:

$$\begin{aligned}
 M_1 &= M_e (kG.m) \\
 n_1 &= n_e (v/ph) \\
 N_1 &= N_e (ml)
 \end{aligned}
 \tag{7-3}$$

Sau khi xác định được sự làm việc đồng bộ của biến mô với động cơ, ta xác định đường kính ngoài của biến mô và xây dựng đặc tính của biến mô.

áp dụng công thức:
$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{e\max}}{\gamma \cdot \lambda_1 \cdot n_1^2}} \tag{7-4}$$

- Chọn biến mô: - Đường kính ngoài của biến mô D (m).
 - Hệ số mômen λ (phút /v²m).

7.3.2. Xây dựng đặc tính ra của biến mô thủy lực

Đường đặc tính ra của biến mô là đường biểu thị mối quan hệ của mômen M_2 và công suất ở trục ra N_2 của biến mô theo số vòng quay n_2 , ứng với sự làm việc đồng bộ của động cơ đốt trong và biến mô thủy lực.

Ta đã xác định điểm làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô theo (7-4).

Theo đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô, đối với những giá trị i , η , K đã xác định, ta hoàn toàn xác định được các giá trị của đại lượng đầu ra của biến mô theo các công thức sau:

$$\begin{aligned}
 M_2 &= K \cdot M_1 (kG.m) \\
 n_2 &= i \cdot n_1 (v/ph) \\
 N_2 &= \eta \cdot N_1 (ml) \\
 \eta_Y &= \eta_B
 \end{aligned}$$

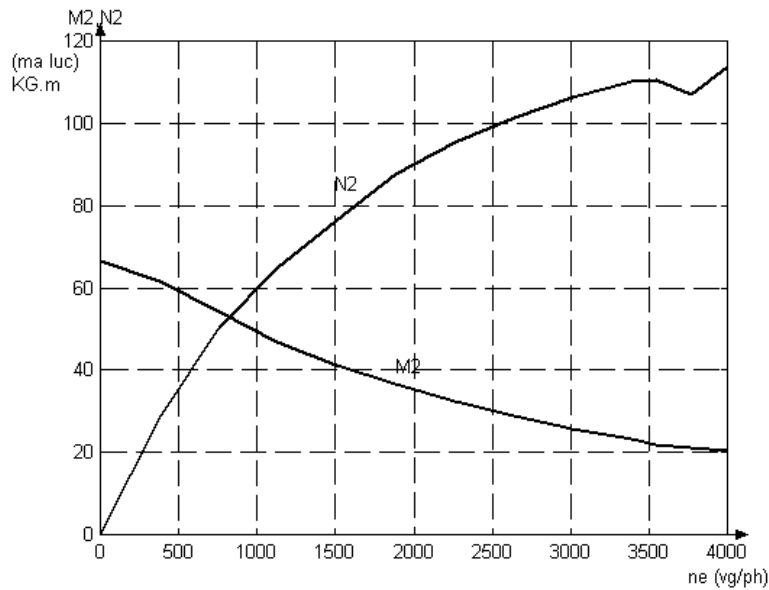
η_Y, η_B - Hiệu suất tính đến đầu ra và hiệu suất của bản thân biến mô.

Kết quả tính toán được ghi trong bảng 1 ta sẽ vẽ được đồ thị đặc tính đầu ra của biến mô.

Bảng 1: Số liệu đầu ra của biến mô

I	0,1	0,15	0,8	0.85	1
$n_1(v/ph)$	500	1000	3500	4000
$n_2(v/ph)$							
K							
$M_1(KG.m)$							
$M_2(KG.m)$							
η							

N_1 (mã lực)							
N_2 (mã lực)							



Hình 7.3. Dạng đồ thị đặc tính ra của biến mô thủy lực.

7.3.4. Tính toán đặc tính kéo của ô tô dựa vào đặc tính ra của biến mô

a. Tỷ số truyền của truyền lực chính

Tỷ số truyền của truyền lực chính được xác định từ điều kiện đảm bảo cho ô tô đạt vận tốc cực đại ở tay số cao nhất của hộp số khi xe chở đủ tải.

$$i_0 = 0,377 \frac{r_b \cdot n_v}{i_h \cdot v_{\max}} \quad (7-5)$$

Trong đó: $r_b = \lambda r_0$ - Bán kính làm việc trung bình của bánh xe chủ động.

λ - Hệ số biến dạng của lốp khi chịu tải trọng thẳng đứng $\lambda = 0,945 \div 0,950$.

$r_0 = \left(B + \frac{d}{2} \right) \cdot 25,4 (mm)$ - Bán kính thiết kế của bánh xe chủ động.

n_v - Số vòng quay của động cơ tại $v_{\max} (km/h)$.

b. Xác định tỷ truyền của hộp số chính

* Tỷ số truyền tay số 1 hộp số chính

Giá trị i_{h1} không phụ thuộc vào số tay số và quy luật phân bố của chúng mà chỉ cần đảm bảo cho xe khắc phục được lực cản lớn nhất của đường đã quy định và không gây nên sự trượt quay của các bánh xe chủ động khi truyền mô men xoắn cực đại trên đường đã quy định, vì vậy i_{h1} cần thỏa mãn hai điều kiện cơ bản sau:

- Điều kiện 1:

Lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở các bánh xe chủ động phải lớn hơn lực cản chuyển động của ô tô.

$$P_{\psi \max} \leq P_{k \max} \quad (7-6)$$

Trong đó: $P_{k \max} = \frac{M_2 \cdot i_{hl} \cdot i_0 \cdot \eta_t}{r_b}$ là lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở các bánh xe chủ động của ô tô ứng với tay số 1.

$P_{\psi \max} = G \cdot \psi_{\max}$ là lực cản của mặt đường đã quy định.

Từ (3-30) suy ra:
$$i_{hl} \geq \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_b}{M_2 \cdot i_{hl} \cdot i_0 \cdot \eta_t} \quad (7-7)$$

Trong đó: G - Trọng lượng toàn bộ xe (kG).

ψ_{\max} - Hệ số cản tổng cộng của mặt đường.

M_2 - Mô men tại điểm biến mô có hiệu suất (kG,m).

i_0 - Tỷ số truyền của truyền của truyền lực chính.

η_t - Hiệu suất của bộ truyền lực.

- Điều kiện 2:

Lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động phải nhỏ hơn lực bám của chúng với đường.

$$P_{k \max} \leq P_{\varphi} \quad (7-8)$$

Trong đó: $P_{\varphi} = G_{\varphi} \cdot \varphi$ là lực bám của bánh xe chủ động.

G_{φ} là trọng lượng bám phân ra cầu sau chủ động (kG).

φ là hệ số bám.

Từ (3-32) suy ra:
$$i_{hl} \leq \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_b}{M_2 \cdot i_{hl} \cdot i_0 \cdot \eta_t} \quad (7-9)$$

Vậy chọn tỷ số truyền tay số 1 phải đảm bảo đồng thời hai điều kiện trên.

*** Tỷ số truyền của các tay số trung gian**

Tỷ số truyền của tay số 2

Ta đã chọn tỷ số truyền của tay số 3 là tay số truyền tăng, do đó ta chọn tỷ số truyền của tay số 2 sao cho khi hoạt động lái xe dễ tìm được tay số phù hợp với sức cản của mặt đường.

*** Tỷ số truyền ở tay số lùi**

Ta chọn theo công thức: $i_L = (1,2 \div 1,3) i_{h1}$

c. Xác định các dạng công suất và lập đồ thị cân bằng công suất của ô tô

Trường hợp ô tô không kéo moóc, chuyển động nhanh dần và lên dốc, thì phương trình cân bằng công suất có dạng sau:

$$N_k = N_e - N_t = N_e \cdot \eta_t = N_f + N_i + N_w + N_j = N_\psi + N_w + N_j$$

$$\Leftrightarrow N_k = \frac{G \cdot v \cdot (\cos \alpha \cdot f + \sin \alpha)}{270} + \frac{K \cdot F \cdot v^3}{3500} + N_j$$

Khi xe chạy với tốc độ v_{\max}

$$N_k = N_f + N_w = \frac{G \cdot f \cdot v_{\max}}{270} + \frac{K \cdot F \cdot v_{\max}^3}{3500}$$

Trong đó: N_k - Công suất kéo ở bánh xe chủ động (mã lực).

N_e - Công suất hữu ích của động cơ (mã lực).

η - Hiệu suất bộ truyền lực.

N_j - Công suất cản quán tính của động cơ (mã lực).

*** Vận tốc tương ứng ở các tay số là**

$$v_1 = 0,377 \frac{r_b \cdot n_2}{i_0 \cdot i_{h1}} ; \quad v_2 = 0,377 \frac{r_b \cdot n_2}{i_0 \cdot i_{h2}} ; \quad v_3 = 0,377 \frac{r_b \cdot n_2}{i_0 \cdot i_{h3}} = 0,377 \frac{r_b \cdot n_e}{i_0 \cdot i_{h3}}$$

Với n_2 - là số vòng quay trục tuabin (v/ph).

Đối với tay số 3, khi tỷ số truyền của biến mô $i \geq 0,83$ thì ly hợp F_0 tự động đóng lại, khoá cứng biến, do đó $n_2 = n_e$ (số vòng quay của trục khuỷu động cơ).

*** Công suất ở từng tay số**

Công suất ở từng tay số khi chưa khoá cứng biến mô là:

$$N_{k1} = N_{k2} = N_{k3} = N_2 \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C$$

Khi ly hợp bị khoá cứng thì công suất kéo ở tay số 3 là:

$$N_{k3} = N_e \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C$$

Trong đó: N_2 - Công suất ở trục ra của biến mô.

$N_{k1,2,3}$ - Công suất kéo ở bánh xe chủ động ứng với tay số 1,2,3.

η_c, η_{hs} - Hiệu suất của cầu chủ động, hộp số cơ khí.

*** Công suất cản lăn của khi xe chạy trên mặt đường nằm ngang**

$$N_f = \frac{G \cdot f \cdot v}{270}$$

G - Trọng lượng toàn bộ xe kG.

f - Hệ số cản lăn.

*** Công suất cản của không khí**

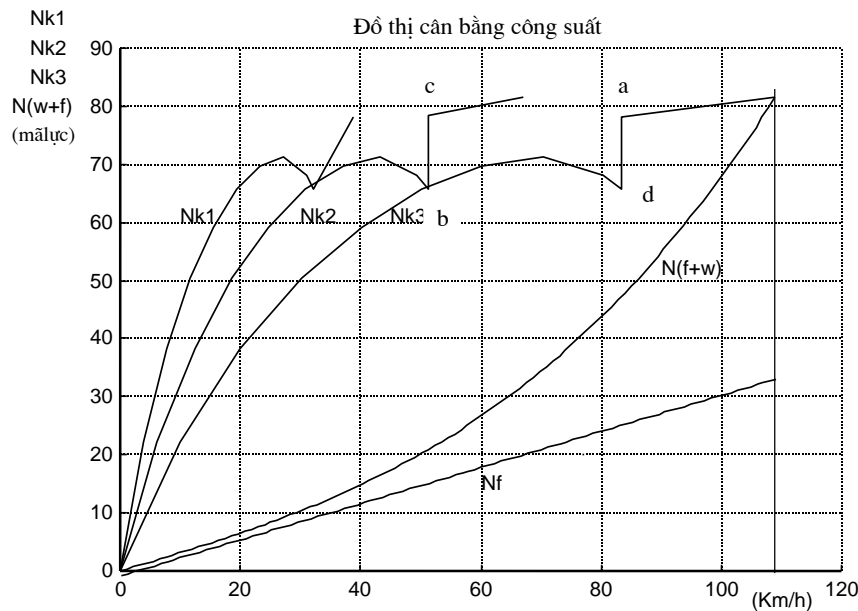
$$N_w = \frac{K \cdot F \cdot v^3}{3500}$$

K - Hệ số cản của không khí ($kG \cdot s^2/m^4$).

F - Diện tích cản chính diện (m^2).

*** Lập đồ thị cân bằng công suất**

Đồ thị được thiết lập trên hệ trục tọa độ vuông góc N-v, trục tung biểu thị các giá trị của dạng công suất, trục hoành biểu thị các giá trị của vận tốc ô tô, mỗi tay số ta có một đồ thị.



Hình 7.4. Đồ thị cân bằng công suất.

d. Xác định lực kéo tiếp tuyến và lực cản – Lập đồ thị cân bằng lực kéo

Từ phương trình cân bằng lực kéo.

$$P_k = P_f + P_i + P_j + P_\omega = P_\psi + P_j + P_\omega$$

$$= G \cdot (\cos\alpha \cdot f + \sin\alpha) + \frac{K \cdot F \cdot v^2}{13} + \frac{G \cdot \delta_i \cdot j}{g}$$

Khi xe chạy với tốc độ cực đại.

$$P_k = P_f + P_\omega = G \cdot f + \frac{K \cdot F \cdot v^2}{13}$$

Trong đó : P_k - lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động.

P_f - Lực cản khi xe lên dốc.

$P_i = G \cdot \sin\alpha$ - Lực cản dốc.

P_ψ - Lực cản tổng cộng của đường ($P_\psi = P_f + P_w$).

Ψ - Hệ số cản tổng cộng.

$P_\omega = K \cdot F \cdot v^2 / 13$ - Lực cản không khí.

$P_j = G/g \cdot \delta_i \cdot j$ - Lực cản quán tính khi xe tăng tốc.

*** Lực kéo tiếp tuyến P_k ở các tay số theo vận tốc chuyển động của xe**

Khi chưa gài cứng biên mô.

$$P_{k1} = \frac{M_{k1}}{r_b} = \frac{M_2 \cdot i_{h1} \cdot i_C \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C}{r_b}$$

$$P_{k2} = \frac{M_{k2}}{r_b} = \frac{M_2 \cdot i_{h2} \cdot i_C \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C}{r_b}$$

$$P_{k3} = \frac{M_{k3}}{r_b} = \frac{M_2 \cdot i_{h3} \cdot i_C \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C}{r_b}$$

Khi gài cứng biên mô thì:

$$P_{k3} = \frac{M_{k3}}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_{h3} \cdot i_C \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_C}{r_b}$$

*** Tính lực cản của đường**

Để xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo của xe ta tính lực cản của đường theo vận tốc của xe khi chạy trên đường nằm ngang có hệ số cản lăn quy định ($f=0,02$).

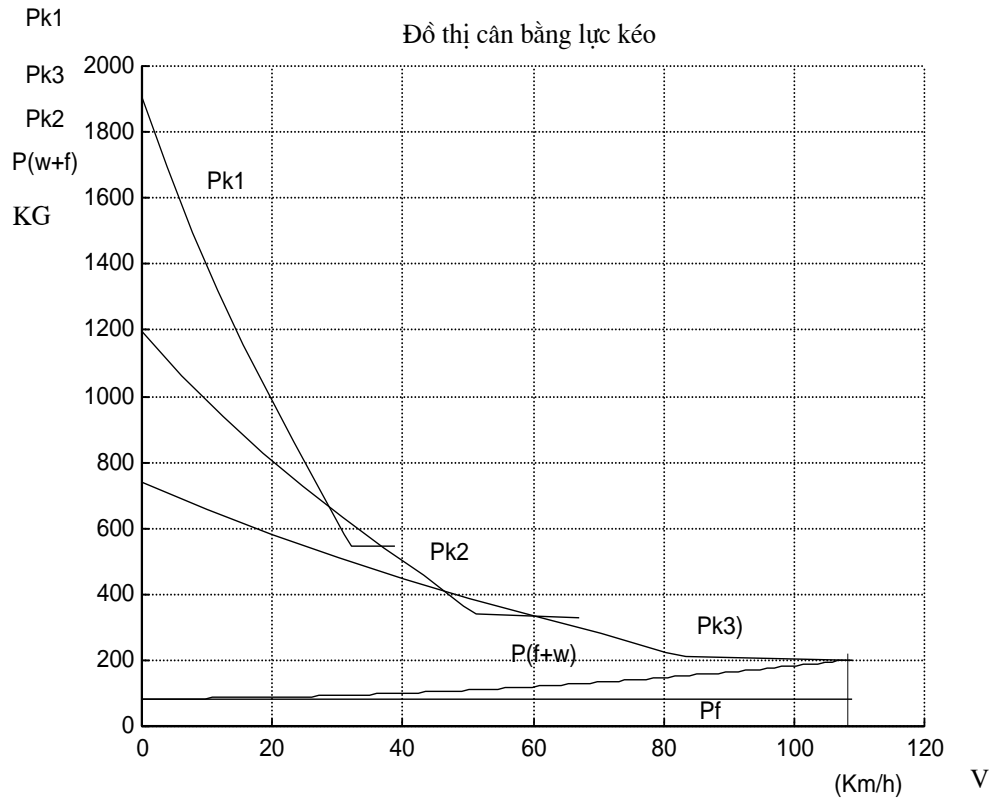
$$P_f = G \cdot f$$

*** Tính lực cản của không khí**

$$P_\omega = \frac{K \cdot F \cdot v^2}{13}$$

*** Lập đồ thị cân bằng lực kéo**

Đồ thị được thiết lập trên hệ trục tọa độ vuông góc P_k-v , trục tung biểu thị các giá trị của lực kéo, trục hoành biểu thị các giá trị của vận tốc ô tô, mỗi tay số ta có một đồ thị.



Hình 7.5. Đồ thị cân bằng lực kéo.