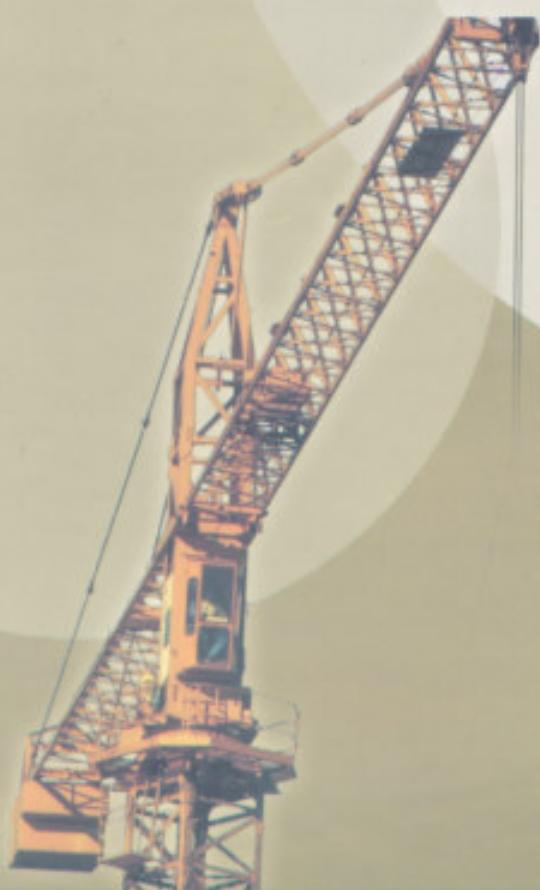


NGUYỄN VĂN HÙNG

MÁY VÀ THIẾT BỊ XÂY DỰNG



NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG



NGUYỄN VĂN HÙNG

MÁY VÀ THIẾT BỊ XÂY DỰNG

**NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2001**

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây nhằm đáp ứng nhu cầu về quy mô, chất lượng và tiến độ thi công xây dựng dân dụng và công nghiệp, xây dựng cầu đường, thủy lợi, sân bay, bến cảng..., nước ta đã và đang áp dụng nhiều công nghệ và thiết bị mới tiên tiến của nhiều nước trên thế giới.

Để đáp ứng nhu cầu học tập cho sinh viên khối công trình và kinh tế chuyên ngành xây dựng, sinh viên thuộc các ngành cơ khí chuyên dùng, cán bộ công nhân trong lĩnh vực khai thác thi công và khai thác kĩ thuật máy xây dựng, chúng tôi mạnh dạn biên soạn cuốn "Máy và thiết bị xây dựng" trên cơ sở các giáo trình đã được biên soạn và có sửa chữa bổ sung.

Sách cung cấp những khái niệm cơ bản về máy xây dựng, giới thiệu chức năng, kết cấu nguyên lý làm việc của các chủng loại máy và thiết bị xây dựng chủ yếu trong thi công xây dựng. Ngoài ra còn đề cập tới một số nội dung lựa chọn và khái niệm về khai thác kĩ thuật xe máy.

Chúng tôi chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp thuộc bộ môn Máy xây dựng đã đọc và đóng góp ý kiến cho bản thảo nhằm nâng cao chất lượng biên soạn. Trong quá trình biên soạn và in ấn chắc chắn còn nhiều thiếu sót, chúng tôi mong được sự góp ý của bạn đọc.

Tác giả

Chương 1

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY XÂY DỰNG

§1.1. PHÂN LOẠI MÁY XÂY DỰNG

Máy xây dựng là danh từ chung chỉ các máy và thiết bị phục vụ cho công tác xây dựng cơ bản: dân dụng, công nghiệp, giao thông vận tải, cảng, thủy lợi... Do vậy, máy xây dựng có rất nhiều chủng loại và đa dạng. Người ta thường phân loại máy xây dựng theo tính chất thi công hay công dụng như sau:

1) *Tổ máy phát lực*: để cung cấp động lực cho các máy khác làm việc, thường là những tổ máy điện - khí v.v... Các tổ máy này lại do động cơ đốt trong hoặc động cơ điện cung cấp năng lượng.

2) *Máy vận chuyển*: để vận chuyển vật liệu hàng hoá và chia ra:

- Máy vận chuyển ngang: hướng vận chuyển song song với mặt đất, di động trên đường bộ: ô tô, máy kéo; trên đường sắt: ga, xe lửa; trên mặt nước: sà lan, tàu thủy và trên không: máy bay vận tải, trực thăng v.v...

- Máy vận chuyển thẳng đứng hay lên cao còn gọi là máy nâng chuyển: kích, tời, palang, cần trục, vận thăng, thang máy chở người trong thi công v.v...

- Máy vận chuyển liên tục: hướng vận chuyển có thể ngang, nghiêng hay thẳng đứng nhưng đặc điểm là vận chuyển liên tục: băng tải, gầu tải, vít tải v.v...

- Máy xếp dỡ: thường vận chuyển ở cự li ngắn, chủ yếu làm công tác xếp dỡ, bốc xúc ở các bến cảng, nhà kho, bãi vật liệu v.v... như các loại máy xúc lật, xe nâng hàng, máy xếp dỡ hàng công kềnh, công tenor...

3) *Máy làm đất*: gồm các loại máy phục vụ các khâu thi công đất, đá như các máy làm công tác chuẩn bị (phát cây, nhổ gốc, xới đất v.v...), máy đào đất (máy đào một gầu và nhiều gầu), máy đào - chuyển đất (máy ủi, máy cạp, máy san v.v...), máy xúc lật và các loại máy đầm nén đất.

4) *Máy gia công đá*: phục vụ cho việc nghiên, sàng và rửa sỏi, đá, cát.

5) *Máy phục vụ cho công tác bêtông và bêtông cốt thép*: máy trộn, vận chuyển bêtông, đầm bêtông, các loại máy gia công cốt thép (cắt, uốn, hàn v.v...)

6) *Máy gia cố nền móng*: gồm các loại máy đóng cọc, máy ép cọc, máy khoan cọc nhồi, máy cắm bắc thẩm v.v...

7) *Các loại máy chuyên dùng cho từng ngành*: các loại máy hoàn thiện, máy rải bêtông và bêtông nhựa, máy sản xuất vật liệu xây dựng như gạch, ngói ximăng...

Ngoài cách phân loại như trên, người ta còn có thể phân loại máy xây dựng theo nguồn động lực (máy dẫn động bằng động cơ đốt trong, động cơ điện, động cơ thủy lực v.v...), theo cách di chuyển (bằng bánh lốp, bánh xích, chạy trên đường sắt hoặc đặt trên sàn lan, phao nổi v.v...), theo phương pháp điều khiển (cơ khí, thủy lực, khí nén, điện tử v.v...).

Tất cả các loại máy xây dựng di động có thể coi như một hệ thống bao gồm các cụm chủ yếu sau đây (hình 1.1): cụm động lực 1, cụm truyền động 2, cụm (bộ phận) công tác 3, cụm (cơ cấu) di chuyển 4 và hệ thống điều khiển 5. Ngoài các cụm chủ yếu trên, máy còn có khung - bệ và các bộ phận, phụ trợ khác như chiếu sáng, an toàn, tín hiệu, điều hòa... Các cụm này lại gồm các tổng thành và bộ phận khác nhau do các chi tiết tạo nên.

Ngoài sơ đồ cấu trúc, các bộ phận máy thường được thể hiện trên sơ đồ cấu tạo và sơ đồ động học; còn đối với máy dẫn động thủy lực và dẫn động điện còn có sơ đồ thủy lực và sơ đồ dẫn động điện.

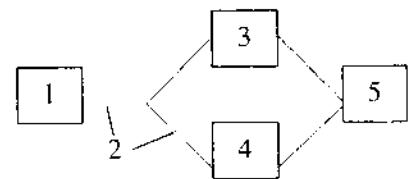
Sơ đồ cấu tạo thể hiện nguyên lý cấu tạo - kết cấu của máy. Sơ đồ động học cho ta biết mối liên hệ giữa các phần tử của hệ dẫn động cơ khí. Sơ đồ thủy lực và sơ đồ điện mô tả mối quan hệ tương hỗ của hệ thống thủy lực và điện trong hệ dẫn động.

Ngoài bộ phận công tác có đặc thù riêng, nhiều bộ phận và tổng thành của máy xây dựng có nhiều điểm chung được đề cập tới ở các mục sau:

§1.2. YÊU CẦU CHUNG ĐỐI VỚI MÁY XÂY DỰNG

Để đáp ứng quá trình công nghệ trong xây dựng, máy xây dựng phải đảm bảo các yêu cầu chung sau đây:

- 1) Yêu cầu về năng lượng: chọn công suất động cơ hợp lí, cơ động (thường là động cơ đốt trong), tiết kiệm.
- 2) Kích thước gọn, nhẹ, dễ vận chuyển và thi công trong địa bàn chật hẹp.
- 3) Các yêu cầu kết cấu - công nghệ: có độ bền và tuổi thọ cao, công nghệ tiên tiến.
- 4) Các yêu cầu khai thác - công nghệ: đảm bảo năng suất và chất lượng thi công trong điều kiện nhất định, có khả năng phối hợp làm việc cùng các máy khác, bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng, nhanh chóng, có khả năng dự trữ nhiên liệu làm việc tương đối dài (một vài ca liên tục).
- 5) Sử dụng thuận tiện, an toàn, tự động hóa điều khiển.
- 6) Không làm ảnh hưởng tới môi trường xung quanh.
- 7) Yêu cầu kinh tế: giá thành đơn vị sản phẩm thấp.



Hình 1.1 : Sơ đồ cấu trúc của
máy xây dựng di động

Nhờ sự phát triển của khoa học công nghệ, các máy xây dựng hiện đại đều đáp ứng được các yêu cầu nói trên. Trước hết phải kể đến xu hướng tăng năng suất máy, tự động hóa điều khiển, dẫn động thủy lực và dẫn động điện thay cho dẫn động cơ khí, các cơ cấu công tác được cải tiến, đảm bảo tác động hiệu quả với đối tượng thi công, cải thiện điều kiện và môi trường làm việc.

Chỉ tiêu tổng hợp và quan trọng nhất liên quan tới các vấn đề nêu trên là độ tin cậy của máy.

§1.3. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC CỦA MÁY XÂY DỰNG

Thiết bị động lực của máy xây dựng thường là động cơ đốt trong và động cơ điện.

1. Động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong được sử dụng nhiều hơn, đặc biệt là động cơ дизel. Công suất động cơ дизel lắp trên máy làm đất có thể từ vài kW đến 2000 kW. Động cơ дизel có hiệu suất tương đối cao (30 - 37%), khối lượng trên 1kW công suất không lớn lắm (3 - 4kg/kW), suất tiêu hao từ 0,2 đến 0,25 kg/kWh. Nhược điểm cơ bản của động cơ дизel là khả năng tuổi thọ động cơ tới 6000 - 8000h. Nhược điểm cơ bản của động cơ дизel là khả năng chịu quá tải kém vì đường đặc tính cơ học "cứng". Đường đặc tính cơ học của động cơ дизel biểu hiện sự thay đổi mômen xoắn vào số vòng quay động cơ tức là lực ở bộ phận công tác với tốc độ tương ứng của nó (hình.1.1.).

Đường cong 1 trên hình 1.1 cho biết ở vùng làm việc chủ yếu, mômen xoắn tăng từ 0 đến T_n với số vòng quay tăng không đáng kể.

2. Động cơ điện

Động cơ điện được sử dụng rộng rãi trên các máy cố định hoặc di chuyển ngắn, theo quỹ đạo nhất định như các máy nghiền sàng đá, máy trộn bê tông, cẩu trục v.v...

Ưu điểm chính của động cơ điện là hiệu suất cao (tới 80%), gọn nhẹ, chịu vượt tải tương đối tốt, thay đổi chiều quay và khởi động nhanh, giá thành hạ, làm việc tin cậy, dễ tự động hóa, điều kiện vệ sinh công nghiệp tốt, ít gây ô nhiễm môi trường.

Nhược điểm chính là khó thay đổi tốc độ quay, mômen khởi động nhỏ, phải có nguồn và mạng lưới cung cấp điện.

Động cơ điện có nhiều chủng loại công suất và chia ra hai loại lớn: động cơ điện xoay chiều và động cơ điện một chiều. Động cơ điện xoay chiều lại chia ra: loại không đồng bộ và loại đồng bộ.

Động cơ không đồng bộ với rôto lồng sóc cấu tạo đơn giản, rẻ tiền, dễ bảo quản, làm việc tin cậy, có thể mắc trực tiếp vào lưới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện. Nhược điểm của nó là: hiệu suất thấp (so với động cơ ba pha đồng bộ), không điều chỉnh được vận tốc (so với động cơ một chiều và động cơ ba pha không đồng bộ).

rôto dây cuộn). Đường đặc tính cơ học của loại này là đường cong 2' trên hình 1.2. Tuy được sử dụng phổ biến nhưng công suất thường giới hạn dưới 10kW.

Động cơ không đồng bộ rôto dây cuộn, cấu tạo phức tạp, đắt tiền, vận hành phức tạp nhưng tính khởi động và điều tốc khá tốt (đường cong 2' trên hình 1.2); hệ số thay đổi tốc độ:

$$\lambda = \frac{\text{Tốc độ quay định mức } n_o}{\text{Tốc độ quay nhỏ nhất } n_{min}} = 1,3$$

thường được chế tạo với công suất $N = 7 - 100\text{kW}$.

Loại động cơ điện xoay chiều đồng bộ có ưu điểm hiệu suất và hệ số $\cos \varphi$ cao, tốc độ quay ổn định, hệ số quá tải lớn nhưng cấu tạo tương đối phức tạp, giá thành khá cao vì phải có thiết bị phụ khởi động động cơ nên thường dùng cho các máy có yêu cầu tốc độ quay không đổi.

Động cơ điện một chiều mắc song song (đường 4 hình 1.2) hoặc nối tiếp (đường 3 hình 1.2) có phạm vi thay đổi tốc độ lớn, mômen khởi động cao, đảm bảo khởi động êm, hẫm và đảo chiều dễ dàng, do đó được dùng trong các thiết bị vận chuyển bằng điện, máy đào, cẩu trực, thang máy v.v...

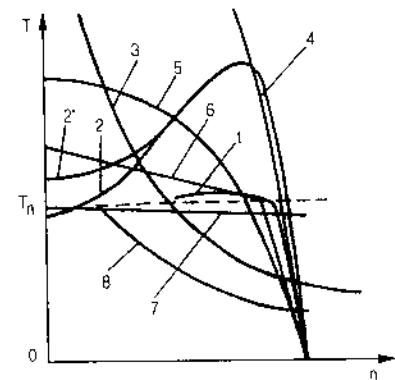
Nhược điểm của chúng là đắt, phải tăng thêm vốn đầu tư để đặt các thiết bị chỉnh lưu hay máy phát điện một chiều.

Đối với các thiết bị cầm tay, thường dùng động cơ một pha cổ gòp, có kích thước gọn nhẹ, có khả năng thay đổi tốc độ, làm việc ổn định dù đóng mở thường xuyên nhưng giá thành tương đối cao, bảo dưỡng phức tạp.

Ngoài động cơ đốt trong và động cơ điện, trên máy xây dựng nhiều khi còn bố trí tổ hợp động lực: động cơ đốt trong máy phát điện nhằm cung cấp điện cho các cơ cấu dẫn động điện; động cơ đốt trong (hay động cơ điện) - bơm thủy lực (bơm dầu) cung cấp năng lượng cho các cơ cấu dẫn động thủy lực; động cơ đốt trong (hay động cơ điện) - máy nén khí (trạm nén khí) cung cấp năng lượng cho các cơ cấu và máy dẫn động khí nén. Trong các tổ hợp này, bơm thủy lực và máy nén khí có vai trò quan trọng. Theo phương pháp truyền dầu thủy lực có các loại: bơm bánh răng, bơm pittông và bơm cánh quạt.

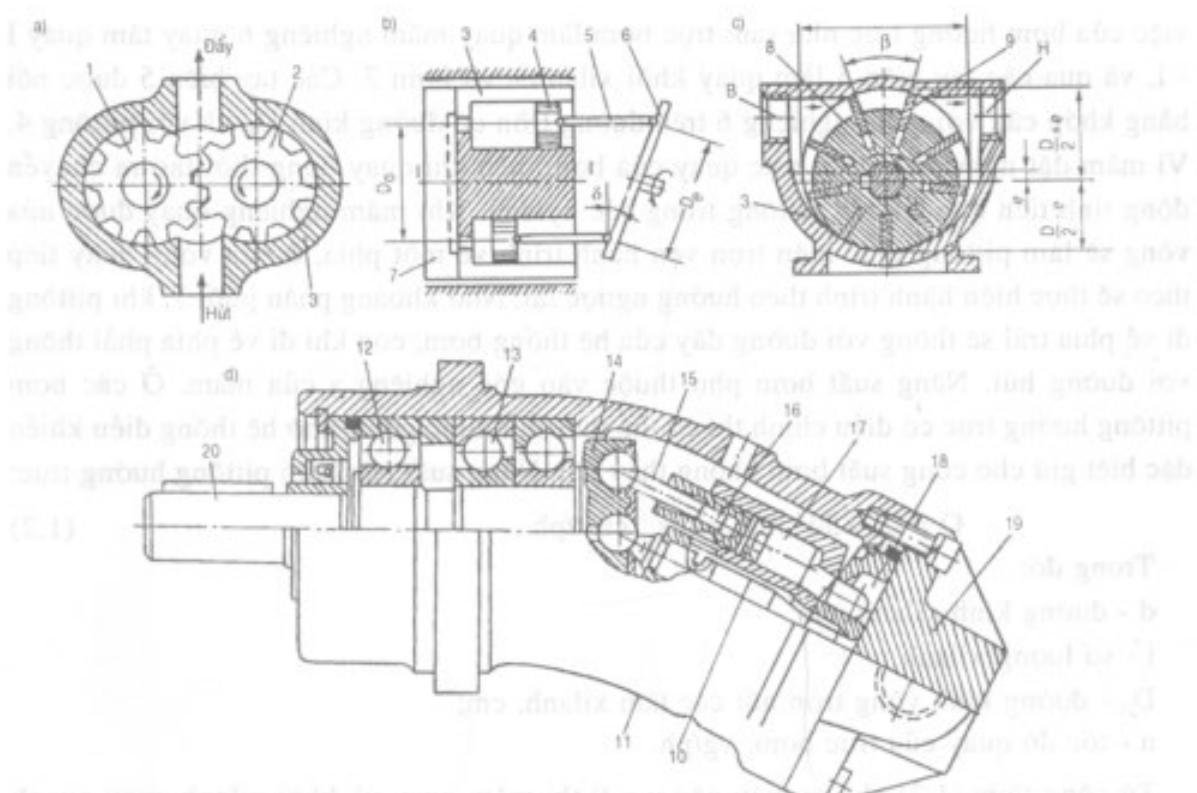
3. Các loại bơm thủy lực

Bơm bánh răng (hình 1.3a): gồm vỏ bơm 3 và các bánh răng 1 và 2. Một trong hai bánh răng được dẫn động từ động cơ, bánh răng thứ hai quay tự do trên trục. Các bánh



Hình 1.2 : Đường đặc tính cơ học của động cơ

1. Dièzen;
2. Động cơ điện không đồng bộ rôto dây cuộn;
- 2'. Động cơ điện không đồng bộ rôto lồng sóc;
3. Động cơ điện một chiều mắc nối tiếp;
4. Động cơ điện một chiều mắc song song;
5. Động cơ máy phát điện một chiều ba cuộn dây cuộn;
6. Động cơ máy phát điện với bộ khuyếch đại;
7. Bơm thủy lực không điều chỉnh;
8. Bơm thủy lực có điều chỉnh.



Hình 1.3 :Sơ đồ cấu tạo các loại bơm thủy lực

a) *Bơm bánh răng*; b) *Bơm piston hướng trực (sơ đồ nguyên lý)*;

c) *Bơm cánh quạt*; d) *Sơ đồ cấu tạo bơm hướng trực không điều chỉnh*;

1.2. Bánh răng; 3. Vỏ bơm; 4. Pittông; 5. Tay biên; 6. Mâm nghiêng; 7. Khoang phân phối;
 8. Rotor; 9. Cánh quạt; 10. Chốt trung tâm; 11. Vỏ bơm; 12, 13. Ổ bi; 14. Mâm; 15. Tay biên;

răng quay ăn khớp dồn ép dầu từ khoang hút vào khoảng trống giữa các răng có lưu lượng ổn định và thường làm việc ở số vòng quay từ 500 đến 2500 vg/ph. Tuỳ theo tốc độ quay, áp lực và độ nhớt của dầu thủy lực, hiệu suất bơm bánh răng đạt 0,65 - 0,85. Các loại bơm bánh răng thường làm việc với áp suất tối 10MPa và công suất tối 30 đến 40kW.

Năng suất (lưu lượng) bơm bánh răng:

$$Q = 2\pi \cdot Z \cdot m^2 \cdot b \cdot n, \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.1)$$

Trong đó:

Z - số răng của bánh răng chủ động;

m - módun ăn khớp;

b - chiều rộng bánh răng, cm;

n - tốc độ quay của bánh răng chủ động, vg/ph.

Bơm pitông chia làm hai loại: bơm hướng trực (h.1.3b) và bơm hướng kính. Loại bơm hướng trực dùng phổ biến hơn vì bố trí truyền dẫn thủy lực gọn. Nguyên lý làm

việc của bơm hướng trục như sau: trục bơm làm quay mâm nghiêng 6 quay tâm quay I - I, và qua các tay biên 5 làm quay khối xilanh - vỏ bơm 3. Các tay biên 5 được nối bằng khớp cầu với mâm nghiêng 6 trên đường tròn có đường kính D_b và với pittông 4. Vì mâm đặt nghiêng so với trục quay của bơm, nên khi quay đồng thời tạo ra chuyển động tịnh tiến qua lại của pittông trong các xylan. Khi mâm nghiêng quay được nửa vòng sẽ làm pittông thực hiện一趟 vẹn hành trình về một phía, ở nửa vòng quay tiếp theo sẽ thực hiện hành trình theo hướng ngược lại. Nhờ khoang phân phoi 7, khi pittông đi về phía trái sẽ thông với đường đầy của hệ thống bơm, còn khi đi về phía phải thông với đường hút. Năng suất bơm phụ thuộc vào góc nghiêng γ của mâm. Ở các bơm pittông hướng trục có điều chỉnh thì có thể thay đổi được góc γ nhờ hệ thống điều khiển đặc biệt giữ cho công suất bơm không thay đổi. Năng suất của bơm pittông hướng trục:

$$Q = 0,785d^2 \cdot i \cdot D_o \cdot n \cdot tg\gamma, \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.2)$$

Trong đó:

d - đường kính xilanh, cm;

i - số lượng xilan;

D_o - đường kính vòng tròn nối các tâm xilan, cm;

n - tốc độ quay của trục bơm, vg/ph.

Từ công thức (1.2) cho ta thấy nếu $\gamma = 0$ thì mâm quay và khối xilanh quay quanh trục I - I nhưng không tạo cho pittông chuyển động tịnh tiến qua lại nên năng suất bơm $Q = 0$.

Ở các bơm pittông hướng trục không điều chỉnh (h.1.3d) góc γ không đổi. Loại bơm này có kết cấu đơn giản giá thành hạ. Nếu dùng chúng thay bơm bánh răng trong hệ thống thủy lực, để điều chỉnh tốc độ cần phải lắp thêm cơ cấu tiết lưu chuyên dùng song sẽ làm giảm hiệu suất của hệ dẫn động thủy lực.

Trên hình 1.2 đường cong 7 và 8 đặc trưng cho các loại bơm không điều chỉnh và có điều chỉnh. Đặc tính của các loại bơm có điều chỉnh cho phép sử dụng hết công suất ổn định của động cơ ở các chế độ làm việc.

Các loại bơm pittông hướng trục có áp suất tới 40 đến 50 MPa, năng suất bơm tới 750 l/ph và số vòng quay tới 1000 đến 3000 vg/ph. Hiệu suất bơm đạt tới 0,86 đến 0,9.

Bơm cánh quét (hình 1.3c) : gồm vỏ bơm 3, trục dẫn động rôto 8 đặt lệch tâm trên trục; các cánh quét 9 dịch chuyển trong các rãnh rôto.

Khi rôto quay, các cánh quét do lò xo ép vào thành vỏ bơm tạo ra các khoang đưa dầu từ khoang hút B sang khoang đẩy H. Khi ấy độ lệch tâm của rôto e càng lớn, lượng dầu bơm được càng nhiều. Do dầu được lấy đi từ khoang hút tạo ra ở đây chân không hút dầu từ bình chứa vào.

Năng suất của bơm cánh quét:

$$Q = 2\pi \cdot n \cdot b \cdot (r_s^2 - r_f^2), \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.3)$$

Trong đó:

n - tốc độ quay của rôto, vg/ph;

b - chiều rộng cánh quét, cm;

r_s, r_f - bán kính stato (vòi bơm) và rôto, cm;

$$r_s = \frac{D}{2} \text{ và } r_f = \frac{D}{2} - e$$

Bơm cánh quét có áp suất tối 16 đến 18 MPa và hiệu suất $\eta = 0,8 \div 0,85$.

Công suất để tính toán cho dẫn động bơm được tính theo công thức:

$$N = \frac{Q \cdot p}{612 \eta_l}$$

Trong đó:

N - công suất dẫn động bơm, kW;

Q - lưu lượng bơm tại đầu ra, dm^3/ph ;

p - áp lực làm việc, MPa;

η_l - hiệu suất tổng.

$$\eta_l = \eta_{lc} \cdot \eta_{cK}$$

Ở đây: η_{lc} - hiệu suất thủy lực;

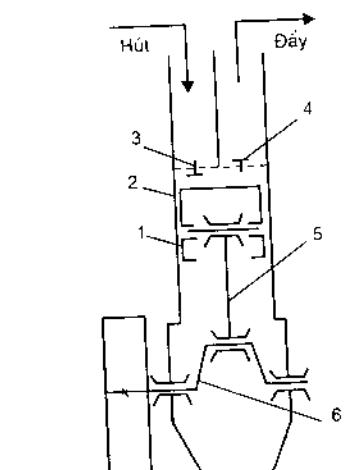
η_{cK} - hiệu suất của phần truyền động cơ khí dẫn động bơm.

4. Máy nén khí

Máy nén khí chủ yếu cung cấp cho động cơ khí nén của các thiết bị cầm tay, súng phun sơn và cung cấp cho hệ thống điều khiển máy. Theo nguyên lý hoạt động, máy nén khí chia ra: kiềm pittông, kiềm rôto và kiểu vít. Các trạm máy nén khí dùng trong xây dựng lại chia ra ba loại: tự hành, kéo theo và chở theo.

Máy nén khí kiềm pittông (hình 1.4) gồm xilanh 2, pittông 1. Chuyển động tịnh tiến của pittông nhờ trực khuỷu 6 và thanh truyền 5 được dẫn động từ động cơ. Trên nắp xilanh có các van hút 3, van đẩy 4 hoạt động tự động. Khi pittông đi từ điểm chết trên xuống dưới van 3 mở hút không khí từ ngoài vào. Khi áp suất không khí trong xilanh đạt tới giá trị nhất định (thường là 0,8MPa) thì van 4 được mở cho khí nén từ xilanh theo đường dẫn tới bình chứa không khí nén. Sau một vòng quay của trực khuỷu sẽ xảy ra một chu kỳ làm việc của máy nén khí: hút, nén và đẩy khí nén.

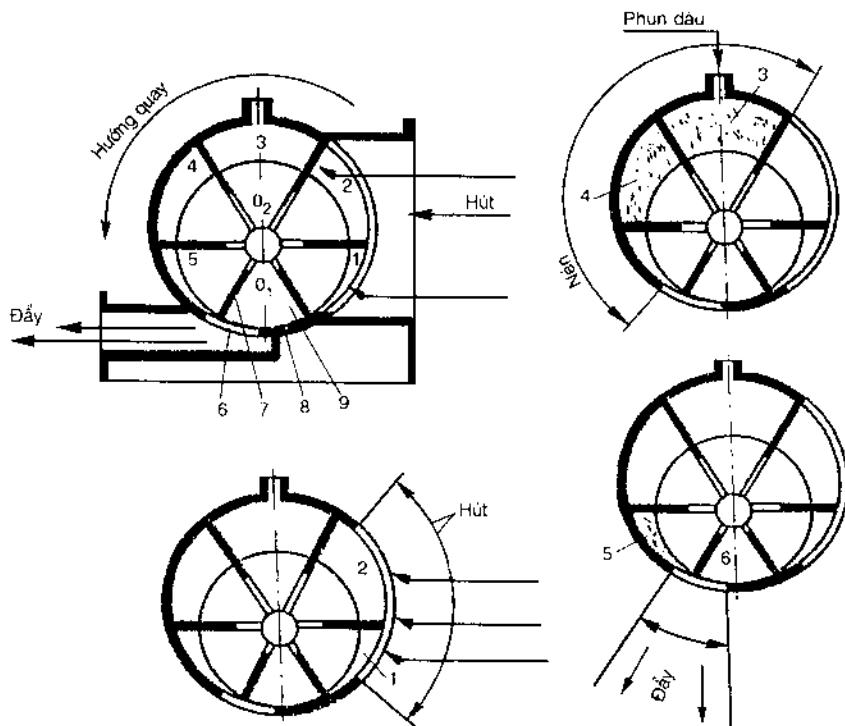
Máy nén khí kiểu pittông có loại một và nhiều xilanh với một và nhiều cấp nén khí. Để làm tăng tuổi thọ của máy nén khí, chúng được làm mát bằng nước hay bằng



Hình 1.4 : Sơ đồ máy nén khí kiểu pittông một cấp.

không khí. Đối với các máy nén khí dùng trong xây dựng thường làm mát bằng không khí vì đơn giản và rẻ tiền hơn. Trên hệ thống khí nén của máy xây dựng phổ biến có áp suất $\leq 0,8$ MPa và năng suất $\leq 1\text{m}^3/\text{ph}$ thường dùng máy nén khí một cấp vì cấu tạo đơn giản và rẻ tiền hơn. Khi cần mức tiêu thụ khí nén lớn hơn thì phải dùng máy nén khí hai cấp cho hiệu suất cao hơn (lớn hơn $10 \div 15\%$) và tuổi thọ lớn hơn.

Máy nén khí kiểu rôto (hình 1.5) gồm có rôto 9 quay lệch tâm trong xi-lanh 8. Trong các rãnh của rôto có bố trí các cánh gạt 7, khi rôto quay nhờ lực lì tâm chúng sẽ ép lên bề mặt xi-lanh. Giữa các cánh gạt và xi-lanh tạo thành các khoang 1 ÷ 6: quá trình hút khí xảy ra ở khoang 1 và 2, nén khí ở khoang 3 và 4 và đẩy khí nén tới bình chứa ở khoang 5 và 6. Ở giai đoạn nén khí, dầu làm mát tự động bơm vào trong khoang nén để làm mát không khí nén, bôi trơn bề mặt và làm tăng hiệu quả nén khí. Người ta thường dùng các loại máy nén khí cơ động có áp suất tới 0,8 MPa và năng suất tới $10\text{m}^3/\text{ph}$.

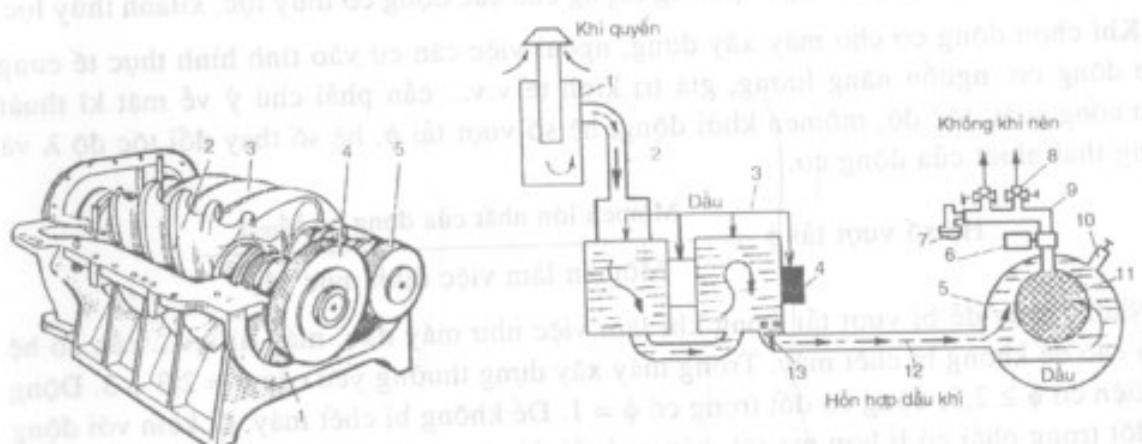


Hình 1.5 : Sơ đồ máy nén khí kiểu rôto.

Máy nén khí kiểu trục vít (hình 1.6) gồm hai trục rôto kiểu vít 2 và 3 đặt trong vỏ 1 gắn với các bánh răng 4 và 5. Một trục vít là trục dẫn động, trục thứ hai là trục bị dẫn. Các trục vít có mặt cắt ngang không đối và đặt trong lỗ khoét xi-lanh của vỏ máy. Khi quay chúng cắt nhau tạo thành hình số 8 tại mặt cắt ngang. Răng trên trục vít tại mặt cắt ngang cài vào nhau bởi các đường cong lồi lõm đặc biệt và có mặt cắt do ăn khớp không có khe hở về mặt lí thuyết tạo nên. Khe hở thực tế do độ chính xác chế tạo quyết định. Tại vỏ bơm (máy) ở mặt đầu đối diện theo đường chéo bố trí ống hút

và ống đẩy. Sau một vòng quay của trục vít chủ động lượng khí đẩy vào ống đẩy phụ thuộc vào số răng của trục vít. Do tốc độ quay của trục vít lớn nên lượng không khí đẩy ra trong một đơn vị thời gian khá lớn và mức dao động áp lực trong đường ống là không đáng kể. Máy nén khí cơ động kiểu này cũng thường có áp suất tới 0,8MPa và năng suất tới $10m^3/ph$.

Ở các trạm máy khí nén thường có thiết bị chuẩn bị không khí (hình 1.7) để lọc sạch khí nén và làm cho áp suất khí nén được ổn định. Không khí từ khí quyển qua bình lọc khí 1 theo đường hút 2 tới máy nén khí 14. Bơm dầu 4 phun dầu làm mát khí nén bị nóng trong máy nén khí được dẫn theo đường ống 3. Hỗn hợp không khí và dầu đã được làm mát đi qua van một chiều 13 theo đường ống 12 đi tới bình chứa không khí nén (bình tích áp) 5. Khi mở van 10, không khí nén sẽ ra ngoài qua van 9 và van 8 để giảm áp suất.



Hình 1.6 : Máy nén khí
kiểu trục vít

Hình 1.7 : Sơ đồ bố trí các bộ phận
của trạm khí nén

Tại bình chứa khí nén hỗn hợp dầu và khí đi qua cái thu dầu 11 và van 6 điều chỉnh áp suất nhỏ nhất. Không khí nén đã được lọc sạch được dẫn tới cột phân phoi 9 qua khoá 8 để sử dụng.

Ngoài ra, tại bình chứa khí nén còn có van an toàn 10. Bình chứa khí nén được chế tạo và thử theo tiêu chuẩn an toàn đối với thiết bị áp lực.

Trên máy xây dựng có thể bố trí động cơ theo ba cách:

1. Bố trí một động cơ dùng các cơ cấu truyền lực như li hợp, hộp số, khớp nối, trục truyền, đai, xích v.v... truyền lực cho các cơ cấu công tác. Cách bố trí này được sử dụng khá phổ biến nhưng có nhược điểm là nếu động cơ hỏng thì tất cả phải ngừng hoạt động, hiệu suất truyền động thấp vì có nhiều bộ phận trong hệ thống truyền lực.

2. Bố trí nhiều động cơ cùng loại trên một máy, thông thường là động cơ điện, động cơ thủy lực; mỗi động cơ giữ một chức năng công tác của máy. Thí dụ: ở cẩu trục tháp, mỗi cơ cấu có một động cơ riêng biệt đảm nhiệm (cơ cấu nâng hạ vật, nâng hạ cẩu, di chuyển).

chuyển v.v...). Cách bố trí này giảm được hệ thống truyền lực giữa các cơ cấu, mỗi cơ cấu làm việc độc lập với nhau. Nhưng do phải dùng nhiều động cơ nên hệ số sử dụng công suất không cao.

3) Bố trí hỗn hợp nhiều loại động cơ trên một máy. Thường có các phương án bố trí sau:

a) Một động cơ chính (động cơ đốt trong) quay máy phát điện, cung cấp điện cho các động cơ riêng biệt của mỗi cơ cấu công tác.

b) Một động cơ điện xoay chiều quay máy phát điện một chiều, cung cấp điện một chiều cho các động cơ điện một chiều của từng cơ cấu.

c) Một động cơ chính quay máy nén khí cung cấp khí nén cho các động cơ khí nén hoặc quay bơm thủy lực cung cấp năng lượng cho các động cơ thủy lực, xilanh thủy lực.

Khi chọn động cơ cho máy xây dựng, ngoài việc căn cứ vào tình hình thực tế cung cấp động cơ, nguồn năng lượng, giá trị kinh tế v.v... cần phải chú ý về mặt kỹ thuật như công suất, tốc độ, mômen khởi động, hệ số vượt tải ϕ , hệ số thay đổi tốc độ λ và trạng thái nhiệt của động cơ.

$$\text{Hệ số vượt tải } \phi = \frac{\text{Mômen lớn nhất của động cơ } M_{\max}}{\text{Mômen làm việc định mức } M_0}$$

Những máy dễ bị vượt tải trong khi làm việc như máy đào, máy ủi v.v... cần có hệ số ϕ cao để không bị chết máy. Trong máy xây dựng thường yêu cầu $\phi = 2,3 \div 3$. Động cơ điện có $\phi \geq 2,5$, động cơ đốt trong có $\phi = 1$. Để không bị chết máy, đi kèm với động cơ đốt trong phải có lิ hợp ma sát, nếu quá tải thì sẽ có sự trượt giữa các đĩa chủ động và bị động của lิ hợp.

Những máy di động cần hệ số thay đổi tốc độ λ lớn: động cơ đốt trong $\lambda \approx 5$, động cơ điện không đồng bộ $\lambda = 1,3$.

Trong quá trình làm việc, nếu động cơ quá nóng thì hiệu suất giảm và dễ bị cháy. Khi máy làm việc liên tục hoặc phụ tải quá lớn dễ làm động cơ nóng quá mức, vì vậy cần phải căn cứ vào thời gian làm việc liên tục và phụ tải của máy để chọn trạng thái nhiệt của động cơ cho thích hợp. Đối với động cơ đốt trong, nhiệt độ làm việc được quy định trong khoảng $70 - 80^{\circ}\text{C}$ (nhiệt độ nước làm mát). Đối với động cơ điện, trạng thái nhiệt của động cơ thường được biểu thị bằng hệ số thời gian làm việc liên tục CD%, tính như sau:

$$\text{CD\%} = \frac{\Sigma t}{60} \cdot 100\%$$

Trong đó: Σt - tổng thời gian làm việc liên tục của máy trong một giờ, ph.

Đối với cùng một động cơ, nếu yêu cầu CD% khác nhau thì công suất định mức cũng phải thay đổi mới đảm bảo động cơ không quá nóng ($\leq 60^{\circ}\text{C}$).

§1.4. TRUYỀN ĐỘNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

Hệ dẫn động bao gồm thiết bị động lực, bộ truyền động và hệ thống điều khiển đưa các cơ cấu máy và bộ phận công tác vào hoạt động.

Bộ truyền động có nhiệm vụ truyền chuyển động từ động cơ tới các cơ cấu và bộ phận công tác. Nó cho phép biến đổi tốc độ, lực và mômen, đôi khi biến đổi dạng và quy luật chuyển động. Sở dĩ cần dùng các bộ truyền làm khâu nối giữa động cơ và bộ phận công tác của máy là vì những lí do sau:

- Tốc độ cần thiết của các bộ phận công tác nói chung là khác với tốc độ hợp lí của các động cơ tiêu chuẩn, thường thấp hơn tốc độ động cơ, nếu chế tạo động cơ có tốc độ thấp, mômen xoắn lớn thì kích thước lớn và giá đắt.
- Cần chuyển động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu làm việc với các tốc độ khác nhau.
- Động cơ thực hiện chuyển động quay đều nhưng bộ phận công tác cần chuyển động tịnh tiến hoặc chuyển động với tốc độ thay đổi theo một quy luật nào đó.
- Vì điều kiện sử dụng, an toàn lao động hoặc vì khuôn khổ kích thước của máy.

Theo phương pháp truyền năng lượng, bộ truyền động được chia ra: truyền động cơ khí, truyền động thủy lực, truyền động khí ép, truyền động điện và truyền động hỗn hợp. Phổ biến hơn cả là truyền động cơ khí, truyền động thủy lực và truyền động hỗn hợp.

1. Truyền động cơ khí

Theo nguyên lý làm việc, truyền động cơ khí được chia ra làm hai loại:

- Truyền động ma sát, trực tiếp giữa các bánh ma sát hoặc gián tiếp nhờ đai truyền.
- Truyền động ăn khớp trực tiếp (bánh răng, bánh vít) hoặc gián tiếp (xích).

Các thông số chủ yếu, đặc trưng cho bộ truyền:

Công suất trục dẫn N_1 và trục bị dẫn N_2 , kW

$$\text{Hiệu suất: } \eta = \frac{N_2}{N_1} \quad (1.5)$$

Tốc độ được biểu thị bằng tỉ số giữa số vòng quay trong một phút n_1 của trục dẫn và n_2 của trục bị dẫn, vg/ph.

$$\text{Tỉ số truyền: } i = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.6)$$

Gọi N là công suất tính bằng kW; M là mômen xoắn tính bằng N.mm và n là số vòng quay trong một phút, (vg/ph), ta có:

$$M = 9,55 \cdot 10^6 \cdot N/n \quad (1.7)$$

Mômen xoắn trên trục bị dẫn được xác định theo mômen xoắn của trục dẫn, tỉ số truyền i và hiệu suất bộ truyền η :

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (1.8)$$

Trong bộ truyền ma sát, chuyển động thực hiện nhờ lực ma sát trượt. Lực ma sát trượt của vật chuyển 1 (hình 1.8) tương đối với bề mặt 2 với tốc độ v :

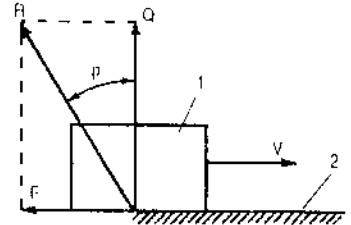
$$F = f \cdot Q \quad (1.9)$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát;

Q - lực pháp tuyến tại tiếp điểm.

Giá trị của f phụ thuộc vào vật liệu của cặp ma sát, điều kiện bôi trơn và các thông số khác. Đối với thép và gang khi ma sát không bôi trơn $f = 0,12 \div 0,18$, thép hay gang với chất dẻo ma sát và da $f = 0,25 \div 0,45$, đối với cặp ma sát bằng thép trong dầu $f = 0,03 \div 0,05$. Phản lực của một vật đối với vật thể R khi chuyển động sẽ lệch một góc ma sát ρ . Vì $F = Q \cdot \tan \rho$, nên $f = \tan \rho$ và $\rho = \arctan f$



Hình 1.8 : Sơ đồ xác định lực ma sát trượt

Sơ đồ bộ truyền bánh ma sát với tỉ số truyền không đổi thể hiện trên hình 1.9. Lực ép cần thiết Q của hai bánh ma sát để truyền lực vòng F xác định theo công thức:

$$Q = \beta \cdot \frac{F}{f} \quad (1.10)$$

Trong đó:

β - hệ số an toàn, có thể lấy 1,25 - 1,5.

Do có trượt nên tốc độ vòng của bánh bị dẫn:

$$v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1 \quad (1.11)$$

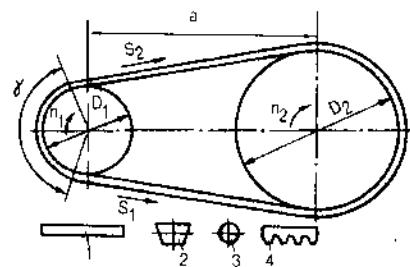
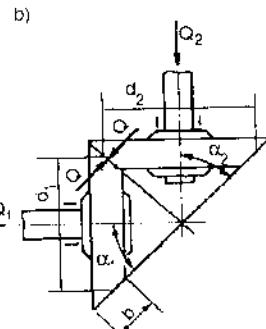
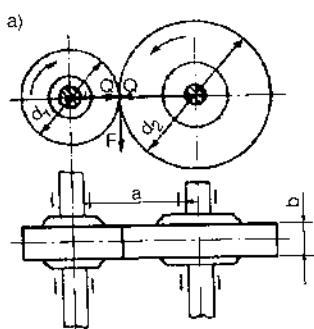
Trong đó: ξ - hệ số trượt; đối với bộ truyền khô, $\xi = 0,01 \div 0,03$.

Tỉ số truyền của bộ truyền bánh ma sát (hình 1.9), nếu không xét đến sự trượt, tính gần đúng:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (1.12)$$

Nếu thực hiện một trong hai bánh ma sát có bán kính lăn thay đổi thì có thể có bộ truyền bánh ma sát có tỉ số truyền thay đổi (biến tốc ma sát). Loại truyền động này có ưu điểm: cấu tạo đơn giản, làm việc êm, có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ nhưng lực tác dụng lên ổ và trục khá lớn, dễ bị trượt.

Truyền động đai đơn giản, được tinh bày trên hình 1.10 gồm: bánh đai dẫn và bị dẫn, một vòng đai mắc căng trên hai bánh ấy. Nhờ ma sát giữa đai và bánh, bánh dẫn quay sẽ kéo bánh bị dẫn quay, do đó truyền cơ năng sang bánh bị dẫn.



Hình 1.9 : Sơ đồ truyền động bánh ma sát:
a) Với bánh hình trụ; b) Với bánh hình cô

Hình 1.10 : Sơ đồ truyền động đai đơn giản

Đai gồm các loại: đai dẹt, đai hình thang, đai tròn, đai côn nhiều bậc.

Có thể thực hiện nhiều kiểu truyền động đai: truyền động thường, truyền động chéo, truyền động nửa chéo (hình 1.11) truyền động góc.

Truyền động đai có các ưu điểm:

- Có khả năng truyền công suất giữa các trục ở khá xa nhau;
- Làm việc êm và không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi;
- Giữ an toàn cho chi tiết máy khi quá tải (trượt trơn toàn phần);
- Giá thành hạ, kết cấu đơn giản và bảo quản dễ.

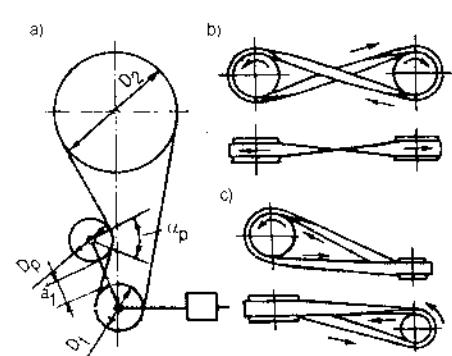
Các nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước quá lớn;
- Tỉ số truyền không ổn định;
- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai;
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với tốc độ cao.

Đối với đai phải thỏa mãn các yêu cầu chủ yếu sau:

- Có đủ sức bền chịu tải trọng thay đổi và sức bén mòn;
- Hệ số ma sát tương đối lớn;
- Giá thành hạ.

Đai da là loại thỏa mãn các yêu cầu trên. Đối với đai làm bằng vật liệu tổng hợp, như đai vải cao su có khả năng chịu kéo tốt, làm việc ở tốc độ tới 30m/s vẫn có tuổi thọ khá cao. Để điều chỉnh sức căng của đai thường dùng bánh căng đai (hình 1.11a), lò xo hay cơ cấu tự động điều chỉnh sức căng đai tuỳ theo tải trọng.



Hình 1.11 : Sơ đồ truyền động đai

Trị số lực vòng F của đai truyền là hiệu sức căng của nhánh cuộn S₁ và nhánh nhả S₂ (hình 1.10).

$$F = S_1 - S_2 \quad (1.12a)$$

Theo Ole, ta có:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f\alpha} \quad (1.13)$$

Trong đó:

e - cơ số log tự nhiên;

α - góc ôm của đai trên bánh dẫn, rad;

f - hệ số ma sát giữa đai và bánh đai.

Khoảng cách giữa các trục bánh đai:

$$\text{- Đối với đai phẳng: } a_{min} = 2(D_1 + D_2) \quad (1.14)$$

$$\text{- Đối với đai thang: } a_{min} = 0,55(D_1 + D_2) + h \quad (1.15)$$

$$a_{max} = 2(D_1 + D_2) \quad (1.16)$$

Trong đó:

D₁ và D₂ - đường kính bánh đai;

h - chiều dày đai.

Tỉ số truyền của bộ truyền đai:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)} \quad (1.17)$$

Trong đó: ξ - hệ số trượt.

Tiết diện của đai phẳng tính theo công thức:

$$F = \frac{P}{[\sigma_p]_0} \cdot C_l C_\alpha C_v C_b, \text{ cm}^2 \quad (1.18)$$

Trong đó:

$[\sigma_p]_0$ - ứng suất có ích cho phép;

C_l, C_α, C_v, C_b - hệ số kể đến chế độ tải trọng, góc ôm, tốc độ và sự bô trí bộ truyền.

Khi tính toán cụ thể, các hệ số này được tra trong sổ tay chi tiết máy, đối với đai thang vì tiết diện đã được chọn trước theo công suất truyền nên ở đây chúng ta phải tính số đai cần thiết Z theo định mức công suất cho một đai chuẩn N₀.

$$Z = \frac{N}{N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_t} \quad (1.19)$$

Khi sử dụng bộ truyền đai cần tránh dầu mỡ bám vào dây đai và bánh đai vì sẽ gây trượt, dẫn đến giảm lực kéo một cách đáng kể.

Truyền động bánh răng, truyền chuyển động hoặc thay đổi dạng chuyển động nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng (hoặc thanh răng).

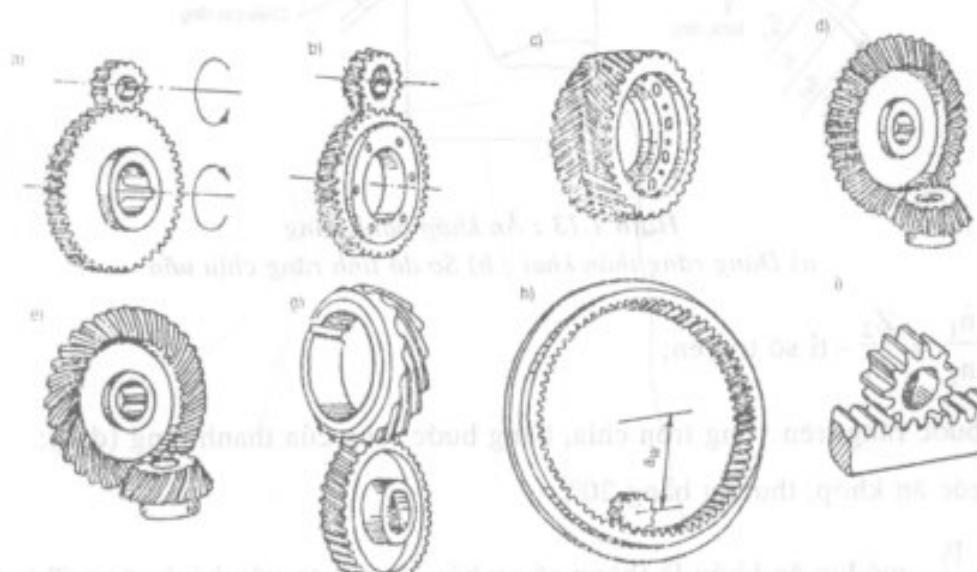
Tuỳ theo vị trí tương đối giữa các trục, có các loại truyền động bánh răng sau:

Trường hợp hai trục song song, dùng truyền động bánh răng trụ thẳng (hình 1.12a, h), răng nghiêng (hình 1.12b) hoặc chữ V (hình 1.12c).

- Trường hợp hai trục cắt nhau, dùng truyền động bánh răng nón thường có răng thẳng (hình 1.12d) hoặc răng cong (hình 1.12e)

- Trường hợp hai trục chéo nhau, dùng truyền động bánh răng trụ chéo (hình 1.12g).

- Truyền động bánh răng - thanh răng (hình 1.12i) dùng để biến đổi truyền động quay thành tịnh tiến hoặc ngược lại.



Hình 1.12 : Các dạng bánh răng

a) Trụ thẳng; b) Trụ nghiêng; c) Chữ V; d) Nón thẳng; e) Nón cong;

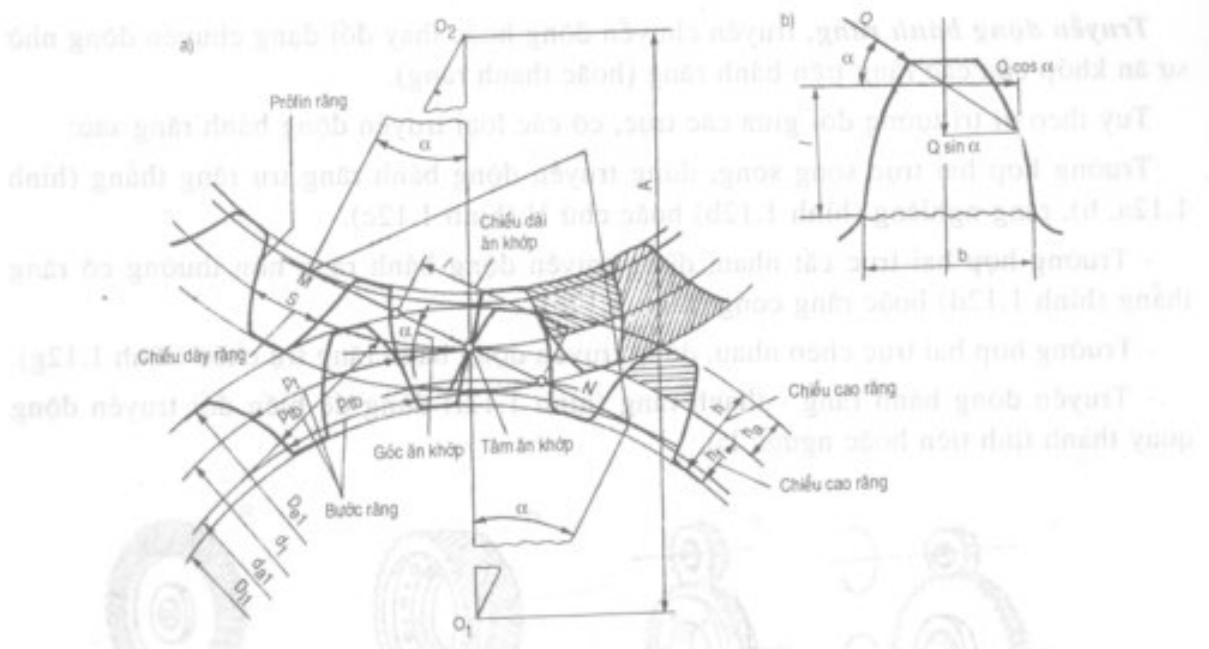
g) Trụ chéo; h) Trụ thẳng ăn khớp trong; i) Bánh răng – thanh răng.

So với các dạng truyền động cơ khí khác, truyền động bánh răng có ưu điểm nổi bật như: kích thước nhỏ, khả năng chịu tải lớn, hiệu suất cao ($\eta = 0,97 \div 0,99$), tuổi thọ cao, làm việc tin cậy, hoạt động tốt trong phạm vi công suất, tốc độ và tỉ số truyền khá rộng. Tuy nhiên, truyền động bánh răng có các nhược điểm: đòi hỏi chế tạo chính xác, có nhiều tiếng ồn khi tốc độ quay lớn, chịu va đập kém.

Dạng răng chủ yếu dùng trong truyền động bánh răng là dạng thân khai (hình 1.13a). Sở dĩ răng thân khai được dùng nhiều vì dễ chế tạo hơn, sức bền và tuổi thọ cao, hiệu suất lớn.

Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp ngoài:

Z_1 và Z_2 - số răng của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn;



Hình 1.13 : Ăn khớp bánh răng

a) Dạng răng thân khai ; b) Sơ đồ tính răng chịu uốn

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} - \text{tỉ số truyền};$$

p_t - bước răng trên vòng tròn chia, bằng bước răng của thanh răng (dao);

α - góc ăn khớp, thường bằng 20° ;

$m = \frac{p_t}{\pi}$ - módun ăn khớp là thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng. Trị số của m

từ 0,05 đến 100mm. Điều kiện để các bánh răng ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng módun;

$d_c = Zp_t/\pi = mZ$ - đường kính vòng tròn chia;

$d_o = d_c = \cos \alpha$ - đường kính vòng cơ sở;

$A = d_{c1} + d_{c2}$ - khoảng cách trực;

d_1 và d_2 - đường kính vòng tròn lăn của bánh 1 và bánh 2. Đối với cặp bánh răng không dịch chỉnh (cặp bánh răng tiêu chuẩn) hoặc dịch chỉnh đều, đường kính vòng tròn lăn và vòng chia tròn chia trùng nhau: $d_1 = d_{c1} = mZ_1$; $d_2 = d_{c2} = mZ_2$;

$h = 2,25m$ - chiều cao răng;

$D_c = d_c + 2m$ - đường kính vòng tròn đỉnh răng;

$D_i = d_c - 2,5m$ - đường kính vòng tròn chân răng;

S = chiều dày răng;

Ngoài dạng răng thân khai còn có dạng răng cung tròn do Nôvicôv phát minh năm 1954. Khả năng tải của bánh răng Nôvicôv cao hơn bánh răng thân khai nhưng dao cụ để gia công rất phức tạp.

Nếu đường kính vòng chun răng ít chênh lệch với đường kính trực, nên chế tạo bánh răng liền với trực. Nếu đường kính vòng chun răng khá lớn, nên chế tạo bánh răng riêng rồi lắp với trực. Đối với bánh răng có kích thước lớn, để tiết kiệm vật liệu có chất lượng cao (thí dụ như thép hợp kim) nên chế tạo vành răng rồi lắp vào phần thân răng (moayo) chế tạo bằng gang.

Răng có thể bị gãy do ứng suất uốn lớn khi quá tải hoặc do mồi, bị tróc bề mặt răng vì mồi (đối với các bộ truyền kín). Trong các bộ truyền để hở và trong môi trường bụi bẩn thì răng bị mòn là chủ yếu.

Bánh răng được tính toán nhằm thoả mãn điều kiện ứng suất tiếp xúc và tính theo sức bền uốn.

Ứng suất tiếp xúc sinh ra khi răng ăn khớp, được tính theo công thức:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (1.20)$$

Trong đó :

q - tải trọng riêng;

E - môđun đàn hồi tương đương:

$$E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (1.21)$$

E_1, E_2 - môđun đàn hồi của hai bánh răng 1 và 2;

ρ - bán kính cong tương đương được tính theo công thức:

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} = \frac{i \cdot d_1 \sin \alpha}{2(i \pm 1)} \quad (1.22)$$

ρ_1, ρ_2 - bán kính cong của mặt răng bánh răng nhỏ và bánh răng lớn tại tâm khớp (dấu "+" khi cặp bánh răng ăn khớp ngoài, dấu "-" khi ăn khớp trong).

Khi tính sức bền uốn, răng được coi như một thanh ngàm (côngxon) bị uốn do lực tác dụng của răng khác. Để đảm bảo độ tin cậy cao ta coi chỉ có một cặp bánh răng ăn khớp ở thời điểm truyền lực (hình 1.13b).

Ứng suất chịu kéo xuất hiện ở chân răng:

$$\sigma_u = \frac{Q \cdot l \cdot \cos \alpha}{W} - \frac{Q \cdot l \cdot \sin \alpha}{F} \leq [\sigma]_u \quad (1.23)$$

Trong đó : W - mômen cản uốn của tiết diện nguy hiểm;

$$W = \frac{B \cdot b^2}{6} \quad (1.24)$$

$F = B \cdot b$ - diện tích tiết diện nguy hiểm;
 B - chiều dài làm việc của bánh răng;
 b - chiều dày của răng ở tiết diện nguy hiểm;
 l - cánh tay đòn của lực uốn.

Thay các giá trị W và F vào công thức trên, nhân cả tử và mẫu số với m và thay

$$Q = \frac{P}{\cos \alpha}$$

Ta có: $\sigma_u = \frac{P}{m \cdot B \cdot \cos \alpha} \left(\frac{6 \cdot m \cdot l \cdot \cos \alpha}{b^2} - \frac{m \cdot \sin \alpha}{b} \right)$

$$\text{Đặt } \frac{1}{y} = \frac{6 \cdot m \cdot l \cdot \cos \alpha}{b^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{m \cdot \sin \alpha}{b \cdot \cos \alpha}$$

Gọi y là hệ số dạng răng, công thức về sức bền uốn có dạng:

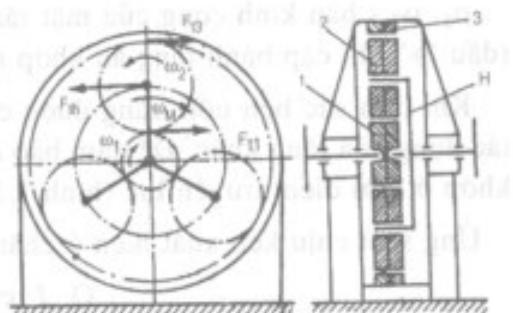
$$\sigma_u = \frac{P}{m \cdot b \cdot y} \leq [\sigma]_u \quad (1.25)$$

Tuỳ theo độ cứng (hoặc cách nhiệt luyện) có thể chia bánh răng bằng thép (dùng phổ biến) thành hai nhóm: nhóm có độ cứng HB > 350 (tỏi, thấm than, thấm nitơ hoặc thấm xianua), nhóm có độ cứng ≤ 350 HB (thường hoá hoặc tỏi cải thiện). Phân ra như vậy để định ra phương pháp chế tạo, khả năng tải, khả năng chạy rã mòn để chọn các hệ số trong phân tích toán cho thật chính xác.

Ngoài bộ truyền bánh răng thường, trong đó tâm quay của các bánh đều cố định, trong những năm gần đây, trên máy xây dựng dùng bộ truyền bánh răng hành tinh, ít nhất có một bánh răng có tâm quay di động. Bộ truyền bánh răng hành tinh (hình 1.14) gồm bánh răng trung tâm 1 ăn khớp ngoài, bánh răng trung tâm 3 ăn khớp trong, cắn H và các bánh răng vệ tinh 2 lắp trên cắn H. Các bánh răng trung tâm có tâm quay cố định. Các bánh răng vệ tinh quay quanh tâm của chúng, tâm của chúng lại quay quanh tâm của bánh trung tâm. Nghĩa là thực hiện chuyển động như các hành tinh nên gọi là truyền động hành tinh.

Ưu điểm chủ yếu của truyền động hành tinh là có khả năng động học rộng rãi, có kích thước gọn, khối lượng nhỏ, tỉ số truyền lớn (có thể tới hàng nghìn hoặc hơn). Tuy nhiên bộ truyền động hành tinh đòi hỏi chế tạo và lắp ráp chính xác.

Tỉ số truyền của bộ truyền hành tinh (hình 1.14) khi bánh răng 3 cố định ($\omega_3 = 0$), bánh 1 là bánh dẫn, cắn H bị dẫn:



Hình 1.14 : Sơ đồ bộ truyền hành tinh

1,3. Bánh răng trung tâm;
 2. Bánh răng vệ tinh ; H - cắn.

$$i_{IH}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (1.26)$$

Truyền động trực vít (hình 1.15) truyền chuyển động quay giữa hai trục chéo nhau (thường là 90°). Chúng gồm trục vít 1, bánh vít 2. Khi trục vít quay được một vòng thì bánh vít quay được số răng bằng số mối ren của trục vít, tỉ số truyền của bộ truyền trực vít.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Trong đó:

n_1 và n_2 - số vòng quay của trục vít và bánh vít, vg/ph;

Z_1 và Z_2 - số mối ren của trục vít và số răng của bánh vít.

Vì số mối ren của trục vít khá nhỏ, có khi lấy $Z_1 = 1$ nên bộ truyền trực vít có thể đạt được tỉ số truyền rất lớn (tới 200). Trong máy xây dựng thường dùng tỉ số truyền từ 8 đến 60. Đây là ưu điểm nổi bật của bộ truyền trực vít. Ngoài ra, bộ truyền trực vít còn có khả năng tự hãm, làm việc êm, không ôn. Tuy nhiên bộ truyền trực vít có nhược điểm là hiệu suất thấp và cần dùng vật liệu giảm ma sát đất tiên (đồng thanh) để làm bánh vít.

Các thông số của bộ truyền trực vít là bước ren t , mm và môđun m , mm.

Môđun dọc của trục vít bằng môđun ngang của bánh vít:

$$m = \frac{t}{\pi}$$

Trong đó: t - bước ren của trục vít cũng là bước ngang của bánh răng vít đo trên vòng tròn chia.

Khoảng cách trục của bộ truyền:

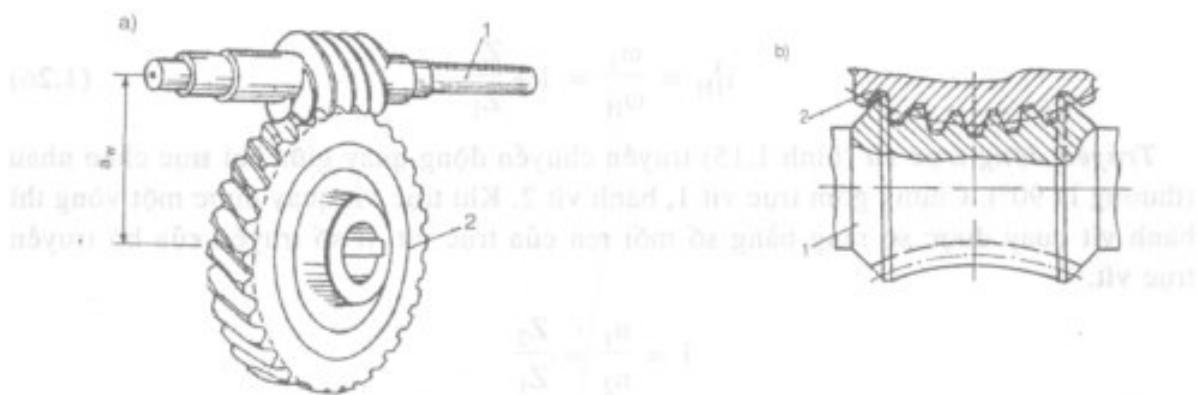
$$A = 0,5m \left(\frac{Z_1}{\operatorname{tg} \beta} + Z_2 \right) \quad (1.27)$$

Trong đó: β - góc nâng của trục vít.

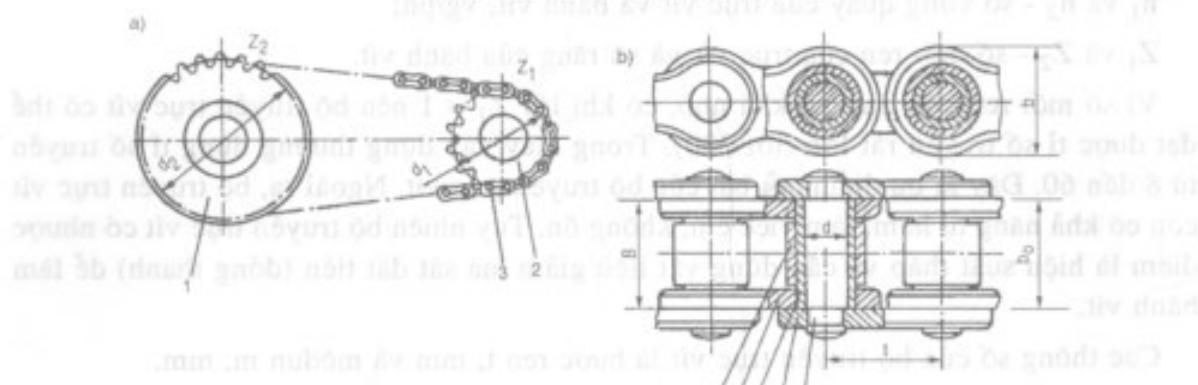
Việc tính toán khoảng cách trục và kích thước răng được tiến hành theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

Ngoài trục vít có tiết diện răng khác nhau còn có trục vít lõm (hình 1.15b). Trục vít lõm có khả năng chịu tải lớn vì có số răng ăn khớp đồng thời lớn hơn. Tuy nhiên khi chế tạo, lắp ráp và điều chỉnh khó khăn hơn, đặc biệt là khi răng bánh vít đã bị mòn.

Truyền động xích truyền chuyển động giữa hai trục song song ở khoảng cách khá xa. Bộ truyền xích đơn giản nhất gồm đĩa dẫn 2 (hình 1.16a), đĩa bị dẫn 1 và xích 3. Ngoài ra, tùy trường hợp có thể có thêm các cơ cấu phụ như căng xích, bôi trơn và hộp bao che. Có khi dùng một xích để truyền động từ một đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.



Hình 1.15 : Truyền động trực vít



Hình 1.16 : Truyền động xích

Trong máy xây dựng thường sử dụng xích ống con lăn (hình 1.16b), xích ống con lăn gồm các chốt 4 lắp chặt với má ngoài 5, các má trong 7 lắp chặt với ống 6. Ống 6 lắp lồng với chốt 4, do đó chúng có thể xoay tự do đối với nhau (tạo thành bản lề). Phía ngoài ống 6 lồng con lăn 8. Con lăn cũng có thể xoay tự do. Lắp xích vào đĩa xích, con lăn trực tiếp ăn khớp với răng đĩa. Nhờ có con lăn mà một phần ma sát trượt trên đĩa răng được thay bằng ma sát lăn và ống tỳ vào nhau, tải trọng được phân bố trên suốt chiều dài của ống.

Ưu điểm của truyền động xích là: có thể truyền chuyển động giữa hai trục cách nhau tương đối xa, khuynh khổ kích thước nhỏ so với truyền động đai, không bị trượt, có hiệu suất cao, lực tác dụng lên trục nhỏ so với truyền động đai. Tuy vậy truyền động xích đòi hỏi chế tạo, lắp ráp và chăm sóc phức tạp hơn, chống mòn, làm việc ổn và giá thành tương đối cao.

Các thông số chủ yếu của bánh xích là bước xích t . Đường kính vòng tròn chia của các đĩa xích d_1 và d_2 :

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}} ; d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}}$$

Tỉ số truyền:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Khoảng cách A tốt nhất:

$$A = (30 \div 50)t$$

Lực vòng cho phép:

$$P = \frac{[P]b_o d}{k_e}$$

Trong đó:

$[P_o]$ - áp lực cho phép ở bán lề (14 - 35 MPa);

b_o và d - theo hình 1.11b;

k_e - hệ số kể đến điều kiện bôi trơn, điều chỉnh, tính chất tải trọng và các điều kiện sử dụng khác $k_e = 1,2 \div 3$.

Công suất truyền của một xích:

$$N = P \cdot v \quad (1.29)$$

Trong đó:

P - lực vòng của xích;

v - tốc độ của xích.

Trong máy xây dựng tùy theo công suất và tốc độ có thể dùng xích một hàng và nhiều hàng. Trong các loại xích truyền động ngoài xích ống con lăn còn có xích ống, xích răng, xích địa hình.

Trục và chi tiết máy dùng để đỡ các chi tiết máy quay như bánh răng, đĩa xích v.v.. để truyền mômen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên. Theo đặc điểm chịu tải trọng, trục được chia ra hai loại: trục tâm và trục truyền. Khác với trục truyền chịu cả mômen uốn và xoắn, trục tâm chỉ chịu mômen uốn.

Theo hình dạng trục chia ra các loại: trục thẳng (hình 1.17c,d), trục khuỷu (hình 1.17e) và trục mềm là một loại trục đặc biệt (hình 1.1.17g).

Theo cấu tạo trục chia ra: trục tròn (hình 1.17a, c), trục bậc (hình 1.17d).

Trục thường được chế tạo có dạng hình trục tròn có đường kính khác nhau để dễ chế tạo và lắp ráp, ít khi dùng trục có đường kính không đổi (trục tròn).

Phần trục tiếp xúc với ổ trục gọi là ngõng trục. Phần trục để lắp các chi tiết máy gọi là thân trục. Để cố định các chi tiết máy trên trục theo chiều trục thường dùng vai trục, gờ, mặt hình nón, bậc, vòng chặn, đai ốc hoặc lắp có độ dôi v.v...

Để chế tạo thường dùng thép cacbon và thép hợp kim. Đối với những trục chịu ứng suất không lớn lăm, dùng thép C_T5 không nhiệt luyện. Nếu trục chịu tải tương đối cao

thì dùng thép 45, 40X. Trường hợp chịu ứng suất lớn, làm việc trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép 40XH, 40XH2MA, 3XTCA v.v... Trục làm bằng các loại thép này thường được tôi cải thiện, tôi bê mặt bằng dòng điện cao tần rồi ram ở nhiệt độ thấp.

Đối với trục quay nhanh, làm việc với ổ trượt ngõng trục cần có độ cứng rất cao thì dùng thép 20, 20X thấm than và tôi; nếu trục làm việc với tốc độ rất cao và ứng suất rất lớn dùng thép 12XH3A, 18X1T v.v... thấm than và tôi.

Trục mềm dùng để truyền mômen xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí thay đổi khi làm việc như đàm dùi, một số dụng cụ, thiết bị điều khiển v.v... Đặc điểm chủ yếu của trục mềm là chúng có độ cứng vững uốn thấp nhưng có độ cứng vững xoắn cao.

Trục mềm (hình 1.17g) gồm một lõi và nhiều lớp dây đồng hoặc dây thép cuộn quanh nó thành từng lớp như lò xo xoắn ốc. Các lớp sát nhau có hướng cuộn dây ngược nhau. Đường kính của dây cuộn tăng dần từ trong ra ngoài.

Khi tính toán sức bền của trục thẳng ta coi như một đàm đặt trên các gối đỡ là ổ trượt hoặc ổ lăn.

Thông thường trục được tính theo điều kiện bền, ngoài ra tuỳ từng trường hợp cụ thể còn phải xét đến độ cứng và dao động của trục.

Khi tính giàn đúng trục, ta xét tác dụng của cả mômen uốn và mômen xoắn. Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm nhất:

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} \quad (1.30)$$

Trong đó:

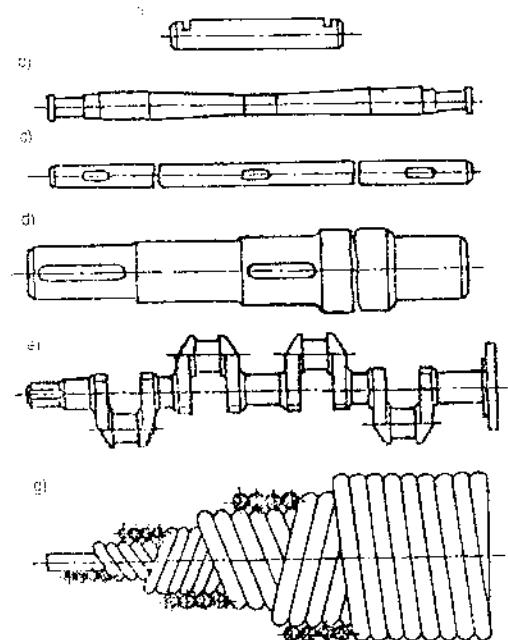
M_{td} - mômen tương đương;

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75M_x^2} \quad (1.31)$$

M_u - mômen uốn;

M_x - mômen xoắn;

$[\sigma]$ - ứng suất cho phép.



Hình 1.17: Các loại trục

Sau khi có đầy đủ kích thước của trục qua bước tính gần đúng, cần kiểm nghiệm sức bền mỏi theo phương pháp tính chính xác: kiểm nghiệm hệ số an toàn của trục. Ngoài ra, trường hợp trục chịu quá tải đột ngột cũng cần kiểm nghiệm sức bền khi quá tải.

Ô trục dùng để đỡ các trục quay. Nó chịu tác dụng của các lực đặt trên trục và truyền các lực này vào thân hoặc bệ máy. Nhờ có ô trục mà trục có vị trí nhất định và quay tự do quanh một đường tâm đã định.

Theo dạng ma sát trong ô, người ta chia ra: ô ma sát trượt, gọi là ô trượt và ô ma sát lăn, gọi là ô lăn.

Ô trục có thể chịu lực hướng tâm, lực dọc trục hoặc chịu cả hai lực này. Ô chịu được lực hướng tâm gọi là ô đỡ, ô chịu được lực dọc trục gọi là ô chặn, ô chịu được cả hai lực này gọi là ô đỡ chặn.

Tại ô trượt, khi trục quay giữa ngõng trục và ô có sự trượt tương đối (hình 1.8) và được phân cách bởi lớp dầu bôi trơn.

Trong ô lăn, tải trọng từ trục trước khi truyền đến gối trục phải qua các con lăn (bi hoặc đũa). Nhờ con lăn nên ma sát sinh ra trong ô là ma sát lăn.

Theo định luật Culông lực ma sát lăn (hình 1.18b)

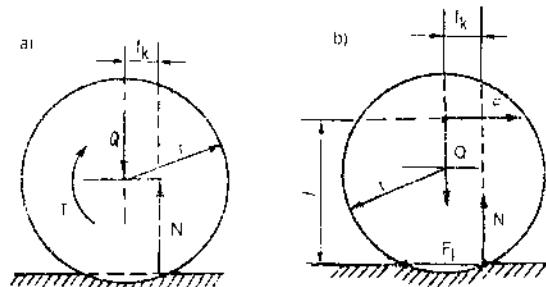
$$F_t = \frac{f_k \cdot N}{r} \quad (1.32)$$

Trong đó:

f_k - hệ số ma sát lăn có thứ nguyên là độ dài, đặc trưng cho độ lệch của phản lực N với tâm vật lăn;

r - bán kính vật lăn; đối với bánh thép lăn theo đường ray $f_k = 0,005\text{cm}$, đối với các viên bi hoặc con lăn đũa, lăn theo vành con lăn là thép tôi của ô lăn $f_k = 0,0005 \div 0,001\text{cm}$.

Vật lăn được chuyển động do tác động của mômen $T = f_k N$ hay $F = f_k N/l$.



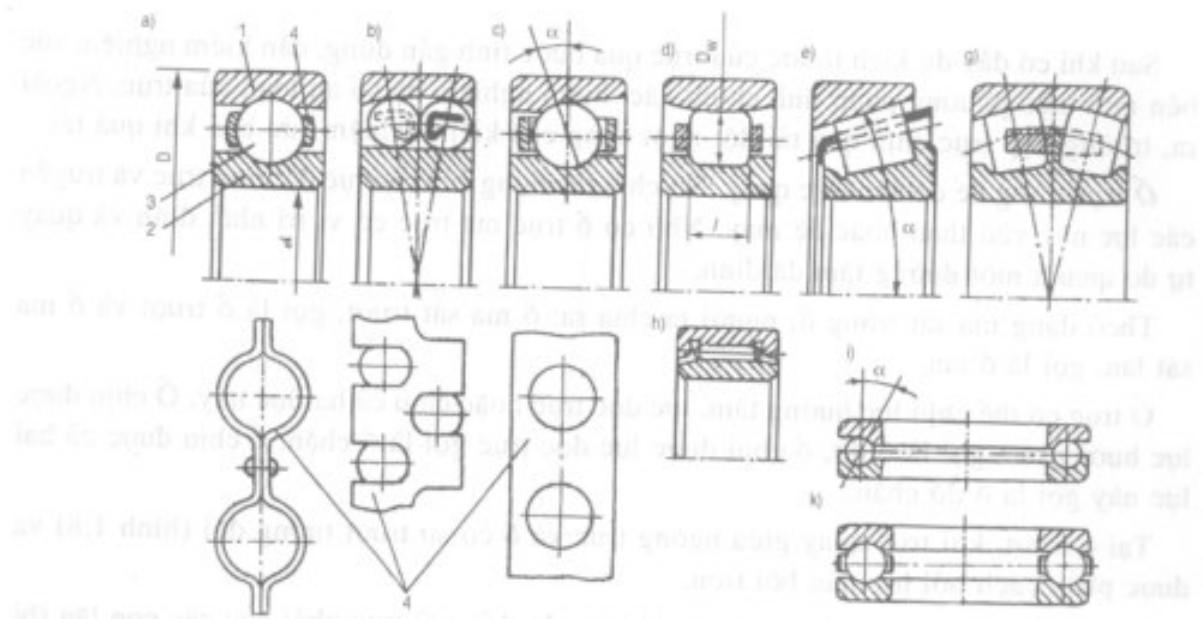
Hình 1.18 : Sơ đồ lực khi ma sát lăn.

Trong đó : l - tay đòn lực tác dụng (hình 1.18b)

Ô lăn là loại ô trục dùng chủ yếu trong tất cả các loại máy, chúng được tiêu chuẩn hóa trên phạm vi toàn cầu.

Cấu tạo của một số loại ô trục lăn chính (hình 1.19) gồm vòng trong 2 có đường kính d , vòng ngoài 1 có đường kính D , có con lăn 3, vòng cách 4.

Theo hình dạng con lăn, có thể chia ô lăn thành hai loại: ô bi và ô đũa. Theo khả năng chịu lực, có thể chia ô lăn làm ba loại: ô đỡ, ô chặn và ô đỡ chặn. Theo khả năng tự lựa vị trí, có thể chia ô lăn thành: ô lăn không tự lựa và ô lăn tự lựa. Ô lăn còn tuân theo kích cỡ đường kính ngoài, theo chiều rộng ô.



Hình 1.19 : Các loại ổ lăn chính

Sau đây là một số loại ổ chính được dùng nhiều nhất: ổ bi đỡ một dây (kí hiệu cơ bản 0000) (hình 1.19a), ổ bi đỡ lòng cầu hai dây (1000) (hình 1.19b), ổ đỡ trục ngắn đỡ một dây (2000) (hình 1.19d), ổ đỡ lòng cầu hay dây (3000) (hình 1.19g), ổ bi đỡ chặn (6000) (hình 1.19c), ổ đỡ trục (7000) (hình 1.19e), ổ bi chặn (8000) (hình 1.19i).

Ổ lăn được kí hiệu bằng chữ và số. Hai số đầu tính từ phải sang trái biểu thị đường kính trong ổ. Đối với những ổ có đường kính trong từ 20mm đến 495mm các số này bằng 1/5 đường kính trong, có nghĩa là nếu nhân hai số này với 5 ta được trị số đường kính trong của ổ. Đối với những ổ có đường kính trong dưới 20mm, kí hiệu như sau:

Đường kính trong của ổ, mm	10	12	15	17
Kí hiệu	00	01	02	03

Số thứ ba từ phải sang biểu thị cỡ ổ (cỡ kích thước đường kính ngoài): 1. rất nhẹ; 2. nhẹ; 3. Trung bình; 4. nặng; 5. Nhẹ rộng; 6. trung bình rộng. Thí dụ ổ đỡ trục (7), cỡ trung bình (3), đường kính trong 60mm (12) được kí hiệu là 7312; ổ bi đỡ chặn (6), cỡ nhẹ (2), góc $\gamma = 12^\circ$ (3), đường kính trong 25 (05) được kí hiệu 36205.

So sánh với ổ trượt, ổ lăn có ưu điểm: hệ số ma sát nhỏ (nhỏ hơn 5-10 lần), chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tổn thất mờ bôi trơn, không dùng kim loại màu, yêu cầu không cao về vật liệu và nhiệt luyện trực, mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lăn rất cao v.v...

Tuy nhiên ổ lăn cũng có một số nhược điểm: tuổi thọ bị hạn chế, kích thước lớn về đường kính, lắp ráp khó và đòi hỏi chính xác cao, giá thành chế tạo tương đối cao nếu sản xuất số lượng không lớn.

Ổ lăn được tính toán theo khả năng tải tĩnh và theo độ bền lâu. Trong máy xây dựng, tùy theo cấu tạo và điều kiện làm việc ổ lăn có tuổi thọ từ 500 đến 10.000h.

Ở trượt (hình 1.20) gồm thân ổ 4, nắp ổ 3, hai nửa bạc lót 1 và 2 chúng được lắp ghép với nhau bằng bulông 5. Ngoài ra còn có bộ phận bôi trơn.

Thân ổ trượt được chế tạo thành khối liên hoặc thành nhiều phần rời, thường là hai nửa, rồi ghép lại với nhau nhằm lắp và điều chỉnh được dễ dàng.

Hiện nay trong các ngành chế tạo máy ổ trượt dùng ít hơn ổ lăn. Tuy nhiên trong một số trường hợp dùng ổ trượt có nhiều ưu việt hơn như: khi trục quay với tốc độ rất cao hoặc yêu cầu phương của trục phải rất chính xác, trục quay với tốc độ thấp và tải trọng lớn, trục có đường kính khá lớn, khi ổ phải làm việc trong nước, trong môi trường ăn mòn v.v...

Bộ phận làm việc chủ yếu của ổ trượt là bạc lót. Bạc lót được chế tạo từ vật liệu có hệ số ma sát thấp như babbit, đồng thanh, hợp kim nhôm, đồng thau, gang xám, vật liệu gồm kim loại, chất dẻo tổng hợp v.v...

Bạc lót được tính theo áp suất cho phép [p] :

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \leq [p]$$

Trong đó:

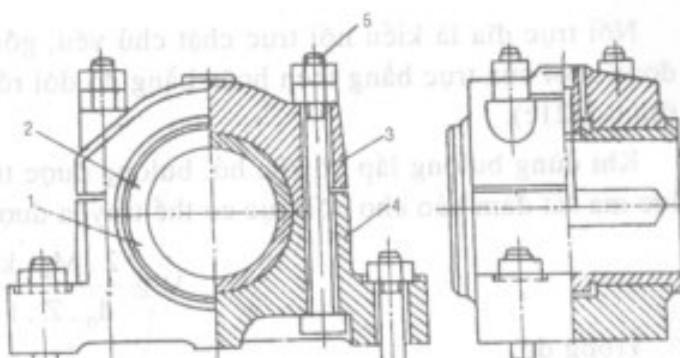
F - tải trọng tác dụng lên ổ;

d và l - đường kính và chiều dài ổ, tỉ lệ l/d thường là 0,8 - 1,2.

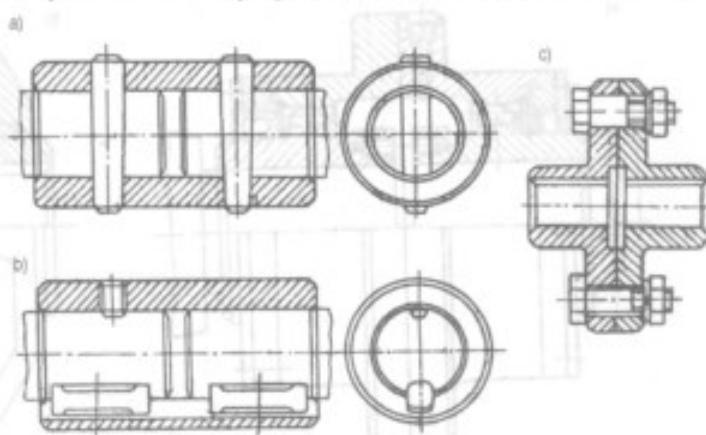
Trị số [p] thường không vượt quá mức 20 MPa. Với những ổ trượt quan trọng người ta tính toán thiết kế ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát ướt.

Khớp nối dùng để nối các trục hoặc chi tiết máy quay với nhau, ngoài ra còn để đóng mở cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải hoặc điều chỉnh tốc độ v.v...

Trong trường hợp trục dài, nếu làm liền sẽ gặp khó khăn trong chế tạo, vận chuyển và lắp ráp; người ta chế tạo nhiều trục ngắn, nối lại với nhau bằng khớp nối trục chật kiểu ống (hình 1.21a, b) hay kiểu đĩa (hình 1.21c). Nối trục chật được tiêu chuẩn hóa theo đường kính trục.



Hình 1.20 : Ổ trượt hai nửa.



Hình 1.21 : Nối trục chật

Nối trục đĩa là kiểu nối trục chặt chủ yếu, gồm hai đĩa có moayơ, mỗi đĩa lắp lên đoạn cuối của trục bằng then hoặc bằng độ dôi rồi dùng bulông ghép hai đĩa với nhau (hình 1.21c).

Khi dùng bulông lắp có khe hở, bulông được tính theo lực xiết cần thiết để tạo nên lực ma sát đảm bảo cho nối trục có thể truyền được mômen xoắn M_x . Ta có điều kiện :

$$V \geq \frac{2 \cdot M_x \cdot k}{d_o \cdot Z \cdot f} \quad (1.33)$$

Trong đó:

d_o - đường kính vòng tròn qua tâm bulông;

f - hệ số ma sát;

Z - số bulông;

$k = 1,3 \div 1,5$.

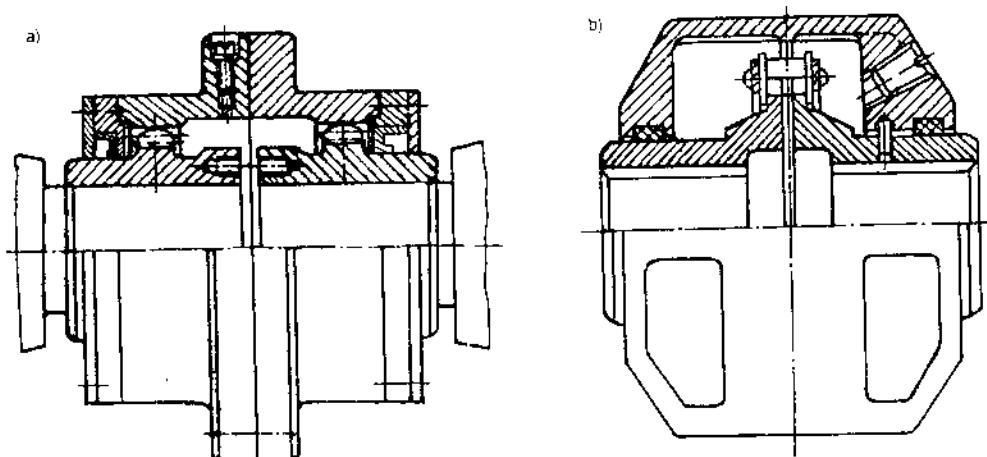
Khi dùng bulông lắp không có khe hở, lực cắt tác dụng lên mỗi bulông khi nối trục truyền mômen xoắn M_x :

$$P = \frac{2 \cdot M_x}{Z \cdot d_o} \quad (1.34)$$

Nối trục bù dùng để nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng nhỏ do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác hoặc do trục bị biến dạng đàn hồi. Các kiểu nối trục bù được dùng nhiều hơn cả là: nối trục răng, nối trục xích, nối trục cacđăng và nối trục bản lề.

Nối trục răng (hình 1.22a) được tiêu chuẩn hoá cho trục có đường kính 40 - 560mm với mômen xoắn tới 10^6 N.m.

Nối trục xích (hình 1.22b) gồm hai đĩa xích có số răng như nhau lắp trên hai đầu trục. Một vòng xích ăn khớp với cả hai đĩa xích, ngoài cùng là vỏ che. Các loại nối trục xích cho phép trục lệch tới 1° được tiêu chuẩn hoá cho trục có đường kính 18-125mm và mômen xoắn tới 6300 N.m.

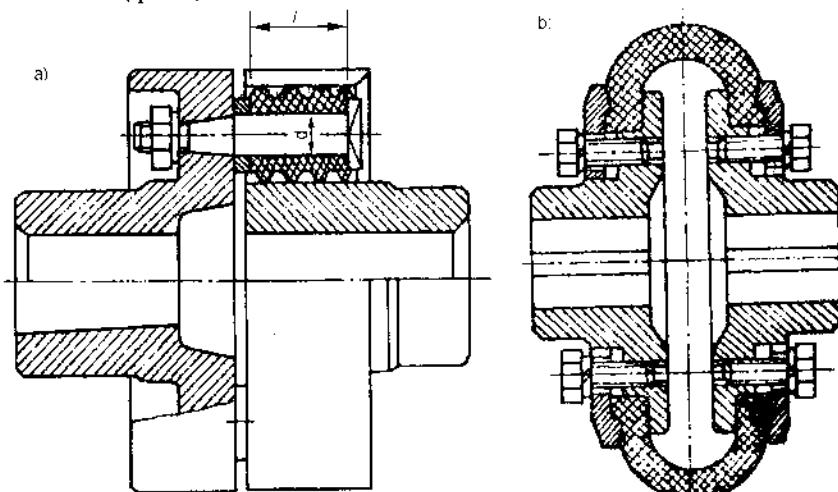


Hình 1.22 : Nối trục (khớp nối) bù

Nối trục cacđăng cũng là một loại nối trục bù thường dùng trong ôtô, máy kéo, máy xây dựng có cấu tạo và nguyên lí làm việc đặc biệt sẽ được đề cập tới ở chương 2.

Nối trục đòn hồi có thể giảm va đập và chấn động, để phòng cộng hưởng do dao động xoắn và có thể làm việc như nối trục bù. Trong máy xây dựng thường dùng phổ biến nối trục đòn hồi có ống lót cao su chịu nén (hình 1.23a) hay vòng cao su sợi mành chịu xoắn (hình 1.23b). Ở nối trục (hình 1.23a) mômen truyền qua các chất có bọc vòng đòn hồi bằng cao su dùng cho trục có đường kính 16-150mm và mômen tới 15000 N.m. Khớp đòn hồi có vành hình xuyến (hình 1.23b) gồm vành đòn hồi kiểu lốp xe, bắt lên bán khớp nhờ bulông và vành kẹp. Loại khớp này có khả năng giảm chấn tốt, cho phép bù các sai lệch của trục, dễ tháo lắp và thay thế chi tiết đòn hồi. Loại khớp này chịu mômen từ 20 đến 25000 N.m.

Li hợp là một dạng khác của khớp nối có nhiệm vụ nối hoặc tách các trục bất kì lúc nào. Tuỳ theo nguyên lí làm việc, có thể chia li hợp ra làm ba loại chủ yếu: li hợp ăn khớp làm việc dựa trên sự ăn khớp giữa các vấu hoặc các răng của các nửa li hợp, li hợp ma sát và li hợp điện từ.



Hình 1.23 : Khớp nối đòn hồi

Li hợp ma sát truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát sinh ra trên bề mặt làm việc có hình dáng khác nhau: li hợp đĩa (hình 1.24a, b), li hợp nón ma sát (hình 1.24c), và li hợp trụ ma sát (hình 1.24d).

Li hợp ma sát có thể làm việc trong điều kiện ma sát khô và ma sát ướt (ngâm trong dầu). Lực ép lên bề mặt ma sát F_a tạo ra khi đóng cơ cấu lò xo-tay đòn, thủy lực, khí ép, điện từ.

Ở loại khớp ma sát khí nén (hình 1.24d) lực ép tạo ra nhờ khí nén dẫn vào buồng khí 2 làm nó nở ra đẩy guốc ma sát 3 theo rãnh 6 của bộ phận dẫn 5. Guốc 3 ép vào bề mặt trụ của bộ phận bị dẫn 1 tạo ra lực ma sát làm nó quay. Lò xo là 4 đưa guốc 3 về vị trí ban đầu khi tách khớp ma sát.

Mômen xoắn do li hợp ma sát truyền:

$$M_x = 0,5 F_n \cdot f \cdot D_m \cdot \frac{Z}{k_1} \quad (1.35)$$

Trong đó:

F_n - lực ép giữa các bề mặt ma sát;

f - hệ số ma sát tại bề mặt làm việc;

D_m - đường kính ma sát trung bình;

Z - số cặp bề mặt ma sát;

k_1 - hệ số dự trữ $= 1,2 \div 1,5$.

Hệ số ma sát của các cặp ma sát khô: chất dẻo trên nền amiăng với thép hay gang $f = 0,25 \div 0,4$; kim loại gốm với thép tôi $f = 0,35 \div 0,45$; gang với gang $f = 0,14 \div 0,18$; thép tôi với thép tôi hay gang $f = 0,06 \div 0,08$; kim loại gốm với thép tôi ngâm trong dầu $f = 0,08 \div 0,12$.

Trên ôtô tải và máy kéo thông dụng thường dùng loại li hợp ma sát: loại li hợp một đĩa hay nhiều đĩa bị động, loại li hợp luôn luôn đóng (thường là bố trí trên ô tô và máy kéo bánh lốp) hay li hợp luôn luôn mở (máy kéo xích).

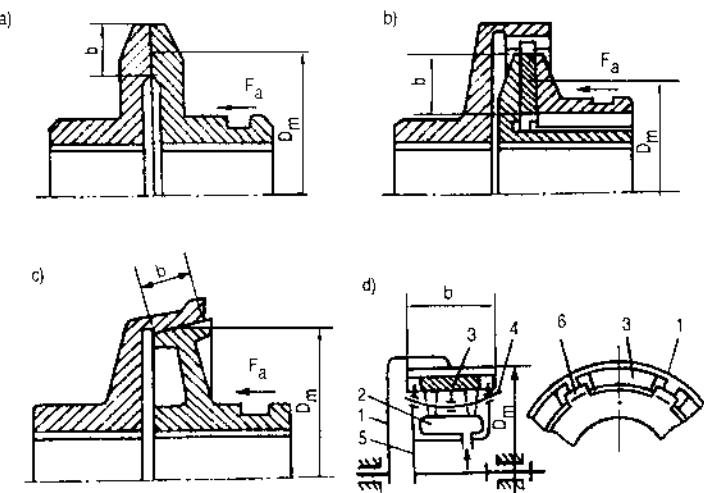
Khi điều khiển li hợp cần chú ý.

- Quá trình đóng li hợp phải từ từ để mômen xoắn được truyền êm từ động cơ tới hệ thống truyền lực phía sau.

- Quá trình mở li hợp phải nhanh và dứt khoát để tránh sự ma sát trượt quá lâu giữa các bề mặt ma sát (có thể sinh ra cháy các bề mặt này và mòn khốc liệt).

Kết cấu và nguyên lý làm việc của li hợp ôtô và máy kéo được trình bày ở chương 2.

Phanh dùng để hãm hoặc hạn chế tốc độ của các chi tiết hoặc cụm quay như trục quay, tời, mâm quay, cơ cấu di chuyển và các bộ phận tương tự trên máy xây dựng. Thường phanh đai (hình 1.25a) hay phanh má (hình 1.25b, c) được dùng nhiều hơn phanh đĩa và phanh nón. Phanh thường đóng khi ngắt nguồn dẫn động nhờ hệ thống lò xo và đòn trọng. Phanh mở (tách má phanh hay đai phanh) khi đóng nguồn dẫn động. Để điều khiển phanh có thể dùng nam châm điện 5 (hình 1.25b) xilanh thủy lực 14 (hình 1.25c) cần li tâm hay các cơ cấu khác. Trên hình 1.25a, đai 2 bao lấy bánh phanh 8. Nhờ tay đòn 3 và 7 liên kết với đòn gánh 4 tác động bởi nam châm điện 5. Các khâu 3, 4, 7 tạo thành cơ cấu hai đòn gánh. Khâu 3, 7 liên kết với lò xo 6. Tay đòn 9 và lò xo 1 sẽ kéo tách đai khỏi bánh phanh khi mở phanh.

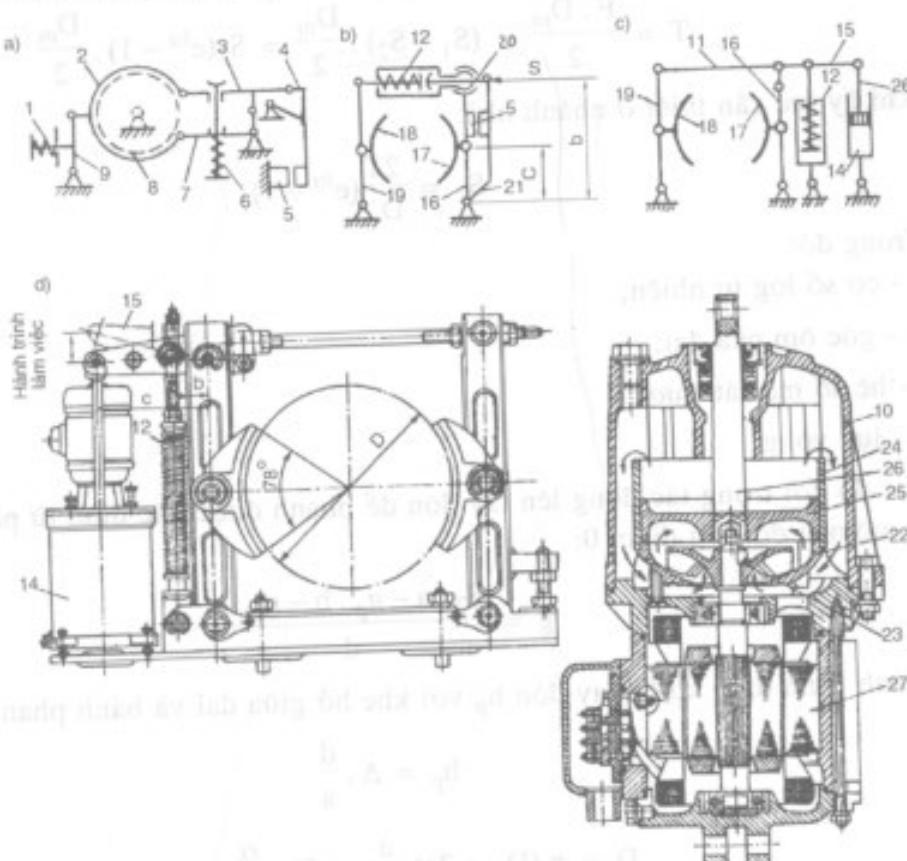


Hình 1.24. Li hợp ma sát

Ở sơ đồ trên hình 1.25b, nam châm điện 5 định vị giữa các đòn gánh 16 và 21. Khi đóng nam châm điện, đòn gánh 21 bị hút vào đòn gánh 16, làm cắn đẩy 20 tác động vào lò xo 12, các má phanh 17 và 18 được mở ra.

Hiện nay trên máy xây dựng dùng loại phanh má có cắn đẩy điện-thủy lực (hình 1.25c, d) so với loại nam châm điện nó có kết cấu đơn giản, đóng mở êm, độ tin cậy sử dụng cao, thời gian sử dụng lớn. Nguyên lý làm việc của loại phanh má với cắn đẩy điện - thủy lực như sau: phanh luôn đóng nhờ lò xo 12 luôn kéo tay đòn tam giác 15 điện - thủy lực (hình 1.25e) bao gồm vỏ 10 cắn đẩy 26 và động cơ điện nhỏ 27. Trong vỏ có xilanh thủy lực 24, pittông 25 và cánh bơm 23 của bơm li tâm 22. Bơm quay nhờ động cơ điện 27. Động cơ này được cung cấp điện đồng thời với động cơ điện của cơ cấu, khi bơm đẩy dầu xuống dưới pittông 25, nâng cắn đẩy và tay đòn lên làm cho má phanh được mở.

Hiện nay phanh đai được sử dụng nhiều đặc biệt đối với các máy xây dựng có công suất lớn.



Hình 1.25 : Các loại phanh đai và phanh má

- a) Phanh đai;
 - b) Phanh má điện từ;
 - c) Phanh có cắn đẩy điện-thủy lực (sơ đồ nguyên lý);
 - d) Sơ đồ cấu tạo phanh có cắn đẩy điện-thủy lực;
 - e) Cắn đẩy điện-thủy lực;
- 1,12 Lò xo; 2. Đai; 3,7. Tay đòn; 4. Đòn gánh; 5. Nam châm điện; 6. Lò xo; 8. Bánh phanh; 9. Tay đòn; 10. Vỏ bơm; 11, 15, 16, 19. Tay đòn (khâu); 13. Cắn đẩy; 14. Cụm xilanh thủy lực; 17,18. Má phanh; 20. Cắn đẩy; 21. Đòn gánh; 22. Bơm li tâm; 23. Cánh bơm li tâm; 24. Xilanh; 25. Pittông; 26. Cắn đẩy; 27. Động cơ điện.

Trên hình 1.25b là thí dụ sơ đồ tính phanh má. Mômen phanh T do các lực phanh tạo ra trên các má phanh:

$$T = F_n \cdot f \cdot D_m \quad (1.36)$$

Trong đó: F_n - lực do áp lực pháp tuyến ở má phanh; F_n có thể xác định từ lực kéo căng của lò xo S:

$$F_n = S \cdot \frac{b}{c} \quad (1.37)$$

$$S = \frac{Tc}{D_m \cdot f \cdot b} \quad (1.38)$$

Trong đó: D_m - đường kính bánh phanh.

Tính toán phanh đai thể hiện trên sơ đồ hình 1.26 mômen phanh:

$$T = \frac{F \cdot D_m}{2} = (S_1 - S_2) \cdot \frac{D_m}{2} = S_2(e^{f\alpha} - 1) \cdot \frac{D_m}{2} \quad (1.39)$$

Khi ấy lực cần thiết ở nhánh nhả:

$$S_2 = \frac{2T}{D_m}(e^{f\alpha} - 1) \quad (1.40)$$

Trong đó:

e - cơ số log tự nhiên;

α - góc ôm của đai;

f - hệ số ma sát trượt;

F - lực vòng.

Lực do đối trọng tác động lên tay đòn để phanh được xác định từ phương trình cân bằng mômen đối với điểm 0:

$$g = \frac{S_2 \cdot a - g_p \cdot b - g_u \cdot c}{d} \quad (1.41)$$

Hành trình điều khiển tay đòn h_p với khe hở giữa đai và bánh phanh ε :

$$h_p = \Delta \cdot \frac{d}{a} \quad (1.42)$$

$$D = \pi(D_m + 2\varepsilon) \frac{a}{2\pi} - \pi D_m \frac{\alpha}{2\pi} = \varepsilon a \quad (1.43)$$

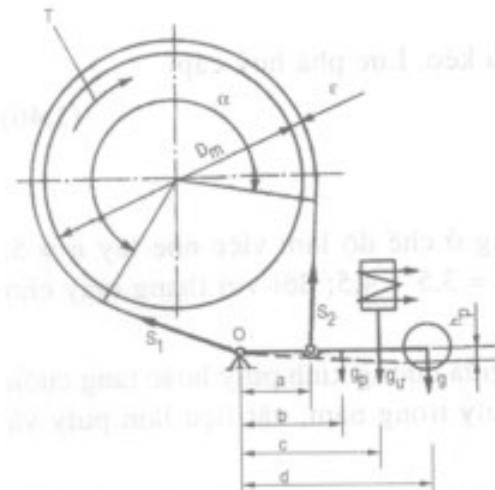
Áp lực lớn nhất ở cuối nhánh cuộn:

$$p_{max} = \frac{2S_1}{b \cdot D_m} = 2S_2 \frac{e^{f\alpha}}{b \cdot D_m} \quad (1.44)$$

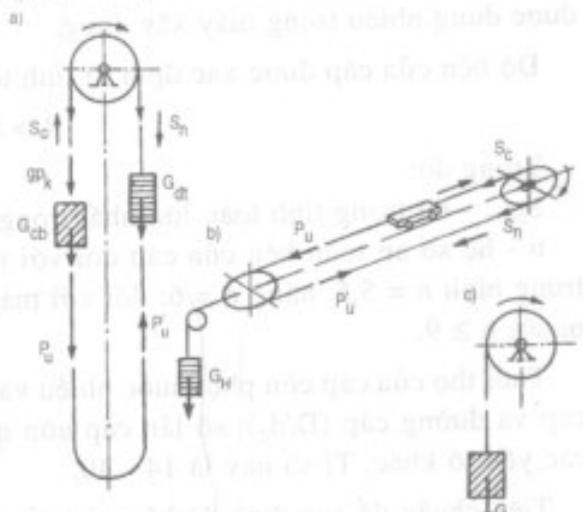
Trong đó: b - chiều rộng đai.

Truyền động cáp thực hiện chuyển động của vật nhờ puly dẫn động hay tang dẫn động và cáp thép. Puly dẫn động được dùng nhiều trong thang máy (hình 1.27a), phương tiện di chuyển bằng cáp như xe con (hình 1.27b). Tang dẫn động dùng phổ biến trong bộ truyền cáp ở máy xây dựng (hình 1.27c). Để dẫn động puly cần có lực vòng cản thiết, xác định theo công thức Ole (hình 1.1.26):

$$F = S_c - S_n = S_n (e^{\alpha} - 1) \quad (1.45)$$



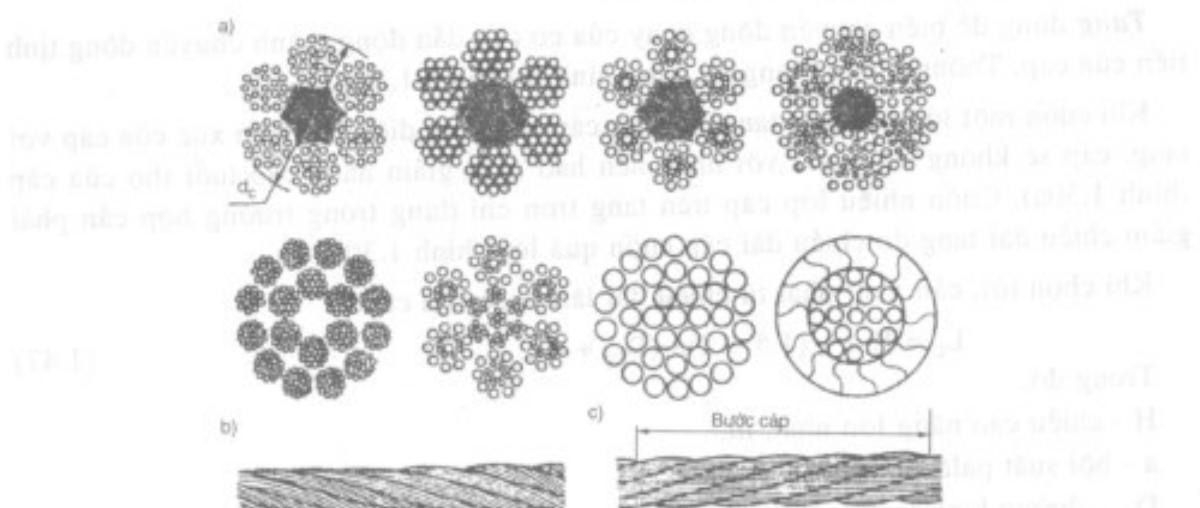
Hình 1.26 : Sơ đồ tính toán phanh dài.



Hình 1.27 : Truyền động cáp.

Chi tiết làm việc chủ yếu của truyền động cáp là cáp thép (hình 1.28a). Cáp thép dùng để nâng hạ hoặc di chuyển vật, kéo xe con, để buộc treo giữ vật.

Cáp thép được chế tạo từ những sợi thép có độ bền cao, có đường kính 0,5 - 2mm (có loại tới 5mm). Các sợi thép được cuộn thành danh sau đó các danh bện quanh lõi mềm (day). Lõi day làm cho cáp mềm và giữ được mờ bôi trơn bên trong.



Hình 1.28 : Cáp thép

Theo chiều bện của các sợi quanh dành và dành quanh lõi, cáp được phân thành hai loại: cáp bện xuôi (hình 1.28b), cáp bện chéo (hình 1.28c). Cáp bện xuôi là cáp có các sợi trong dành và các dành trong cáp cùng chiều bện. Khi bện theo chiều ngược lại ta có cáp bện chéo.

Cáp cần phải mềm, đảm bảo độ bền và tuổi thọ cao, không bung ra hoặc xoắn lại khi làm việc. Những yêu cầu cơ bản đó phần lớn đạt được ở cáp bện chéo. Do vậy nó được dùng nhiều trong máy xây dựng.

Độ bền của cáp được xác định từ tính toán chịu kéo. Lực phá huỷ cáp:

$$R > S_{max}n. \quad (1.46)$$

Trong đó:

S_{max} - tải trọng tính toán lớn nhất trong cáp;

n - hệ số an toàn bền của cáp đối với máy nâng ở chế độ làm việc nhẹ lấy $n = 5$, trung bình $n = 5,5$, nặng $n = 6$; đối với máy đào $n = 3,5 \div 4,5$; đối với thang máy chở người $n \geq 9$.

Tuổi thọ của cáp còn phụ thuộc nhiều vào tỉ số giữa đường kính puly hoặc tang cuốn cáp và đường cáp (D/d_c); số lần cáp uốn quanh puly trong năm, vật liệu làm puly và các yếu tố khác. Tỉ số này là 14 - 40.

Tiêu chuẩn để xác định độ bền và tuổi thọ của cáp là số sợi đứt trên một bước bện cáp và độ mòn đường kính các sợi thép bên ngoài của cáp. Đối với cáp 6 dành, bước bện là 6 vòng xoắn số sợi đứt cho phép trên một bước bện lấy theo quy phạm an toàn trong sử dụng cáp (TCVN 4244 : 1986) "Quy phạm an toàn thiết bị nâng".

Để kẹp đầu cáp người ta dùng vòng kẹp và cái kẹp các loại (hình 1.29). Tất cả kết cấu kẹp cáp trên tang (hình 1.29) đều dựa trên cơ sở sử dụng lực ma sát để kẹp cáp. Để giảm lực tác dụng lên kẹp cáp, theo quy định phải có ít nhất 1,5 vòng cáp cuối cùng không được dỡ ra trong quá trình làm việc.

Tang dùng để biến chuyển động quay của cơ cấu dẫn động thành chuyển động tịnh tiến của cáp. Thông thường tang có dạng hình trụ (hình 1.30).

Khi cuộn một lớp cáp trên tang có rãnh cáp làm tăng diện tích tiếp xúc của cáp với tang, cáp sẽ không bị cọ sát với nhau nên hao mòn giảm nâng cao tuổi thọ của cáp (hình 1.30a). Cuộn nhiều lớp cáp trên tang trơn chỉ dùng trong trường hợp cần phải giảm chiều dài tang do chiều dài cáp cuộn quá lớn (hình 1.30b).

Khi chọn tời, cần xuất phát từ chiều dài làm việc của cáp:

$$L_c = H.a + (1,5 \div 2)\pi (D_{tg} + d_c) \quad (1.47)$$

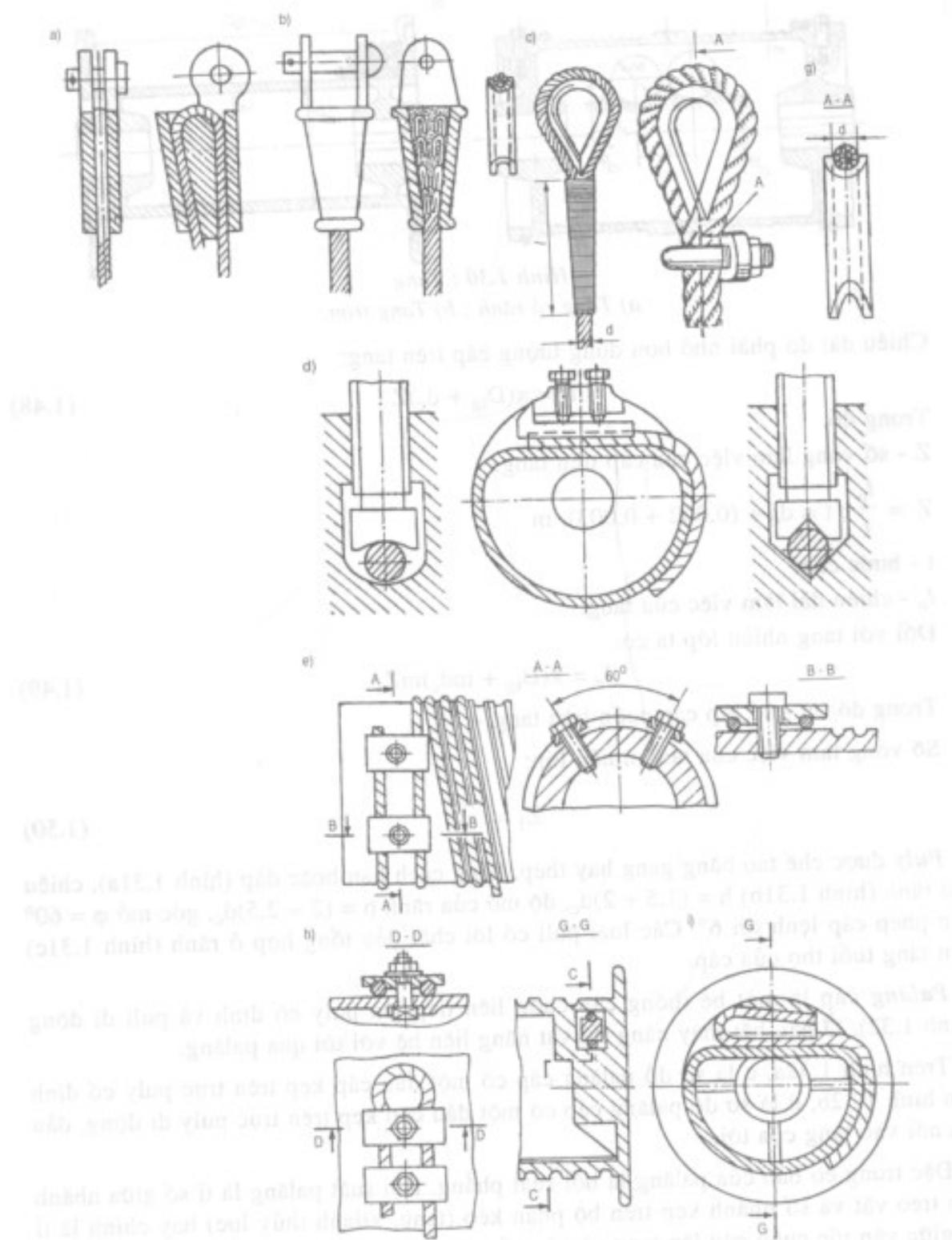
Trong đó:

H - chiều cao nâng lớn nhất, m;

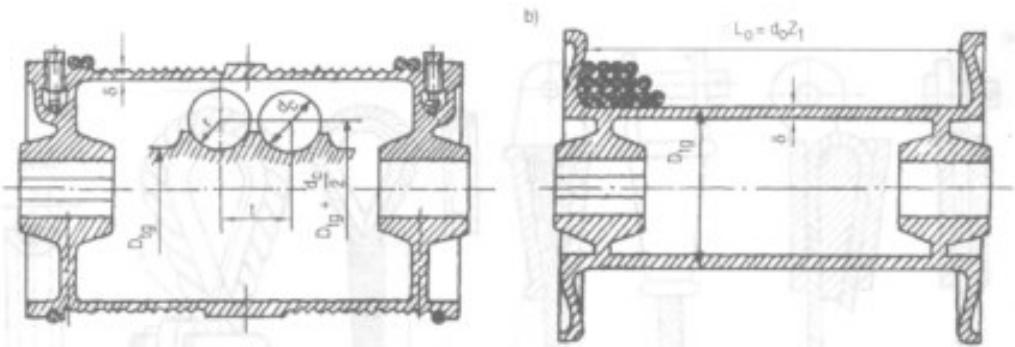
a - bội suất palăng;

D_{tg} - đường kính tang, m;

d_c - đường kính cáp, m.



Hình 1.29 : Các loại vòng kẹp và các cách kẹp cáp trên tang để cố định đầu cáp.



Hình 1.30 : Tang
a) Tang có rãnh ; b) Tang tròn.

Chiều dài đó phải nhỏ hơn dung lượng cáp trên tang:

$$L = \pi(D_{tg} + d_c)Z \quad (1.48)$$

Trong đó:

Z - số vòng làm việc của cáp trên tang.

$$Z = \frac{l_o}{t}; t = d_c + (0,002 \div 0,003), \text{ m}$$

t - bước cáp;

l_o - chiều dài làm việc của tang.

Đối với tang nhiều lớp ta có:

$$L = \pi(D_{tg} + md_c)mZ_1 \quad (1.49)$$

Trong đó: m - số lớp cáp cuộn trên tang.

Số vòng làm việc của tang nhiều lớp:

$$Z_1 = \frac{l_o}{d_c} \quad (1.50)$$

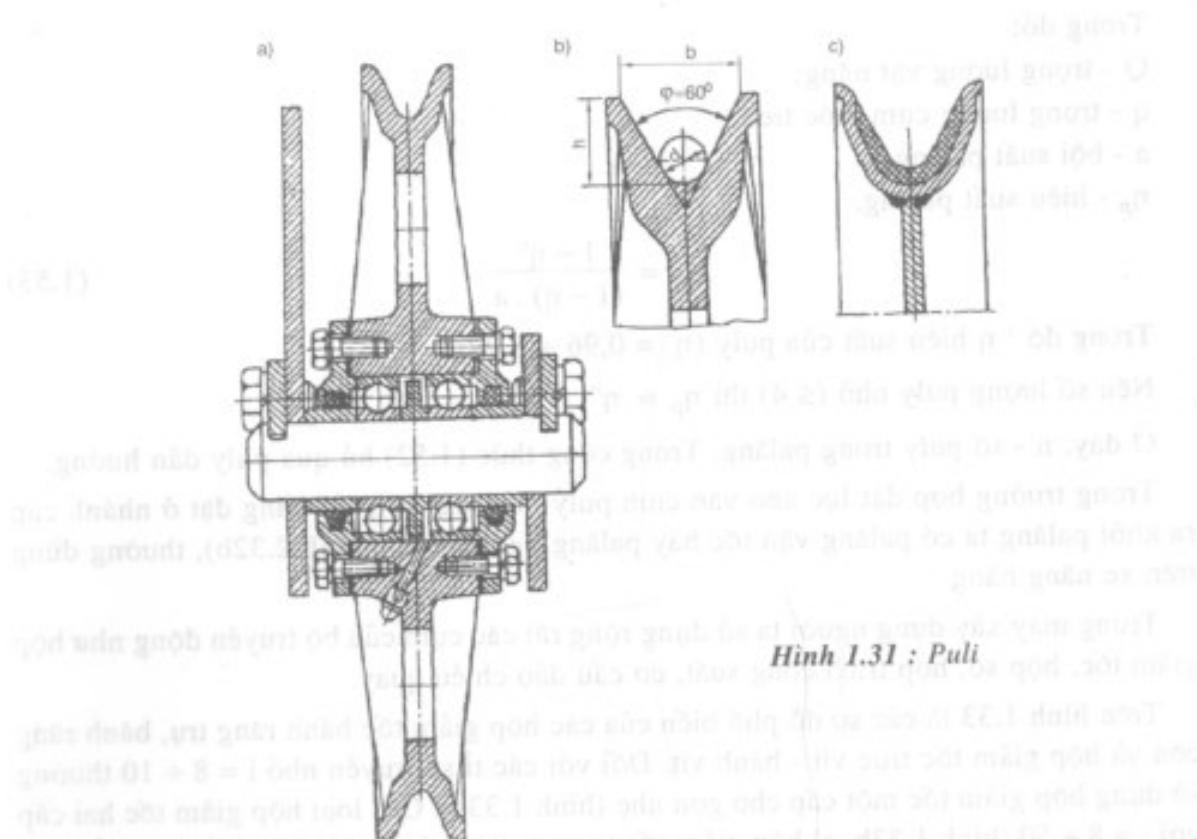
Puly được chế tạo bằng gang hay thép, bằng cách hàn hoặc dập (hình 1.31a), chiều sâu rãnh (hình 1.31b) $h = (1,5 \div 2)d_c$, độ mở của rãnh $b = (2 \div 2,5)d_c$, góc mở $\varphi = 60^\circ$ cho phép cáp lệnh tới 6° . Các loại puli có lót chất dẻo tổng hợp ở rãnh (hình 1.31c) làm tăng tuổi thọ của cáp.

Palang cáp là một hệ thống cáp cuộn liên tiếp lên puly cố định và puli di động (hình 1.32). Ở hầu hết máy nâng thì vật nâng liên hệ với tời qua palang.

Trên hình 1.32a, c là sơ đồ palang cáp có một đầu cáp kẹp trên trục puly cố định còn hình 1.32b, d là sơ đồ palang cáp có một đầu cáp kẹp trên trục puly di động, đầu kia nối vào tang của tời.

Đặc trưng cơ bản của palang là bội suất phẳng. Bội suất palang là tỉ số giữa nhánh cáp treo vật và số nhánh kẹp trên bộ phận kéo (tang, xilanh thủy lực) hay chính là tỉ số giữa vận tốc cuộn cáp lên tang và vận tốc nâng vật:

$$a = \frac{v_{tg}}{v_n} \quad (1.51)$$



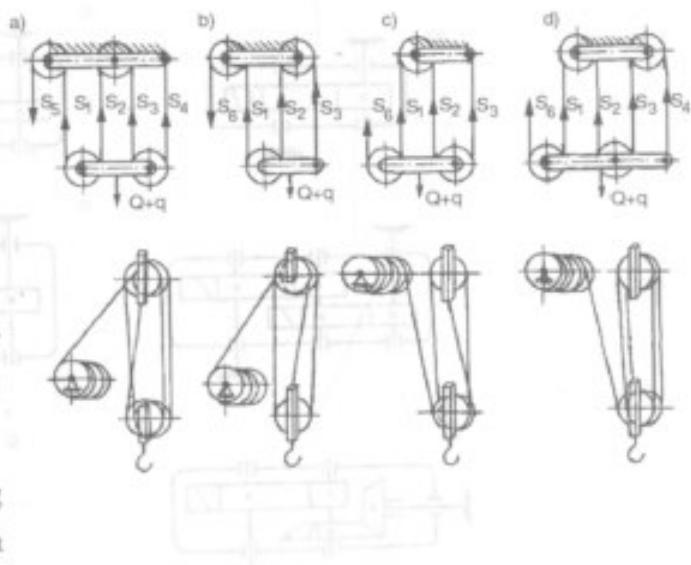
Hình 1.31 : Puly

Mặt khác nó chính là số lần giảm lực căng cáp so với tải trọng nâng khi không kể tới hiệu suất puly. Do đó ta dễ dàng nhận thấy rằng bội suất palang bằng số nhánh cáp treo cụm puly di động. Thị dụ trên hình 1.32a, c bội suất palang $a = 4$; trên hình 1.27b: $a = 3$; trên hình 1.27d: $a = 5$.

Dùng palang trên sẽ có lợi về lực và thiệt về vận tốc nhưng nhờ vậy giảm được tỉ số truyền của cơ cấu, từ đó giảm được kích thước và khối lượng của tời.

Khi nâng vật qua hệ thống palang lực căng nhánh cáp ra khỏi palang S_t tính theo công thức:

$$S_t = \frac{Q+q}{a \cdot \eta_p}$$



Hình 1.32 : Sơ đồ palang cáp

Trong đó:

Q - trọng lượng vật nặng;

q - trọng lượng cụm móc treo;

a - bội suất palăng;

η_p - hiệu suất palăng.

$$\eta_p = \frac{1 - \eta^a}{(1 - \eta) \cdot a} \quad (1.53)$$

Trong đó : η hiệu suất của puly ($\eta = 0,96 \div 0,99$);

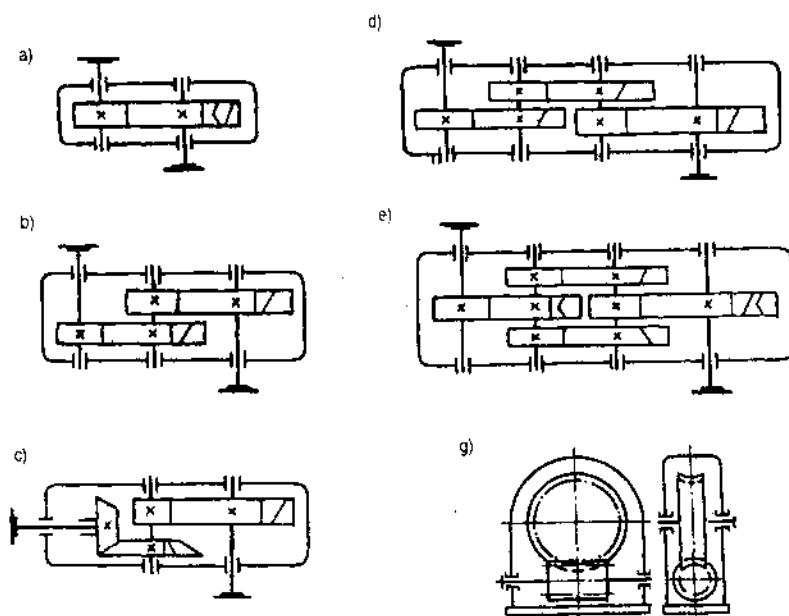
Nếu số lượng puly nhỏ (≤ 4) thì $\eta_p \approx \eta^n$

Ở đây: n - số puly trong palăng. Trong công thức (1.52) bỏ qua puly dẫn hướng.

Trong trường hợp đặt lực kéo vào cụm puly di động, còn vật nâng đặt ở nhánh cáp ra khỏi palăng ta có palăng vận tốc hay palăng nghịch (xem hình 2.32b), thường dùng trên xe nâng hàng.

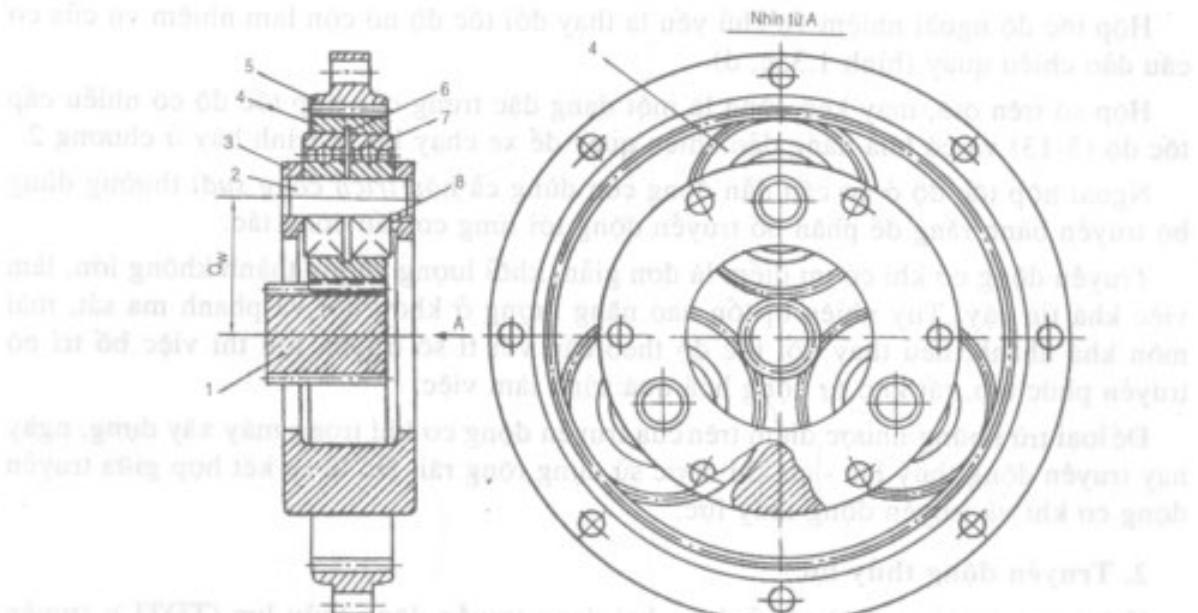
Trong máy xây dựng người ta sử dụng rộng rãi các cụm của bộ truyền động như hộp giảm tốc, hộp số, hộp trích công suất, cơ cầu đảo chiều quay.

Trên hình 1.33 là các sơ đồ phổ biến của các hộp giảm tốc bánh răng trụ, bánh răng côn và hộp giảm tốc trực vít - bánh vít. Đối với các tỉ số truyền nhỏ $i = 8 \div 10$ thường sử dụng hộp giảm tốc một cấp cho gọn nhẹ (hình 1.33a). Các loại hộp giảm tốc hai cấp với $i = 8 \div 50$ (hình 1.33b, c) hộp giảm tốc trực vít (hình 1.33g) được sử dụng phổ biến. Với tỉ số truyền lớn thường dùng hộp giảm tốc ba cấp (1.33de). Ngày nay hộp giảm tốc hành tinh với kích thước nhỏ, gọn, hiệu suất cao được sử dụng nhiều so với bộ truyền bánh răng thông thường (hình 1.34)



Hình 1.33 : Sơ đồ hộp giảm tốc phổ biến

Cấu tạo của một loại bộ truyền hành tinh thể hiện trên hình 1.34 có thể phù hợp với các loại hộp giảm tốc hành tinh. Bánh răng trung tâm 1 làm quay ba bánh răng hành tinh 4. Các bánh răng hành tinh lắp trên ổ lăn 7 bắt với cần 3 bằng chốt 2 lăn quanh bánh răng trung tâm 5. Các vòng 6 và 8 để định vị ổ lăn của bánh răng hành tinh.



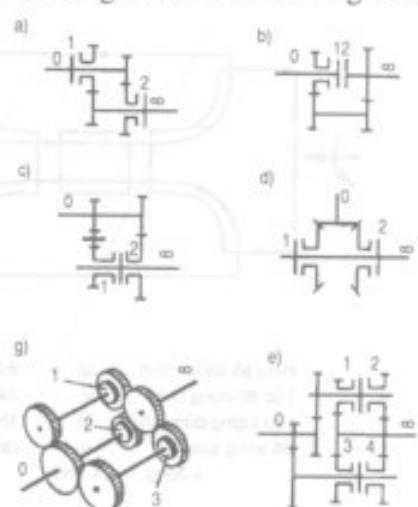
Hình 1.34 : Truyền động hành tinh

1.5. Bánh răng trung tâm ; 2. Chốt ; 3. Cần; 4. Bánh răng hành tinh; 6,8. Vòng đệm ; 7. Vòng bi.

Hiện nay có nhiều hãng chế tạo máy trên thế giới sản xuất động cơ điện gắn liền với hộp giảm tốc và phanh rất đa dạng, nhưng thường với công suất nhỏ và trung bình.

Hộp số (hộp tốc độ) cũng như hộp giảm tốc được dùng nhiều trong bộ truyền cơ khí của máy xây dựng. Đó là cơ cấu dùng để thay đổi tỉ số truyền theo từng cấp bằng cách chuyển đổi bộ truyền bánh răng.

Trên hình 1.35 là sơ đồ của các hộp tốc độ đơn giản nhất. Các ổ trục không thể hiện trên hình vẽ. Sơ đồ hộp tốc độ có trục quay cố định là mỗi ghép độc lập, song của một vài cơ cấu có số lượng bằng số cặp thay đổi tốc độ. Mỗi cơ cấu có thể đóng bằng khớp nối. Hộp tốc độ không cho phép đóng đồng thời hai hay hơn hai cơ cấu. Khi đóng cơ cấu, năng lượng được truyền trực tiếp qua cặp bánh răng tương ứng. Khi đóng khớp 1 hay 2 theo sơ đồ sẽ nối khâu 0 và ∞ qua cặp bánh răng thứ nhất và thứ hai. Trên hình 1.35b khớp nối 2 nối với khâu 0 và ∞ trực tiếp, còn khớp



Hình 1.35 : Sơ đồ hộp tốc độ
0 – Khâu vào ; ∞ – Khâu ra.

nối 1 làm ăn khớp hai cặp bánh răng. Ở sơ đồ hình 1.35c, d cho phép đảo chiều quay của khâu ∞ trong khi vẫn không thay đổi chiều quay của khâu 0. Ở sơ đồ hình 1.35g khi đóng các khớp 1,2,3 có thể nhận được ba tốc độ ở khâu ∞ . Khi đó ứng với mỗi cấp tốc độ có hai cặp bánh răng làm việc. Trên sơ đồ ở hình 1.35e có bốn cấp tốc độ nếu đóng các khớp nối 1 ÷ 4 tương ứng.

Hộp tốc độ ngoài nhiệm vụ chủ yếu là thay đổi tốc độ nó còn làm nhiệm vụ của cơ cấu đảo chiều quay (hình 1.35c, d).

Hộp số trên ôtô, máy kéo cũng là một dạng đặc trưng của hộp tốc độ có nhiều cấp tốc độ (3-13) và có khả năng đảo chiều quay để xe chạy lùi sẽ trình bày ở chương 2.

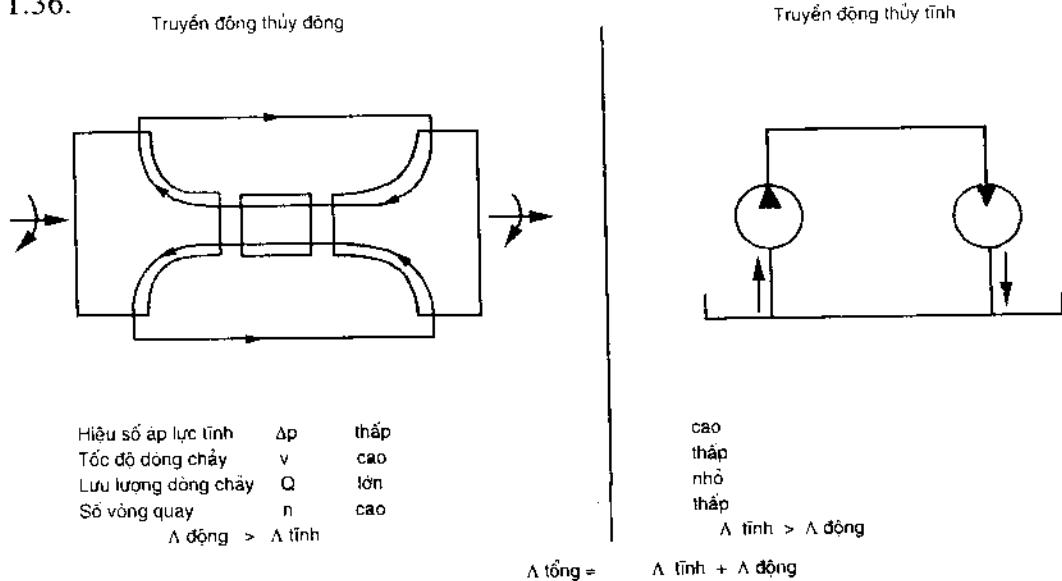
Ngoài hộp tốc độ ở cơ cấu dẫn động còn dùng cả *hộp trích công suất* thường dùng bộ truyền bánh răng để phân bố truyền động tới từng cơ cấu công tác.

Truyền động cơ khí có ưu điểm là đơn giản, khối lượng và giá thành không lớn, làm việc khá tin cậy. Tuy nhiên bị tổn hao năng lượng ở khớp nối và phanh ma sát, mài mòn khá nhanh, nếu thay đổi tốc độ theo cấp với tỉ số truyền lớn thì việc bố trí bộ truyền phức tạp, rất khó tự động hóa quá trình làm việc.

Để loại trừ những nhược điểm trên của truyền động cơ khí trong máy xây dựng, ngày nay truyền động thủy lực - cơ khí được sử dụng rộng rãi. Đó là sự kết hợp giữa truyền động cơ khí và truyền động thủy lực.

2. Truyền động thủy lực

Hiện nay người ta thường sử dụng hai dạng truyền động thủy lực (TDTL): truyền động thủy tĩnh (thể tích) và truyền động thủy động. Truyền động thủy động là sự biến đổi áp lực trong dòng chất lỏng khi dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc cao; ngược lại truyền động thủy tĩnh là sự thay đổi lưu lượng của dòng khi áp lực của chất lỏng gần như không đổi. Ta có thể thấy sự khác biệt giữa hai dạng TDTL thể hiện trên hình 1.36.



Hình 1.36 : So sánh truyền động thủy động và truyền động thủy tĩnh.

Trên các máy xây dựng và máy làm đường thường sử dụng truyền động thủy tĩnh hơn. Với những thiết bị và cơ cấu làm việc với vận tốc cao thường được trang bị truyền động thủy động.

Truyền động thủy tĩnh dựa vào tính chất không nén được của chất lỏng để truyền áp lực.

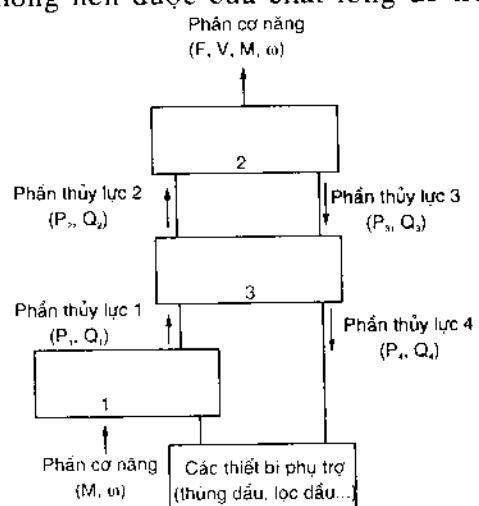
Áp lực này tạo nên lực hoặc mômen để thắng lực cản tác động đến bộ phận công tác của thiết bị và giúp cho bộ phận công tác thực hiện đúng chức năng của mình.

Truyền động thủy tĩnh thường được cấu thành bởi ba phần chính:

- 1) Phần tạo áp lực (bơm thủy lực)
- 2) Phần biến đổi áp lực chất lỏng thành cơ năng (xi lanh và động cơ thủy lực).
- 3) Phần điều chỉnh và điều khiển năng lượng dòng chất lỏng.

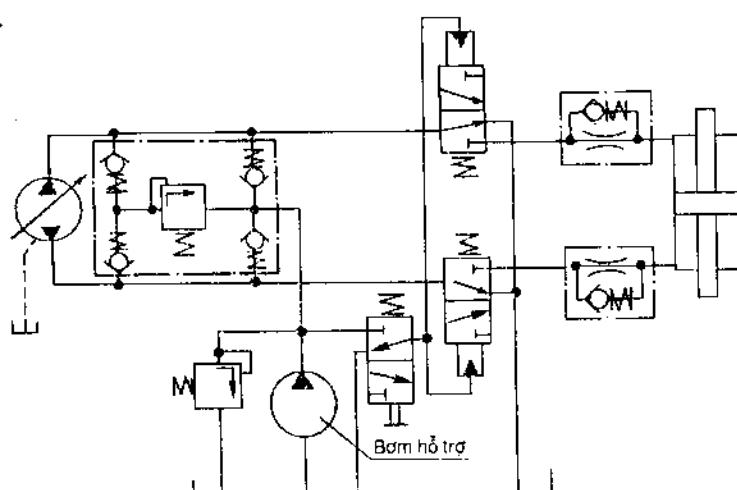
Trên hình 1.37 là sơ đồ nguyên lý truyền động thủy tĩnh.

Để thực hiện truyền động thủy tĩnh, các bộ phận chính trên được ghép nối với nhau bằng hệ thống đường ống chịu áp lực. Tuỳ theo chức năng của bộ phận công tác, chúng được ghép nối với nhau theo những sơ đồ mạch khác nhau. Thông thường có hai sơ đồ mạch là sơ đồ mạch kín (hình 1.38) và sơ đồ mạch hở (hình 1.39). Sự khác nhau cơ bản của hai sơ đồ mạch này là chất lỏng sau khi qua bộ phận biến đổi thành cơ năng trở về thùng chứa chất lỏng (mạch hở) hoặc trở lại ống hút của bộ phận tạo áp lực (mạch kín).



Hình 1.37 : Sơ đồ nguyên lý truyền động thủy lực thủy tĩnh (thể tích)

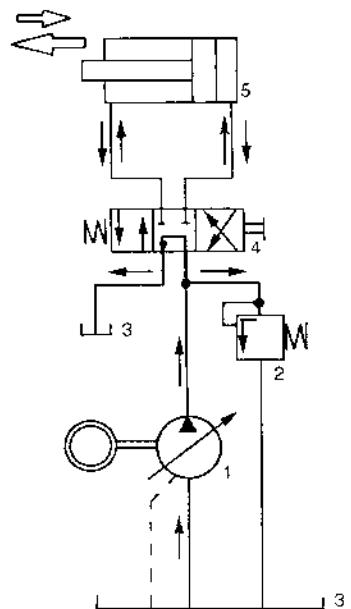
1. Phần tạo áp lực; 2. Phần biến đổi áp lực của chất lỏng thành chuyển động của bộ phận công tác; 3. Phần điều khiển năng lượng dòng chất lỏng.



Hình 1.38 : Truyền động thủy lực (mạch kín) cho chuyển động tịnh tiến.

Truyền động thủy lực với mạch kín do chất lỏng thường được bổ sung để bù lại những tổn thất chất lỏng trong hệ thống nên nó làm việc với chất lượng cao và thường được dùng cho các cơ cấu có công suất lớn. Mặt khác khi sử dụng mạch kín còn cho phép đảo chiều chuyển động của bộ phận công tác một cách dễ dàng khi phụ tải lớn. Nhưng vì chất lỏng luôn tồn tại ở nhiệt độ cao do sau khi ra khỏi bộ phận biến đổi thành cơ năng, dòng chất lỏng lại trở về bơm ngay nên khả năng dò rỉ trong hệ thống lớn hơn, chất lượng chất lỏng giảm nhanh hơn so với truyền động theo mạch hở (hình 1.39)

Trên hình 1.40 thể hiện sơ đồ xilanh thủy lực. Cấu tạo của xilanh thủy lực (hình 1.41) gồm vỏ ống thép 9 được gia công mặt trong với độ chính xác cao. Bên trong xilanh là pittông 4 dịch chuyển. Các vòng cao su làm kín 3, 7 và 8 giữ không cho chất lỏng (dầu thủy lực) chảy ngoài và ngăn bụi bẩn lọt vào trong xilanh.



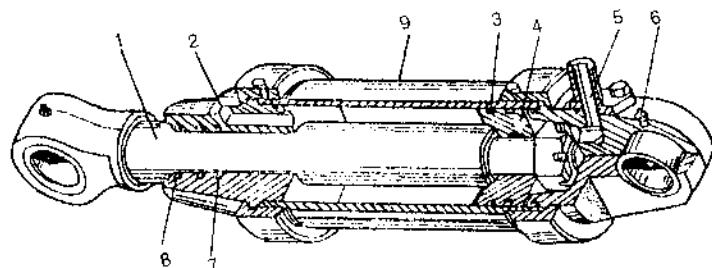
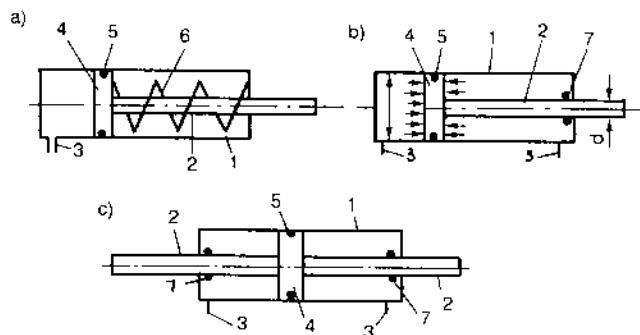
Hình 1.39 : Sơ đồ mạch thủy lực (mạch kín) cho chuyển động tịnh tiến:

1. Bơm ; 2. Van áp lực;
3. Thùng dầu; 4. Van điều khiển;
5. Xilanh thủy lực.

Hình 1.40 : Sơ đồ xilanh thủy lực

- a) Tác động một chiều;
- b) Tác động hai chiều có một cần đẩy;
- c) Tác động hai chiều có hai cần đẩy.

1. Vỏ; 2. Cần đẩy; 3. Dầu nén;
4. Pittông; 5. Vòng làm kín;
6. Lò xo phản hồi; 7. Vòng làm kín.



Hình 1.41 : Kết cấu xilanh

Áp lực dầu lên pittông tạo ra lực đẩy của cần đẩy 1. Hai đầu xilanh có nắp 2 và 6. Trên các nắp có đầu nối 5 để dẫn và thoát dầu thủy lực.

Tốc độ cần đẩy phụ thuộc vào lưu lượng bơm và hướng truyền dẫn dầu. Nếu dầu từ bơm tới đỉnh pittông thì tốc độ cần đẩy:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

và lực đẩy:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Trong đó:

Q - lưu lượng bơm;

D - đường kính xilanh;

p - áp lực dầu

η - hiệu suất cơ học bằng 0.97.

Nếu dầu dẫn tới vùng có cần đẩy thì tốc độ của cần đẩy sẽ tăng nếu cùng một lưu lượng bơm:

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi (D^2 - d^2)}$$

còn lực đẩy:

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Trong đó: d - đường kính cần đẩy.

Để tăng hành trình cần đẩy xilanh người ta sử dụng xilanh ống lồng kiểu kính viễn vọng khi thu lại sẽ có kích thước ngắn gọn.

Để điều khiển và điều chỉnh năng lượng dòng chất lỏng trong hệ thống thủy lực sử dụng các loại van thủy lực sau đây:

- Van phân phối để phân chia dòng chảy.
 - Van áp lực có nhiệm vụ giữ cho dòng chất lỏng luôn có một áp lực nhất định.
 - Van điều chỉnh dòng (van tiết lưu) để điều chỉnh dòng áp lực.
 - Van an toàn dùng để bảo vệ quá trình làm việc của hệ thống thủy lực khi có sự cố áp lực, lưu lượng và các yếu tố khác gây nên.
 - Van khóa (van bảo vệ)
- Truyền động thủy động được sử dụng ngày càng nhiều trên các máy xây dựng hiện tại vì có những ưu điểm sau đây:
- Phạm vi điều chỉnh tốc độ rộng.

- Cải thiện được điều kiện khởi động vì cho phép khởi động động cơ ngay cả khi có tải.

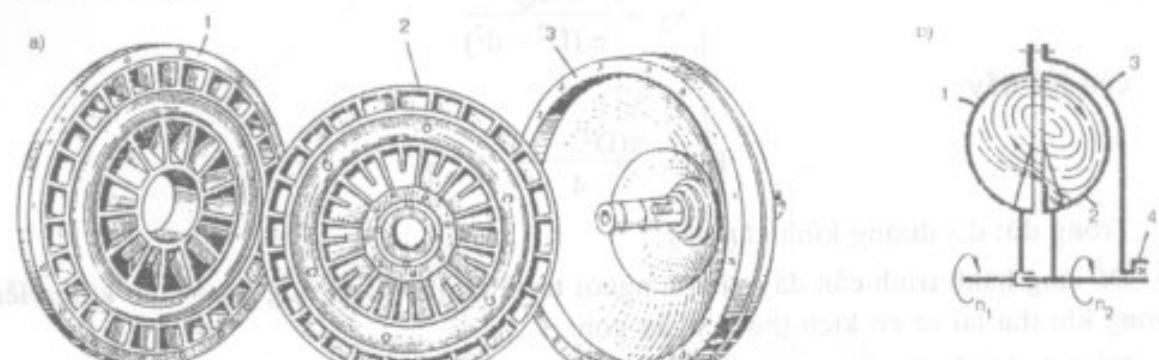
- Nâng cao độ tin cậy của các cơ cấu máy vì truyền động thủy động giữ cho động cơ không bị quá tải. Mặt khác, nó còn bảo vệ cho các bộ phận khác không bị quá tải, làm giảm tải trọng, giảm dao động xoắn vì động cơ được nối mềm với các bộ phận khác.

- Đơn giản các cơ cấu cơ khí, làm giảm khối lượng máy.

- Dễ tự động hóa quá trình điều khiển, giảm nhẹ điều kiện lao động của người lái.

Theo tính chất biến đổi mômen ta có thể chia truyền động thủy động thành hai loại: khớp nối thủy lực và biến tốc thủy lực.

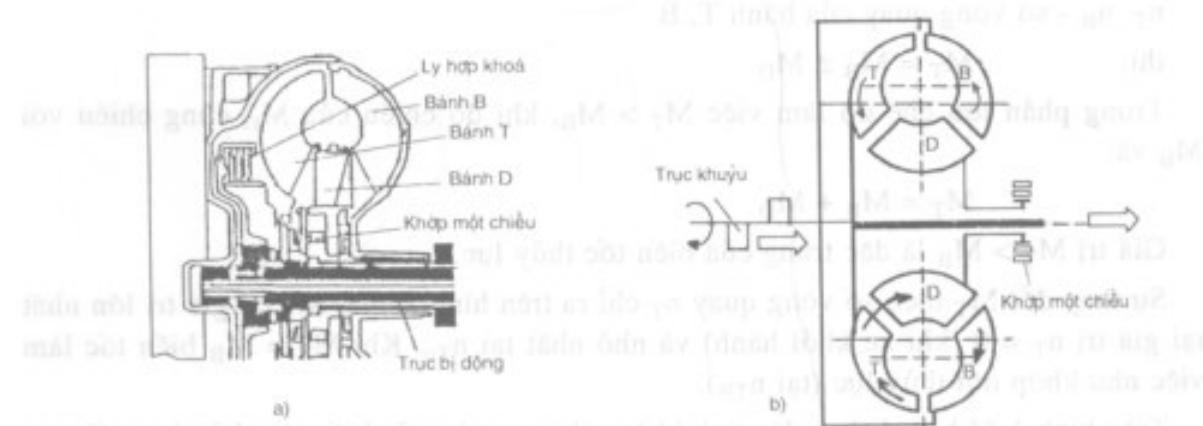
Khớp nối thủy lực (hình 1.42a) gồm bánh bơm (bánh bơm 1) và bánh bị dẩn (bánh tuabin 2). Trên trực khớp nối bố trí vòng đệm 4 đảm bảo kín giữa vỏ khớp nối 3 và trực. Bánh bơm làm chất lỏng trong khoang làm việc quay. Dưới tác dụng của lực li tâm, chất lỏng bị hất ra ngoại vi và đập vào cánh của bánh tuabin tạo ra áp lực trên cánh tuabin. Bị mất một phần năng lượng để thắng sức cản quay của bánh tuabin, chất lỏng lại chảy về trung tâm của khớp nối rồi lại tới bánh bơm, chu kỳ chuyển động được lặp lại. Tốc độ tuyệt đối của chất lỏng từ bánh bơm hướng tới cánh bánh tuabin tạo thành một góc. Góc này tăng lên theo hiệu số tốc độ góc của bánh, suy ra lực tác động của chất lỏng lên cánh tuabin và mômen quay (xoắn) do khớp thủy lực truyền lớn hơn.



Với các khớp thủy lực thông dụng hệ số mômen xoắn chuẩn $\lambda_c = 2,0 \div 3,2 \cdot 10^{-3}$ tương ứng với sự trượt chuẩn $S_c = (\omega_1 - \omega_2)/\omega_1 = 0,04 \div 0,06$ và hiệu suất $\eta_c \approx \omega_2/\omega_1 = 0,94 \div 0,96$. Để bảo vệ động cơ, cơ cấu bị đắn và thiết bị công tác bị quá tải người ta sử dụng khớp nối thủy lực an toàn khi đó tỉ lệ giữa mômen xoắn lớn nhất và mômen xoắn chuẩn M_{max}/M_c tương ứng với $\lambda_{max}/\lambda_c = 1,8 \div 3,0$.

Khi sử dụng khớp thủy lực có thể khởi động động cơ mà không cần ngắt truyền động, vì ban đầu mômen xoắn do khớp thủy lực truyền phụ thuộc vào bình phương tốc độ góc của bánh bơm nên rất nhỏ.

Biến tốc thủy lực còn gọi là biến mômen thủy lực thường có cấu trúc gồm: phần chủ động được gọi là bánh bơm (B), phần bị động được gọi là bánh tuabin (T), phần phản ứng được gọi là bánh dẫn hướng (D). Cấu tạo cụ thể được thể hiện trên hình 1.43a. Nếu ghép dây đủ cả ba phần B, T, D chúng có cấu trúc ở dạng hình xuyên. Toàn bộ xuyên quay quanh một đường tâm cố định và nằm trong một vỏ kín có chứa dầu ở áp suất lớn hơn áp suất khí quyển. Sơ đồ nguyên lý đơn giản trên hình 1.43.b.



Hình 1.43 : Biến tốc thủy lực;

a. Sơ đồ cấu tạo; b. Sơ đồ nguyên lý hoạt động.

Bánh B được nối với động cơ thông qua trục bánh bơm, bánh T được nối với trục của hộp số thông qua trục của nó. Bánh D nối với vỏ của cụm thông qua khớp một chiều (một chiều cho phép quay, chiều ngược lại bị khoá).

Cấu tạo bên trong của bánh B, bánh T, bánh D đều có cánh. Các cánh này được sắp xếp sao cho ở trạng thái làm việc, chất lỏng được chuyển động (từ trong ra ngoài và quay trở vào trong, tuần hoàn kín) theo hình xuyên xoắn ốc tạo nên bởi các cánh tương tự như ở khớp nối thủy lực.

Để thuận lợi trong bố trí, bánh B được đặt sau bánh T (tính từ động cơ tới hộp số). Bánh T đặt trước, phần ngoài của nó có tiết diện nhỏ hơn phần trong. Bánh D đặt giữa bánh T và bánh B khép kín tiết diện của biến tốc. Trục của bánh T nằm trong cùng, trục của bánh D có dạng ống lồng và liên kết với vỏ hộp số. Trên trục này có đặt khớp một chiều.

Cánh của các bánh B, T, D cấu tạo theo quy luật tạo nên không gian dòng chảy của chất lỏng ở gần tâm lớn, càng ra ngoài càng thu nhỏ, tạo điều kiện nâng cao tốc độ dòng chảy khi chất lỏng đi ra xa tâm quay với động năng lớn. Cấu trúc này dựa trên cơ sở của các thiết bị thủy động có cánh trên các máy thủy lực hiện nay.

Người ta gọi quá trình dầu di chuyển trong bánh B là quá trình tích năng, quá trình dầu di chuyển trong bánh T là quá trình truyền năng lượng, còn ở trong bánh D là quá trình đổi hướng chuyển động. Để làm tốt quá trình truyền năng lượng khe hở giữa B, T, D, B là rất nhỏ và các ổ bi phải bảo đảm không rơ rão.

Nếu mômen của B và T bằng nhau lúc này D quay tự do, dòng chất lỏng luôn qua các khe cánh và tạo nên bộ truyền có đặc tính mới khi đó biến tốc thủy lực làm việc như là một khớp nối thủy lực.

Trong quá trình truyền lực của biến tốc thủy lực chúng ta quan tâm tới hai thông số cơ bản là độ trượt (s) và hiệu suất (η).

Nếu M_T, B_B, B_D - mômen truyền của bánh T, B, D;

n_T, n_B - số vòng quay của bánh T, B

thì: $M_T = M_B \pm M_D$

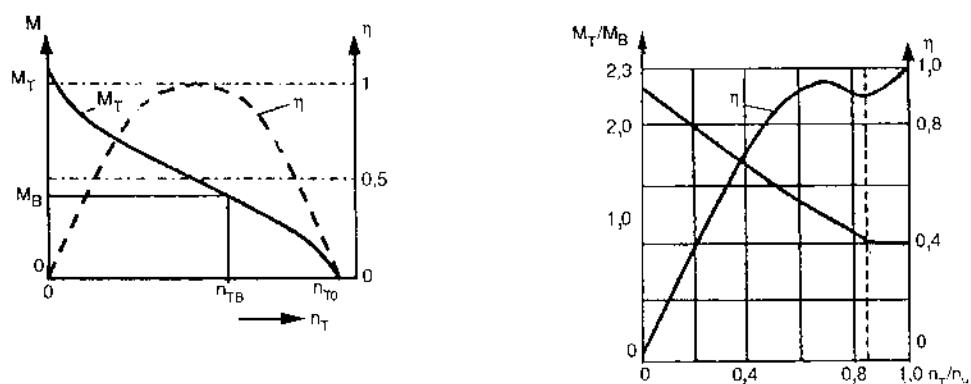
Trong phần lớn chế độ làm việc $M_T > M_B$, khi đó chiều của M_D cùng chiều với M_B và:

$$M_T = M_B + M_D$$

Giá trị $M_T > M_B$ là đặc trưng của biến tốc thủy lực.

Sự thay đổi M_T theo số vòng quay n_T chỉ ra trên hình 1.44a. M_T có giá trị lớn nhất tại giá trị $n_T = 0$ (khi xe khởi hành) và nhỏ nhất tại n_{T0} . Khi $M_T = M_B$ biến tốc làm việc như khớp nối thủy lực (tại n_{TB}).

Trên hình 1.44,b là đường đặc tính không thứ nguyên của biến tốc thủy lực với trục tung $\frac{M_T}{M_B}$ và trục hoành $\frac{n_T}{n_B}$.



Hình 1.44 : Đồ thị đặc tính của biến tốc thủy lực và đồ thị η
a) Dạng tổng quát; b) Đặc tính do cho một biến tốc thủy lực

Trên đồ thị còn có đường cong hiệu suất η :

$$\eta = \frac{M_T}{M_B} \cdot \frac{n_T}{n_B}$$

$\eta = 0$ khi $n_T = 0$ hay $n_T = n_{T_0}$, khu vực giữa của đường cong có dạng parabol.

Độ trượt S được tính bằng công thức:

$$S = 1 - \frac{n_T}{n_B} \quad \text{hay } (\omega_B - \omega_T)/\omega_B$$

Đa số thời gian mômen của bánh T lớn hơn mômen của bánh B ($M_T > M_B$). Tỉ số M_T/M_B trong trường hợp này lớn hơn 1, giá trị của khả năng tăng mômen lớn nhất có thể là 2,5 – 2,8 lần ứng với khi khởi hành xe. Trên đồ thị (hình 1.44b) cho giá trị bằng 2,3 tức là khi khởi hành xe mômen trên trực bị động của biến tốc thủy lực tăng hơn mômen trên trực chủ động (động cơ) là 2,3 lần.

Biến tốc thủy lực này sử dụng rộng rãi trên nhiều loại xe ôtô, máy đào, máy đào chuyền, máy xúc lật. Trên các loại máy này nhờ có biến tốc thủy lực nên khi lực cản ở bộ phận công tác hay cơ cấu di chuyển tăng lên sẽ tự động giảm bớt tốc độ làm việc, giảm bớt tải trọng động khi bộ phận công tác hay cơ cấu di chuyển gấp phải chướng ngại vật.

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu khảo sát và thiết kế người ta đã quy định kí hiệu các phán tử của hệ thống truyền động thủy lực (bảng 1.1).

Trên hình 1.45 là ví dụ sơ đồ hệ thống thủy lực của máy đào một gầu vận năng bánh lốp.

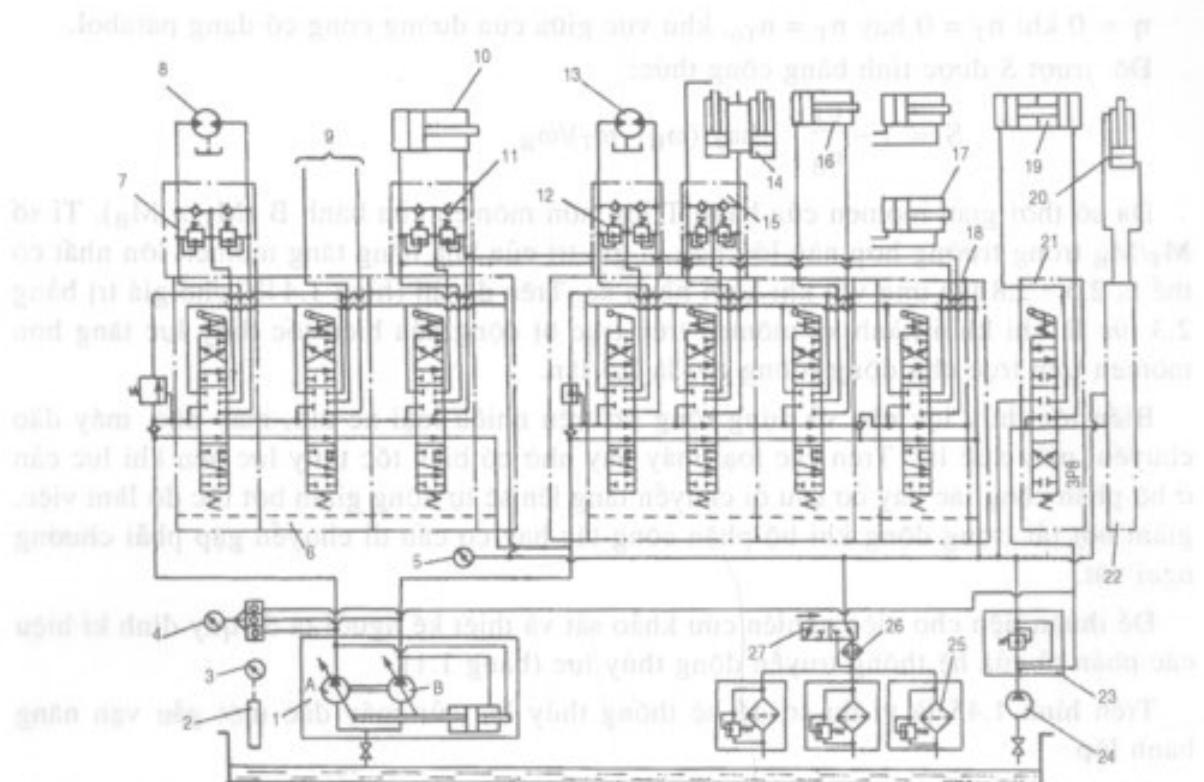
Các bộ phận chính chuyển động được là nhờ bơm pittông hướng trực kép có điều chỉnh 1. Đòng dầu thủy lực từ bơm A và B của bơm kép 1 cung cấp tương ứng đến các khói van phân phối 6 và 18 có đường tháo tải của bơm và cung cấp song song cho các động cơ thủy lực trừ khoảng 3PT đã được cung cấp riêng lẻ từ khoang 3P4, 3P5 và 3P6 tuỳ theo việc sử dụng khoảng không K04. Nếu tất cả các van trượt của bộ phận phôi 6 đều ở vị trí trung gian (như thể hiện trên hình 1.36) thì dòng dầu chảy từ bơm A hợp nhất với dòng dầu từ bơm B cung cấp cho khói van phân phối 18. Khi đóng bất kì một van trượt nào của khói van phân phối 6 thì dòng dầu từ bơm A và B của bơm kép 1 bị phân chia, dầu từ khói van 6 chảy về thùng dầu, dòng dầu từ bơm B cung cấp cho khói van phân phối 18.

Như vậy, động cơ thủy lực 8 của cơ cấu quay chỉ được cung cấp dầu từ bơm A, cùng thời gian này động cơ thủy lực cơ cấu di chuyển và các xilanh tay gầu 10, xilanh cần 14 và xilanh gầu 16 được cung cấp dầu từ hai bơm A và B khi một trong hai động cơ thủy lực làm việc không kết hợp với các thao tác khác.

Khi đóng van trượt 3P1 điều khiển động cơ thủy lực cơ cấu quay 8 thì dầu cung cấp cho xilanh thủy lực 10, 14, 16 và chỉ nhận từ bơm B của bơm kép 1.

Van trượt 3P3 có khả năng kết hợp chuyển động tay gầu (xilanh 10), với chuyển động cần (xilanh 14) hoặc chuyển động gầu (xilanh 16), khi điều khiển độc lập một

trong các chuyển động kết hợp. Dòng dầu chảy từ hai khối van phân phối 6 và 18 chảy về thùng dầu qua van trượt 27, sau đó dầu chảy hoặc trực tiếp vào lọc dầu 25 (khi nhiệt độ không khí xung quanh thấp) hoặc qua bộ phận làm mát 26.

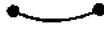


Hình 1.45 : Sơ đồ dẫn động thủy lực hai dòng chảy của máy đào bánh lốp;

1. Bơm kép điều chỉnh; 2. Bộ cảm biến nhiệt độ; 3. Đồng hồ đo nhiệt độ; 4,5. Áp kế; 6,18. Khối van phân phối; 7, 11, 12, 15. Khối van; 8. Động cơ thủy lực cốt cầu quay; 9. Đường dầu cho gầu ngoặt; 10. Xilanh tay gầu; 13. Động cơ thủy lực cốt cầu di chuyển; 14. Xilanh cân; 16. Xilanh gầu; 17. Xilanh điều khiển gầu ngoặt; 19. Xilanh điều khiển quay gầu ngoặt; 20. Xilanh điều khiển lái bánh lốp; 21. Van phân phối điều khiển quay gầu ngoặt; 22. Van phân phối cốt cầu lái; 23. Van an toàn; 24. Bơm phụ trợ; 25. Lọc dầu; 26. Bộ phận làm mát; 27. Van trượt; 3P1 + 3P8. Van trượt của các bộ phận công tác; K04. Khoảng không ở giữa.

Bảng 1.1. Bảng kí hiệu các cụm và bộ phận thủy lực

Kí hiệu	Tên gọi
1	A: mód điều khiển gầu ngoặt; B: mód điều khiển lái bánh lốp
▲	Công chất lỏng thủy lực
→	Có khả năng điều chỉnh

1	2
       	Điều khiển bằng tay Điều khiển bằng vấu, cam Điều khiển bằng lò xo Điều khiển bằng điện tử Động cơ điện Thuỷ lực trực tiếp Thuỷ lực gián tiếp Tự động cơ học
  	Dòng chính Dòng điều chỉnh Dòng phụ trợ
	Ống nối mềm
	Ống chữ thập
	Mối nối đường ống
	Nơi ống thoát khí
	Thùng dầu, đường về của dầu thủy lực
	Bình tích áp
	Bơm thủy lực không điều chỉnh
	Bơm thủy lực đảo chiều có điều chỉnh
	Bơm thủy lực đảo chiều

1	2
	Động cơ thủy lực không đảo chiều
	Động cơ thủy lực có đảo chiều
	Động cơ thủy lực không đảo chiều có điều chỉnh
	Xilanh tác dụng hai chiều với một cán pittông
	Xilanh tác dụng hai chiều với hai cán pittông
	Xilanh tác dụng một chiều
	Xilanh nhiều bậc tác dụng một chiều
	Bộ cản bằng áp suất dòng
	Van tiết lưu không điều chỉnh
	Van tiết lưu có điều chỉnh
	Van bảo vệ
	Van một chiều không có dòng phản hồi
	Van một chiều có dòng phản hồi
	Van một chiều có hạn chế
	Van phân phối loại 4/3
	Van phân phối loại 4/2
	Van 4/2 có điều khiển bằng điện từ và lò xo

1	2
	Van giới hạn áp suất tự điều chỉnh
	Van giới hạn áp suất không tự điều chỉnh
	Van điều chỉnh lưu lượng hai dòng, với điều chỉnh dòng vào
	Van điều chỉnh lưu lượng ba dòng, với điều chỉnh dòng vào
	Cái lọc dầu
	Bộ làm mát
	Bộ hâm nóng
	Đồng hồ đo áp lực
	Đồng hồ đo lưu lượng
	Đồng hồ đo nhiệt độ
	Bảng nút ấn áp lực

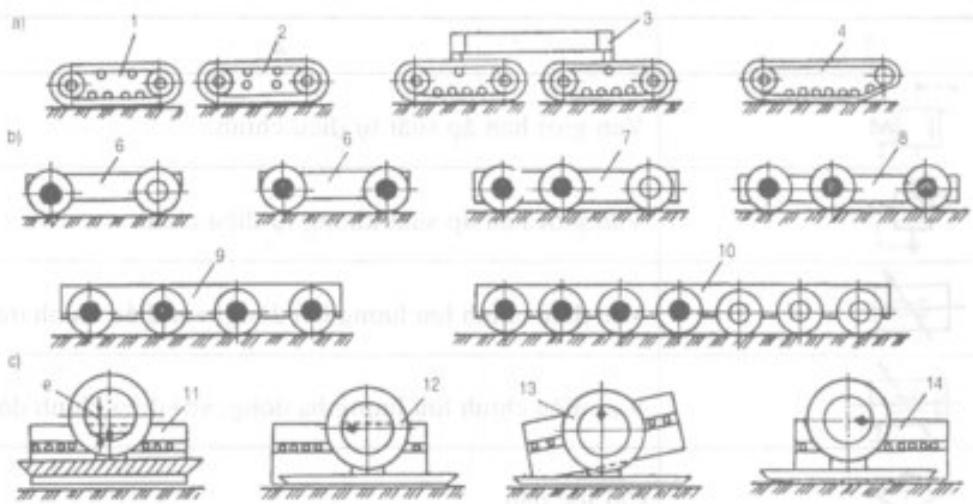
Ngoài bơm kép chính 1 ra, trong hệ thống dẫn động thủy lực máy đào bánh lốp còn sử dụng bơm bánh răng 24, cung cấp dầu qua van phân phối 22 của hệ thống đến xilanh thủy lực 20 của cơ cấu lái.

Sơ đồ dẫn động thủy lực đảm bảo sự làm việc của máy đào gầu nghịch, gầu ngoặt và gầu bốc xếp.

§15. HỆ THỐNG DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG

Hệ thống di chuyển có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn của động cơ truyền tới bánh chủ động thành sự di chuyển của xe máy, đỡ toàn bộ trọng lượng của xe máy và truyền xuống đất.

Hệ thống di chuyển gồm bánh di chuyển, hệ truyền lực di chuyển và khung hay trục đỡ. Theo loại bánh di chuyển chia ra: bánh lốp (hình 1.46b), xích (hình 1.46a), bánh sắt và cơ cấu tự bước (hình 1.46c).



Hình 1.46 : Hệ thống di chuyển của máy xây dựng

Ở nhiều máy xây dựng (máy đào - chuyển, máy đào nhiều gầu, cần trục di động...) cơ cấu di chuyển trực tiếp tham gia vào quá trình làm việc tạo ra lực đẩy phụ.

Những máy xây dựng hiện đại có thể có khối lượng tới vài nghìn tấn, di chuyển trên điều kiện đường sá khác nhau, tốc độ di chuyển của loại bánh lốp, bánh sắt tới vài chục km/h. Tốc độ làm việc thường được điều chỉnh êm từ tối đa tới không. Áp lực lên đất của các loại máy xây dựng có thể dao động từ 0,03 - 0,05 đến 0,5 - 0,7 MPa. Lực kéo của phần lớn máy xây dựng thường đạt từ 45 đến 60% trọng lượng của chúng. Đối với chế độ làm việc chúng vượt cả trọng lượng chung của chúng. Áp lực lên đất, lực kéo, khoảng sáng mặt đường (khoảng cách giữa mặt đường và điểm thấp của cơ cấu di chuyển) quyết định khả năng thông qua tức là khả năng di chuyển trong điều kiện sử dụng khác nhau của xe máy. Khả năng thông qua có ảnh hưởng đáng kể tới các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật chính của xe máy. Tính cơ động tức là khả năng thay đổi hướng di chuyển cũng là thông số quan trọng.

1. Hệ thống di chuyển bằng xích

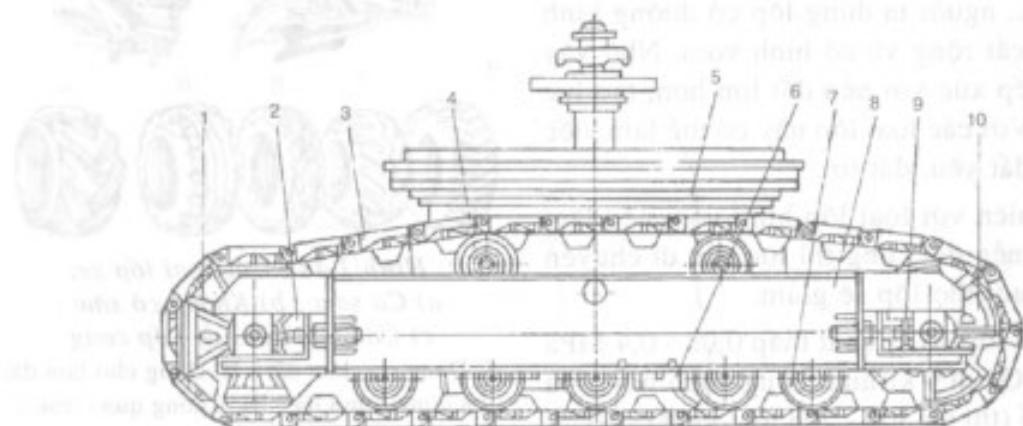
Hệ thống di chuyển bằng xích được sử dụng rộng rãi ở các máy xây dựng từ máy có công suất nhỏ, khối lượng xe 1-2t cho tới những máy có công suất lớn có khối lượng lên tới hàng trăm, hàng nghìn tấn. Loại này cho phép đỡ khối lượng xe lớn, áp lực lên đất tương đối thấp, lực kéo lớn và khả năng thông qua cao. Nhược điểm của hệ thống di chuyển bằng xích là khối lượng lớn (tới 35% khối lượng xe máy) tốn vật liệu chế tạo, tuổi thọ thấp, sửa chữa tốn kém, hiệu suất truyền động và tốc độ thấp, không được làm việc trên mặt bằng và mặt đường đã hoàn thiện. Đối với loại này chỉ cho phép di chuyển trong phạm vi công trường.

Hệ thống di chuyển bằng xích có thể có hai hay nhiều dây xích. Đối với máy xây dựng có khối lượng dưới 1000t thường chỉ dùng thiết bị di chuyển bằng xích có hai dây

đơn giản và cơ động. Ở những máy có khối lượng đặc biệt lớn bắt buộc phải dùng hệ thống di chuyển nhiều dải xích (có thể tới 16) (hình 1.46a-3).

Để thích ứng với mặt đường người ta phân biệt xích treo cứng (hình 1.46a-1) đàn hồi (hình 1.46 a-2), nửa cứng và có bánh hạ hay nâng lên (hình 1.46 a-4).

Với loại hệ thống treo cứng (hình 1.47), các bánh con lăn đê xích 7 nối trực tiếp với giá đỡ xích. Hệ thống treo loại này đơn giản, giá thành thấp, phân bố áp lực lên đất đều nhưng không thích hợp với mặt đường không bằng phẳng, không có khả năng giảm các va đập từ hệ thống di chuyển truyền lên khung vỏ, tốc độ di chuyển không quá 5km/h. Ở hệ thống treo đàn hồi, hệ bánh đê xích và khung, vỏ máy được nối với nhau bằng phần tử đàn hồi cả ở phần trước và phần sau của máy, do đó giảm va đập, các dải xích tiếp xúc tốt với nền đất, tăng độ bám.



Hình 4.47 : Cấu tạo bánh xích

1. Bánh chủ động ; 2. Thanh vít ; 3. Bán xích ; 4,7. Con lăn đỡ và con lăn tì ; 5. Khung di chuyển ; 6. Hộp ; 8. Giá đỡ ; 9. Cơ cấu cảng xích ; 10. Bánh dẫn hướng.

Những năm gần đây, người ta sử dụng dải xích làm từ các sợi thép siêu bền ngoài bọc cao su. Loại xích này cho phép giảm bớt khối lượng, tăng độ bám và khả năng thông qua của xe máy.

Tuỳ theo hệ dẫn động, yêu cầu tốc độ và tính cơ động mà kết cấu của cơ cấu truyền chuyển động của xe máy khác nhau. Đối với hệ dẫn động từ một động cơ hay dẫn động thủy lực - cơ khi thì dẫn động dải xích nhờ truyền động bánh răng côn, truyền động xích, khớp nối và phanh cho phép quay vòng nhờ li hợp chuyển hướng, hoặc đóng mở từng động cơ điện hay động cơ thủy lực khi từng dải xích được dẫn động riêng.

2. Hệ thống di chuyển bằng bánh lốp

Hệ thống di chuyển bằng bánh lốp (hình 1.46b) có một trục 5 hay hai trục chủ động 6. Đối với xe hạng nặng có thể có ba trục với hai trục chủ động 7 và cả ba trục chủ động 8, thậm chí bốn trục chủ động 9, và nhiều trục chủ động 10. Hệ di chuyển bằng bánh lốp có ưu điểm là tốc độ di chuyển cao bằng tốc độ ôtô tải, có tính cơ động và tuổi thọ cao, dễ sửa chữa hơn hệ di chuyển bằng xích.

Đặc trưng quan trọng của xe máy bánh lốp là công thức bánh xe gồm hai chữ số: chữ số thứ nhất chỉ số lượng tất cả bánh xe, số thứ hai chỉ số lượng dẫn động (ở cầu chủ động). Phổ biến hơn cả là công thức 4×2 (hình 1.46b-5), 4×4 (hình 1.46b-6), còn loại có nhiều bánh xe, nhiều cầu chủ động thường thấy ở cẩu trục và máy san lôp nặng. Số lượng bánh xe được dẫn động tăng thì khả năng thông qua, tính chất kéo bám tốt hơn nhưng cơ cấu dẫn động cũng phức tạp hơn.

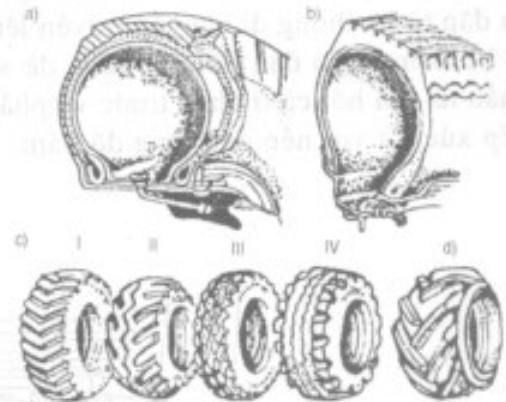
Chất lượng của hệ di chuyển bằng bánh lốp phụ thuộc rất nhiều vào cấu tạo của lốp xe (hình 1.48). Thông thường người ta dùng một loại lốp trên xe, ở các cầu chịu tải trọng lớn thì lắp bánh kép. Để cải thiện khả năng thông qua, người ta dùng lốp có đường kính lớn, mặt cắt rộng và có hình vòm. Nhờ vậy bề mặt tiếp xúc với nền đất lớn hơn, tạo lực bám tốt. Với các loại lốp này có thể làm việc trên nền đất yếu, đất rời.

Tuy nhiên với loại lốp hình vòm nếu làm việc trên nền đất cứng thì lực cản di chuyển sẽ tăng, tuổi thọ lốp sẽ giảm.

Đối với lốp có áp suất thấp $0,08 - 0,4$ MPa ($0,8 - 4$ kG/cm 2) kí hiệu bằng gạch nối giữa hai chữ số (thí dụ 304 - 508 hay 12,00 - 20"). Chữ số đầu chỉ chiều rộng, chữ số thứ hai chỉ đường kính trong của lốp với đơn vị đo là mm hay inch ("'). Đối với lốp xe có mặt cắt rộng kí hiệu bằng ba chữ số: đường kính ngoài, chiều rộng và đường kính trong của lốp, thí dụ (1500 x 660 x 635 mm).

Để cải thiện khả năng thông qua, giảm lực cản di chuyển và hao mòn lốp, những năm gần đây trong máy xây dựng người ta đã bố trí hệ thống điều chỉnh áp suất lốp xe từ trong buồng lái. Việc điều chỉnh áp suất theo điều kiện đường sá có thể hoàn toàn tự động. Tuổi thọ lốp xe có thể tăng lên nhờ chọn đúng loại lốp và điều kiện sử dụng. Cũng do điều kiện làm việc, tốc độ di chuyển tức là tính động học ta có thể quyết định tải trọng lên bánh xe. Thí dụ ở điều kiện nào đó như nhau nếu tải trọng lên bánh xe chạy với tốc độ 50km/h coi là 100% thì chạy với tốc độ 8km/h ta có thể tăng tải lên gấp rưỡi hoặc khi chạy thật chậm (gắn bằng 0km/h) có thể tăng tải lên hai lần. Điều này đặc biệt có ý nghĩa đối với cẩu trục bánh lốp làm việc khi phải di chuyển có cầu hàng. Để dẫn động bánh xe của hệ thống di chuyển bánh lốp có thể áp dụng dẫn động cơ khí, thủy lực, dẫn động điện hoặc hỗn hợp. Phổ biến hơn cả là dẫn động cơ khí, thủy lực - cơ khí và dẫn động thủy lực thể tích.

Những năm gần đây trên một số máy xây dựng người ta áp dụng dẫn động riêng cho từng bánh xe chủ động mà không dẫn động chung trên một cầu chủ động và bộ vi sai.



Hình 1.48 : Các loại lốp xe:

- a) Có sần ; b) Không có sần ;
- c) Các loại gân ; d) Lốp cong.

I. Dùng cho làm đất ; II. Dùng cho làm đất và dùng ở mỏ đá ; III. Chống quay tròn ; IV. Dùng chung ;

Đó là các loại bánh xe chủ động từ động cơ điện hay động cơ thủy lực gọi là tổ hợp động cơ - bánh xe. Tổ hợp này gồm một động cơ, khớp nối, hộp giảm tốc hành tinh, phanh và bánh xe. Nhờ sử dụng động cơ - bánh xe làm cho kết cấu máy gọn, cải thiện tính cơ động và khả năng thông qua vì mỗi bánh xe đồng thời là bánh chủ động và bánh điều khiển (quay vòng). Do sử dụng loại động cơ thủy lực - bánh xe với bơm và động cơ thủy lực có điều chỉnh mà có thể điều chỉnh vô cấp tốc độ từ 0 đến vài km/h (tốc độ làm việc) cho tới vài chục km/h (ở chế độ di chuyển).

Trên một số xe vận tải còn bố trí 2 trong số 4 bánh sau có thể nâng lên khỏi mặt đường khi chạy không tải để giảm ma sát di chuyển và giữ cho lốp đỡ mòn.

3. Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt

Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt chạy trên đường ray có lực cản di chuyển nhỏ, tiếp nhận được tải trọng lớn, có kết cấu đơn giản, giá thành hạ, độ tin cậy và tuổi thọ tương đối cao. Nhờ có bánh sắt và nền đường cứng tạo cho máy làm việc chính xác. Nhược điểm chủ yếu của loại này là tính cơ động thấp, phải làm nền cho đường ray khá tốn kém. Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt sử dụng cho một số cẩu trực tháp, cần trục làm trong ngành đường sắt, máy đào có cần mang các gầu xúc hệ rôto v.v...

4. Di chuyển bằng cơ cấu tự bước

Di chuyển bằng cơ cấu tự bước được thực hiện theo một vài phương án kết cấu khác nhau. Trên hình 1.46c, thể hiện một thí dụ cơ cấu tay quay lệch tâm dẫn động đế trượt. Ở vị trí hình 1.46c-11 đế trượt (phản gạch chéo) được nâng lên trên, máy đè lên đất qua bệ máy hình tròn. Ở vị trí này cùng với đế trượt trên cơ cấu đỡ quay, quay 360° theo bất kì hướng nào. Ở vị trí hình 1.46c-12 đế trượt nhích được 1/2 bước về phía trước (sang phải) và lại hạ xuống nền đất. Ở vị trí hình 1.46c-13 cơ cấu lệch tâm nâng cả máy lên và đưa về phía trước 1/2 bước. Ở vị trí hình 1.46c-14 máy dịch chuyển thêm 1/2 bước về phía trước và hạ xuống đất. Ở vị trí tiếp theo khi tay quay quay 1/4 vòng đế trượt cùng với cơ cấu dẫn động lại ở vị trí ban đầu. Cơ cấu tự bước có áp lực riêng lên đất nhỏ, có tính cơ động cao vì máy quay đều bằng cách quay bệ máy. Nhược điểm chủ yếu của cơ cấu tự bước là tốc độ di chuyển rất thấp (0,5 km/h) nên chỉ thích hợp cho máy đào gầu quặng có công suất lớn.

5. Tính toán lực kéo

Khi tính toán lực kéo cần xác định tổng lực cản, lực kéo và điều kiện bám của bánh xe với đất.

Lực cản di chuyển mà ôtô máy kéo, máy đào chuyển phải khắc phục:

$$W = W_d + W_f + W_q \pm W_i + W_j + W_o \quad (1.59)$$

Trong đó:

W_d - lực cản đào của cơ cấu công tác (đối với máy đào - chuyển);

W_t - lực cản di chuyển (cản lăn);

W_q - lực cản quay vòng;

W_i - lực cản dốc;

W_j - lực cản quán tính khi gia tốc;

W_w - lực cản gió.

Lực cản của cơ cấu công tác phụ thuộc vào chức năng, thể loại, đặc tính công việc, kết cấu của bộ phận công tác và các yếu tố khác được tính toán cụ thể cho từng loại máy. Đối với ôtô vận tải đương nhiên không có lực này.

Lực cản lăn phụ thuộc vào nhiều yếu tố ảnh hưởng rất khó xác định chính xác:

$$W_f = G \cdot \cos\alpha \cdot f, N \quad (1.60)$$

Trong đó:

G - trọng lượng xe, nếu có romooc thì G bao gồm cả trọng lượng đầu kéo và romooc; α - góc nghiêng khi lên dốc;

f - hệ số ma sát lăn tùy theo tình trạng nền đường và kết cấu bánh xe ở bảng 1.2.

Bảng 1.2. Hệ số ma sát lăn f và hệ số bám ϕ

Mặt đường	Bánh lốp				Bánh xích	
	Áp suất cao		Áp suất thấp		f	ϕ
	f	ϕ	f	ϕ		
Bêtông nhựa	0,015-0,02	0,7-0,8	0,2	0,7-0,8	-	-
Đường đất:						
- nén khô	0,02-0,06	0,6-0,7	0,025-0,035	0,4-0,6	0,06-0,07	0,8-1,0
- ướt bẩn	0,13-0,25	0,1-0,3	0,15-0,2	0,15-0,25	0,12-0,15	0,5-0,6
Đất:						
- tơi xốp	0,20-0,30	0,3-0,4	0,1-0,2	0,4-0,60	0,07-0,1	0,6-0,7
- chật đính	0,10-0,20	0,4-0,6	0,1-0,15	0,5-0,7	0,08	0,8-1,0
Cát:						
- ướt	0,1-0,4	0,3-0,6	0,06-0,15	0,4-0,5	0,05-0,1	0,6-0,7
- khô	0,4-0,5	0,25-0,3	0,2-0,3	0,2-0,4	0,15-0,2	0,4-0,5
Lây:			0,25	0,1	0,30	0,15
Bêtông	0,015-0,02	0,7-0,8	0,02	0,7-0,8	0,06	0,5-0,6

Lực cản quay vòng đối với bánh xích khi quay vòng trên đất tơi $W_q = (0,4 \div 0,7)W_f$, đối với bánh lốp chạy trên nền đường cứng có thể bỏ qua vì nhỏ, nhưng khi quay vòng trên nền đất tơi $W_q = (0,25 \div 0,5) W_f$.

Lực cản dốc:

$$W_i = \pm G \cdot \sin\alpha, N \quad (1.61)$$

Trong đó:

α - góc nghiêng; trong trường hợp α nhỏ có thể coi $\sin\alpha \approx \tan\alpha = i$ gọi là độ dốc của đường;

W_i có trị số (+) khi lên dốc và trị số (-) khi xuống dốc.

Lực cản quán tính khi có gia tốc:

$$W_j = \left(m + \frac{I}{r^2} \right) a, N \quad (1.62)$$

Trong đó:

m - khối lượng xe;

I - mômen quán tính gây nên bởi các bộ phận quay tròn của cơ cấu dẫn động di chuyển;

r - bán kính bánh xe dẫn động;

a - gia tốc

Lực cản gió:

$$W_w = S \cdot q_w, N \quad (1.63)$$

Trong đó:

S - diện tích chấn gió tổng cộng của xe máy;

q_w - áp lực gió.

Khi tính toán lực kéo của hầu hết các loại máy làm đất ở chế độ làm việc trên mặt bằng thi công có thể bỏ qua lực cản quán tính, lực cản gió vì quá nhỏ so với các thành phần khác. Cũng có thể bỏ qua lực cản lên dốc và quay vòng vì ở giai đoạn này thường không thực hiện quá trình cắt và gom đất (đào đất).

Lực cản di chuyển trong quá trình đào đất :

$$W = W_d + f_1 \cdot G, N \quad (1.64)$$

Trong đó: f_1 - hệ số cản lăn (cản di chuyển) khi đào $f_1 = (1,1 \div 1,3)f$.

Ở chế độ vận chuyển (cũng như ôtô tải) không tính lực cản đào, lực cản di chuyển chỉ phụ thuộc vào kết cấu bánh xe và điều kiện mặt đường. Lực cản dốc và quay vòng trong trường hợp vận chuyển cũng như ở ôtô tải cần tính đến. Lực cản gió tùy theo điều kiện làm việc để xác định.

Điều kiện để xe máy di chuyển được phải thoả mãn bất đẳng thức:

$$W \leq P_k \leq P_b \quad (1.65)$$

Trong đó: P_k - lực kéo tiếp tuyến do động cơ truyền cho bánh chủ động:

$$P_k = 3600 \frac{N}{v} \eta, N \quad (1.66)$$

Trong đó:

N - công suất danh nghĩa của động cơ, kW;

v - tốc độ của xe máy, km/h;

η - hiệu suất của bộ truyền động từ động cơ tới các bánh xe chủ động $\eta = 0,85 \div 0,95$;

$P_b = \varphi G_b$ - lực bám của xe máy quyết định bởi hai yếu tố;

φ - hệ số bám của xe máy (bảng 1.2) và G_b - phần trọng lượng của xe máy và hàng tác động lên bánh xe chủ động.

Nếu xảy ra điều kiện

$$P_b < P_k < W \quad (1.67)$$

thì sẽ xảy ra hiện tượng bánh lốp quay tròn tại chổ (patiné) hoặc dải xích trượt tại chổ mà xe máy không di chuyển được.

Còn khi xuất hiện điều kiện

$$P_b > P_k < W \quad (1.68)$$

thì xe cũng không di chuyển được vì không đủ lực kéo.

§16. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN MÁY XÂY DỰNG

Hệ thống điều khiển máy xây dựng gồm trung tâm điều khiển (cabin điều khiển), trong đó có bộ trí đồng hồ đo báo, tay gạt, bàn đạp, nút ấn, hệ thống truyền động ở dạng tay đòn, cần, van trượt, ống dẫn, các thiết bị phụ trợ kiểm tra động cơ, cơ cấu dẫn động và bộ phận công tác. Để thuận tiện và cải thiện điều kiện làm việc trên các xe máy cơ động, trung tâm điều khiển thường bố trí ngay trong cabin.

Hệ thống điều khiển có ảnh hưởng đáng kể tới năng suất và sức khoẻ của người lái. Chính vì vậy nó cần đảm bảo làm việc tin cậy, tác động nhanh, đóng mở êm dịu, an toàn, điều khiển nhẹ nhàng thuận tiện, số lượng cần, nút, bàn đạp ít nhất, vị trí cần điều khiển phù hợp với hướng chuyển động của bộ phận công tác, đơn giản, số lượng điều chỉnh ít nhất.

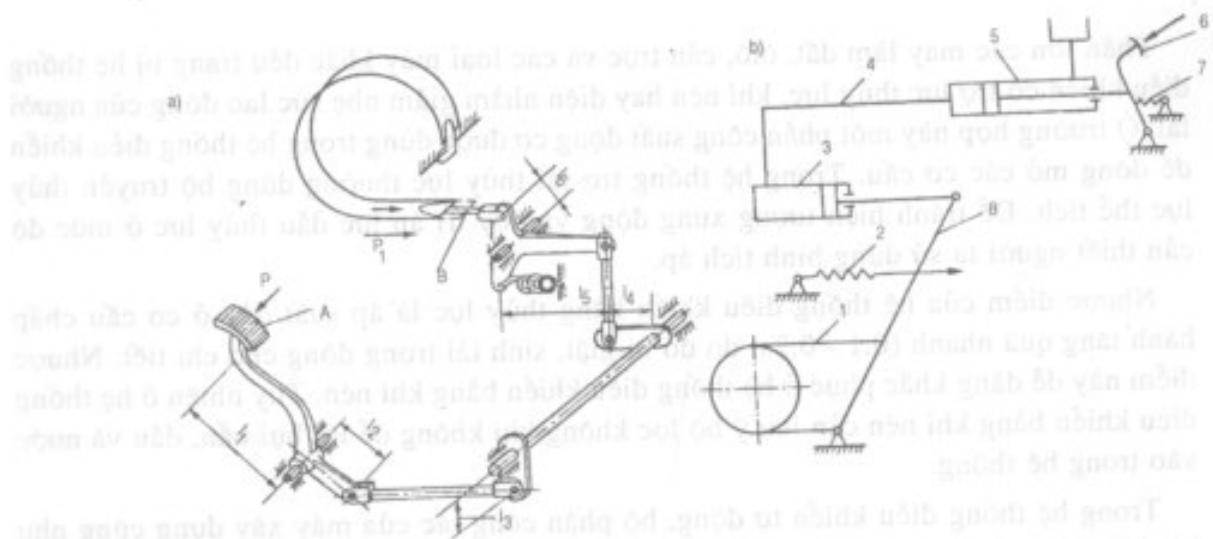
Hệ thống điều khiển phân loại theo chức năng: điều khiển phanh, khớp nối, động cơ, vị trí bộ phận công tác; theo phương pháp truyền năng lượng: cơ khí, điện, thủy lực, khí nén và hỗn hợp; theo mức độ tự động: không tự động và tự động.

Hệ thống điều khiển không tự động có thể tác động trực tiếp hoặc nhờ trợ lực. Khi điều khiển trực tiếp, người lái phải dùng sức cơ bắp để điều khiển tay đòn hoặc bàn đạp. Còn ở trường hợp sau có sử dụng nguồn năng lượng bổ sung (điện, thủy lực, khí nén) cho bộ phận điều khiển. Khi ấy vai trò người lái chỉ là tác động (đóng, mở) vào chi tiết dẫn động hệ thống điều khiển mà thôi. Ở hệ thống điều khiển bán tự động thì chỉ một số chi tiết của hệ thống được tự động hóa. Nếu tự động hóa hoàn toàn, người lái chỉ làm tín hiệu bắt đầu hay kết thúc công việc, điều chỉnh hệ thống theo một chương trình điều khiển đã định cho quá trình làm việc của máy.

Những thông số cơ bản của hệ thống điều khiển là lực điều khiển, hành trình cần gạt hay bàn đạp, tốc độ làm việc của cơ cấu chấp hành, số lượng và thời gian mở cơ cấu trong một giờ, độ nhạy của cơ cấu điều khiển và hiệu suất của cơ cấu.

Hệ thống điều khiển tác động trực tiếp phanh bằng hệ tay đòn cơ khí và xilanh thủy lực được thể hiện trên hình 1.49.

Ở hệ thống tay đòn cơ khí (hình 1.49a) lực đạp của chân P lên bàn đạp A tăng lên nhờ hệ thống tay đòn l_1 đến l_6 đã tăng thành lực P_1 ở cuối đai phanh B.



Hình 1.49 : Hệ thống điều khiển phanh đai trực tiếp

$$\text{tỉ số truyền} i_y = \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \frac{l_5}{l_6} = \frac{S_p}{h} \quad (1.69)$$

Trong đó:

S_p - hành trình bàn đạp A;

h - hành trình của đai phanh B.

Lực ở cuối đai phanh:

$$P_1 = i_y P$$

Trong hệ thống điều khiển bằng tay đòn - thủy lực (hình 1.49b) lực đạp vào bàn đạp 6 qua xilanh thủy lực 5 theo đường ống 4 truyền tới xilanh công tác 3 đẩy piston, qua tay đòn 8 tác động vào nhánh nhỏ của đai phanh 1. Các lò xo 2 và 7 kéo hệ thống điều khiển về vị trí ban đầu.

Trong trường hợp này tỉ số truyền của hệ thống:

$$i_y = i_c \cdot i_t$$

Trong đó: i_c , i_t - tỉ số truyền của hệ thống cơ khí và thủy lực.

$$i_t = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

Trong đó: d_1 , d_2 - đường kính xilanh tương ứng 3 và 5.

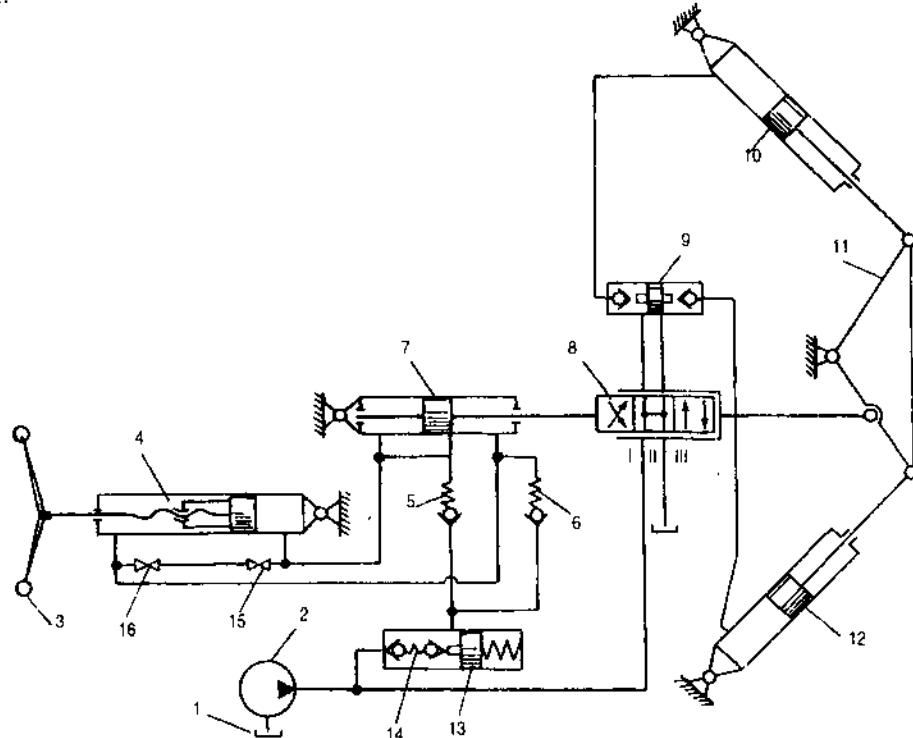
Sơ đồ trên chỉ phù hợp với máy có công suất nhỏ, số lần đóng mở cơ cấu trong một giờ không nhiều. Công suất tiêu hao cho việc điều khiển phù hợp với khả năng cơ bắp của người lái khi làm việc kéo dài: 40 - 60 W. Ưu điểm của hệ thống điều khiển trực tiếp là có thể điều chỉnh quá trình điều khiển một cách êm dịu bởi các chi tiết làm việc của hệ thống.

Phần lớn các máy làm đất, ôtô, cẩu trục và các loại máy khác đều trang bị hệ thống điều khiển có trợ lực thủy lực, khí nén hay điện nhằm giảm nhẹ sức lao động của người lái. Ở trường hợp này một phần công suất động cơ được dùng trong hệ thống điều khiển để đóng mở các cơ cấu. Trong hệ thống trợ lái thủy lực thường dùng bộ truyền thủy lực thể tích. Để tránh hiện tượng xung động và duy trì áp lực dầu thủy lực ở mức độ cần thiết người ta sử dụng bình tích áp.

Nhược điểm của hệ thống điều khiển bằng thủy lực là áp suất dầu ở cơ cấu chấp hành tăng quá nhanh ($0,1 - 0,2$ s) do đó bị giật, sinh tải trọng động cho chi tiết. Nhược điểm này dễ dàng khắc phục ở hệ thống điều khiển bằng khí nén. Tuy nhiên ở hệ thống điều khiển bằng khí nén cần lưu ý bộ lọc không khí không để lọt bụi bẩn, dầu và nước vào trong hệ thống.

Trong hệ thống điều khiển tự động, bộ phận công tác của máy xây dựng cũng như hệ thống lái của xe bánh lốp sử dụng hệ thống truyền động thủy lực theo dõi.

Trên hình 1.50 thể hiện sơ đồ điều khiển tay lái có truyền động thủy lực theo dõi. Nguyên lý hoạt động của hệ thống này như sau: khi quay tay lái 3, thí dụ về bên phải, pít-tông của xylanh ụ lái 4 tiến sang trái. Lúc này dầu từ khoang trái này dẫn tới xylanh trợ lái 7. Do áp lực dầu, pít-tông của xylanh trợ lái chuyển sang trái kéo van trượt 8 đưa ngăn làm việc III tới vị trí ngăn trung gian II. Khi ấy dầu từ bom 2, dẫn tới van một chiều kép 9, mở van làm dịch chuyển pít-tông của xylanh công tác 10. Dầu từ pít-tông công tác 12 qua van 9 và van trượt 8 về đường xả dầu. Bánh xe được xoay đi một góc nhất định.



Hình 1.50 : Sơ đồ điều khiển tay lái có truyền động thủy lực theo dõi

Khi dừng van trượt, pittông sẽ dịch chuyển đòn ngang 11, do có mối liên hệ ngược vỏ van trượt đi về phía trái cho tới khi trở lại vị trí II. khi ấy dòng dầu tới xilanh 10 sẽ ngừng, suy ra bánh xe sẽ ngừng xoay. Để bánh xe quay vòng tiếp hay đưa về vị trí ban đầu phải đánh tay lái 3 về phía tương ứng một góc nhất định. Tóm lại nhờ điều khiển tay lái ta có thể quay vòng bánh xe. Bộ tích áp kiểu lò xo 13 với các van tích áp 14 và các van một chiều 5 và 6 để bổ sung dầu trong trường hợp bị rò, các van 15 và 16 làm nhiệm vụ van điều chỉnh của hệ thống.

Áp dụng hệ thống điều khiển bằng thủy lực và khí nén nhờ kĩ thuật điện tử bộ vi xử lí cho phép điều khiển từ xa và tự động hoàn toàn. Nhờ sử dụng máy vi tính nhỏ lắp trên máy xây dựng có thể tự lựa chọn chế độ làm việc tối ưu cho máy nhằm tăng năng suất và làm cho người lái điều khiển máy được nhẹ nhàng, chính xác.

§1.7. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ KĨ THUẬT MÁY XÂY DỰNG

Các thông số kĩ thuật và điều kiện khai thác mang tính ngẫu nhiên sẽ quyết định các chỉ tiêu kinh tế kĩ thuật của máy xây dựng. Các chỉ tiêu đó là: năng suất, tính động cơ, khả năng thông qua, tính ổn định, độ tin cậy, thích ứng về mặt xã hội.

Năng suất máy được biểu thị bằng số lượng sản phẩm do máy làm ra trong một đơn vị thời gian. Chúng ta cần phân biệt ba dạng năng suất: lí thuyết, kĩ thuật và thực tế.

Năng suất lí thuyết xác định trong điều kiện làm việc liên tục với tốc độ và tải trọng tính toán khi thiết kế chế tạo:

- Đối với máy làm việc theo chu kỳ (máy đào, cẩu trực...)

$$N_o = \frac{Q}{t_{ck}} \quad (1.70)$$

Trong đó:

Q - số lượng sản phẩm làm ra sau một chu kỳ làm việc;

t_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc.

- Đối với máy làm việc liên tục (băng tải, vít tải...)

$$N_o = v \cdot F \quad (1.71)$$

Trong đó

v - tốc độ di chuyển của bộ phận công tác (hay máy);

F - lượng vật liệu được di chuyển bởi một đơn vị chiều dài dòng vật liệu.

Năng suất kĩ thuật xét đến điều kiện thực tế của đối tượng thi công như trạng thái đất đá, điều kiện địa hình...

Năng suất thực tế chính là lượng sản phẩm thực tế do máy làm ra trong một giờ, một ca, một班. Nó phụ thuộc vào trình độ người lái, tổ chức quản lý thi công...

Các chỉ tiêu về tính cơ động và khả năng thông qua đã được trình bày ở mục §15. Khả năng thích ứng về mặt xã hội chính là mức độ an toàn và điều kiện lao động tốt cho người lao động như đã đề cập ở mục §1.1 và §1.6. Chúng có ảnh hưởng đáng kể tới năng suất máy. Tính ổn định của máy là một chỉ tiêu quan trọng có ảnh hưởng tới năng suất và mức tiêu hao vật tư kỹ thuật cho một đơn vị sản phẩm.

Ảnh hưởng đáng kể tới năng suất thực tế của máy là độ tin cậy. Đó là một chỉ tiêu tổng hợp biểu hiện ở tính không hỏng, tuổi thọ (độ bền lâu), tính sửa chữa và tính bảo quản - lưu kho.

Tính không hỏng là tính chất của máy duy trì liên tục khả năng làm việc trong khoảng thời gian nhất định.

Độ bền lâu là tính chất của máy duy trì khả năng làm việc tới trạng thái giới hạn.

Tính sửa chữa là khả năng dự báo, phát hiện và khắc phục hư hỏng bằng cách bảo dưỡng và sửa chữa.

Tính bảo quản - lưu kho là tính chất duy trì khả năng làm việc trong quá bảo quản và vận chuyển.

Như vậy, các chỉ tiêu của độ tin cậy càng cao thì trong quá trình khai thác càng mất ít thời gian ngừng máy để sửa chữa, khắc phục sự cố bất ngờ. Nếu phải khắc phục sự cố thì cũng mất ít thời gian và tiền của. Cũng do có tính bảo quản cao mà càng rút ngắn thời gian chuẩn bị máy sau bảo quản dài hạn hay sau khi di chuyển máy tới nơi làm việc. Đối với máy xây dựng, nhờ có độ tin cậy cao có thể làm tăng năng suất thực tế của máy tới 30 - 40%.

Ngoài các chỉ tiêu trên, để đánh giá mức độ hiện đại và chất lượng xe máy người ta còn dựa vào các chỉ tiêu khác như hiệu quả kinh tế sử dụng máy được thể hiện bằng chi phí quy đổi:

$$C_{qd} = C_i + E \cdot K_i \quad (1.72)$$

Trong đó:

C_i - chi phí sử dụng máy cho đơn vị sản phẩm theo phương án thứ i;

K_i - xuất vốn đầu tư cơ bản cho đơn vị sản phẩm máy thứ i;

E - hệ số hiệu quả vốn đầu tư, $E = 0,15$.

Bằng cách so sánh các phương án sử dụng máy hoặc tổ máy cho cùng một công việc ta có thể chọn được phương án tối ưu có chi phí quy đổi nhỏ nhất.

Hiệu quả của máy mới còn được đánh giá bằng thời hạn khấu hao

$$T_{kh} = \frac{K}{e} \quad (1.73)$$

Trong đó:

K - vốn đầu tư cho chế tạo hay mua máy mới;

e - số tiền tiết kiệm hàng năm do việc dùng máy mới.

Các chỉ tiêu về trình độ sử dụng máy:

1) Hệ số sử dụng thời gian k_{tg} là tỉ số giữa thời gian làm việc có ích của máy T_i với thời gian làm việc quy định của máy T :

$$k_{tg} = \frac{T_i}{T}$$

2) Hệ số sử dụng máy là tỉ số giữa số lượng máy được đem ra sử dụng ở hiện trường M_{sd} với tổng số máy có M :

$$k_m = \frac{M_{sd}}{M}$$

Hai hệ số này nói lên trình độ tổ chức quản lý việc sử dụng tổng hợp máy của toàn công trình.

3) Khối lượng sản phẩm do một công nhân làm ra:

$$S = \frac{N_t}{n}$$

Trong đó:

N_t - năng suất thực tế của máy;

n - số lượng công nhân phục vụ cho một máy.

Các chỉ tiêu về trình độ cơ giới hóa :

1) Mức độ cơ giới hóa M_{cg} là tỉ số phần trăm giữa khối lượng công trình được hoàn thành bằng máy Q_m với tổng khối lượng xây lắp của công trình Q .

$$M_{cg} = Q_m \cdot \frac{100\%}{Q}$$

2) Mức độ trang bị máy M_{tb} là tỉ số phần trăm giữa chi phí về trang bị sử dụng máy T_m và giá thành toàn bộ công trình T_{ct} :

$$M_{tb} = T_m \cdot \frac{100\%}{T_{ct}}$$

3) Mức độ trang bị động lực M_{dl} là tỉ số giữa tổng công suất máy N_m với số lượng công nhân xây dựng công trình P tức là công suất động cơ tính theo đầu người:

$$M_{dl} = \frac{N_m}{P}, \text{ kW/công nhân}$$

Trên đây là những chỉ tiêu chính nhằm giúp cho việc khảo sát, đánh giá về kinh tế kĩ thuật của một công trình nhằm phục vụ cho việc đảm bảo chất lượng kĩ thuật và những chỉ tiêu kinh tế cần thiết; giá thành, thời gian quay vòng vốn v.v..

Chương 2

CÁC PHƯƠNG TIỆN VẬN CHUYỂN

§2.1. ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA VIỆC VẬN CHUYỂN TRONG XÂY DỰNG

Để vận chuyển hàng hóa, vật liệu... trong xây dựng người ta sử dụng các phương tiện vận chuyển trên bộ, bằng đường thủy và bằng đường hàng không. Hơn 90% lượng hàng hóa vận chuyển nhờ các phương tiện vận chuyển trên bộ : ôtô, máy kéo, xe lửa và đường ống. Việc lựa chọn các phương tiện vận chuyển phụ thuộc vào đặc điểm, khối lượng hàng hóa, cự li và thời gian vận chuyển.

Hơn 80% khối lượng đất đá, vật liệu xây dựng, kết cấu xây dựng, thiết bị máy móc đều dùng ôtô, máy kéo, đầu kéo làm phương tiện chuyên chở. Chi phí vận chuyển cho các phương tiện này chiếm tới 15 đến 20% giá thành xây lắp, đôi khi còn hơn thế nữa. Do tính linh hoạt, cơ động, tốc độ cao, các phương tiện trên rất thông dụng và phổ biến.

Cần phân biệt các phương tiện vận tải có công dụng chung và phương tiện chuyên dụng. Các phương tiện vận tải có công dụng chung gồm ôtô vận tải, romooc, đầu kéo dùng vận chuyển hàng hóa thông dụng. Còn có các phương tiện chuyên dùng để vận chuyển đường ống, panen, dàn thép, các thiết bị siêu trường siêu trọng... Nhờ sử dụng các phương tiện chuyên dùng có thể đảm bảo chất lượng hàng hóa và hiệu quả vận chuyển.

Xe lửa chỉ dùng khi vận chuyển vật liệu xây dựng trực tiếp tới công trường với khối lượng lớn và khoảng cách vận chuyển trên 200km. Tại các công trường khai thác đá, quặng, than thì việc vận chuyển đường sắt cũng là phương tiện vận chuyển khá phổ biến vì giá thành hạ so với các phương tiện vận chuyển bằng đường bộ. Khi vận chuyển bằng đường sắt, hàng hóa thường chứa trong toa xe kín hoặc để hở, trong các bồn chứa chuyên dùng tùy theo yêu cầu bảo quản hay khả năng bốc dỡ hàng. Tải trọng các toa xe phụ thuộc vào khả năng chịu tải của trục toa xe lên đường sắt thông thường không quá 220kN.

Các phương tiện vận chuyển trên sông hay trên biển rất hiệu quả khi tại các công trình có bến bốc xếp hàng hóa lên ôtô hay toa xe.

Việc vận chuyển, lắp ráp bằng đường hàng không chỉ thực hiện trong những trường hợp đặc biệt tại vùng núi non hiểm trở không thể sử dụng các phương tiện khác. Trong trường hợp này thường dùng máy bay trực thăng. Chúng có sức chở tới 11t.

Máy vận chuyển liên tục và các thiết bị vận chuyển bằng khí nén cũng là những thiết bị được sử dụng khá phổ biến trong xây dựng. Các loại máy vận chuyển

liên tục dùng vận chuyển vật liệu ở dạng rời, dạng cục và cả dạng dẻo nữa. Việc vận chuyển vật liệu ở dạng bột nhờ không khí nén thổi trong đường ống hoặc chứa trong các công tenor chạy trong đường ống thổi bằng khí nén. Nhờ tính rất linh động trong không khí bão hòa của vật liệu ở dạng bột hay bụi, người ta thường áp dụng để dỡ tải xi măng bột và trên một số máy móc khác.

§2.2. ÔTÔ VẬN TẢI, MÁY KÉO, ĐẦU KÉO

Ôtô vận tải, máy kéo, đầu kéo kèm theo rơ mooc hay sormi - rơ mooc có công dụng chung hay chuyên dùng là phương tiện vận chuyển rất phổ biến trong xây dựng. Ngoài ra, chúng còn được sử dụng như là máy cơ sở cho máy đào, cẩu trục, máy đóng cọc, máy khoan...

Ôtô, máy kéo, đầu kéo được chế tạo hàng loạt vì vậy nhiều cụm và tổng thành của chúng được sử dụng phổ biến trong các loại máy xây dựng.

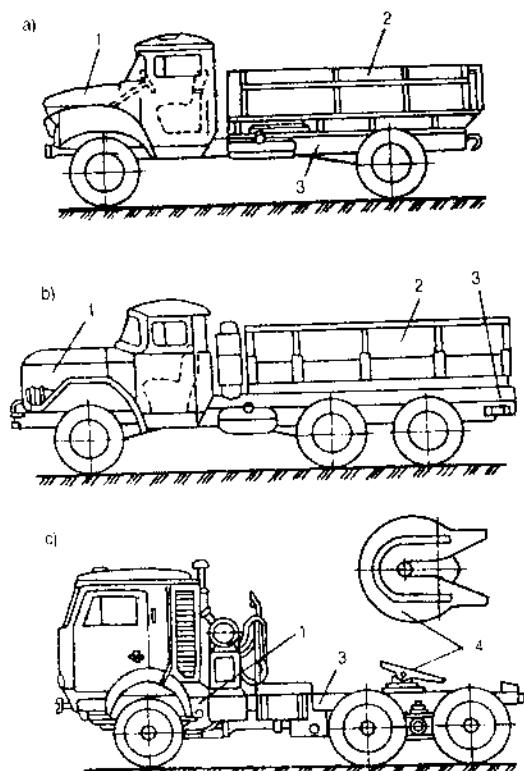
1. Ôtô tải

Ôtô tải gồm động cơ 1, thùng xe 2 và satxi (khung gầm) 3 (hình 2.1) và hệ thống thiết bị điện (được trình bày ở các tài liệu chuyên môn khác). Satxi của ôtô gồm phần di động, hệ thống truyền động và cơ cấu lái. Phần di động là cơ sở của ôtô. Nó gồm có khung, trục trước và trục sau, nhíp, giảm xóc, bánh xe.

Hệ thống truyền động của ôtô bao gồm các cụm máy và tổng thành, dùng để truyền và thay đổi mômen quay và số vòng quay của bánh xe theo giá trị và hướng quay.

Những cụm chính của hệ thống truyền động của ôtô là : lì hợp, hộp số, truyền lực cao tăng, truyền lực chính, bộ vi sai và các trục truyền động, bán trục. Cơ cấu lái dùng để điều khiển ôtô thay đổi hướng chuyển động, còn phanh dùng để thay đổi tốc độ chuyển động và dừng ôtô.

Thân xe ôtô có thể có cấu tạo khác nhau để phù hợp với loại hàng vận chuyển nhất định. Ngoài ra, ôtô vận tải còn phân loại theo : loại động cơ, khả năng thông qua, tải trọng và các chỉ tiêu khác.



Hình 2.1 : Ôtô vận tải có công dụng chung
a) Thùng xe để hở ; b) Xe có khả năng thông qua lớn ; c) Đầu kéo.

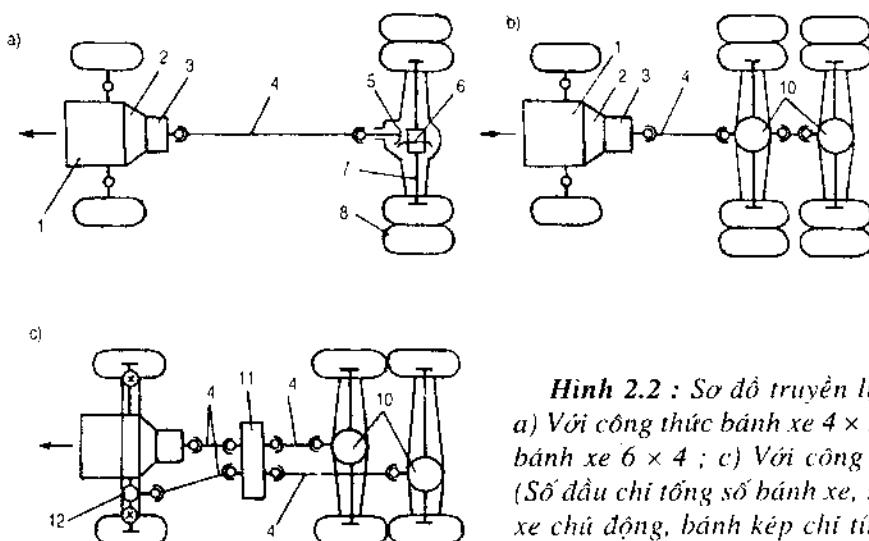
Động cơ biến đổi nhiệt năng do nhiên liệu đốt cháy trong các xi-lanh thành cơ năng. Ôtô vận tải sử dụng chủ yếu là động cơ xăng và động cơ điêzen.

Những năm gần đây với sự phát triển nhanh chóng của khoa học công nghệ, ôtô, máy kéo ngày càng hoàn thiện về mọi mặt.

Trong các ngành xây dựng sử dụng nhiều loại ôtô vận tải có tải trọng 3 - 30T. Nhiều hãng chế tạo xe nổi tiếng thế giới như Caterpillar (Mỹ), Komatsu (Nhật Bản), Volvo (Thụy Điển)... đã sản xuất nhiều loại xe vận tải có tải trọng tới 100t với công suất động cơ 700kW và đầu kéo rơ-mooc tới 200t. Nhiều loại xe vận tải có khả năng đi trên mọi địa hình phức tạp ở công trường và mỏ lò thiền.

Thông số cơ bản của xe là tải trọng tác dụng lên một cầu xe tùy theo tình trạng đường sá thường là 60 - 100kN. Yêu cầu này không áp dụng đối với loại xe ôtô dùng trên địa hình chưa có đường. Để đảm bảo khả năng thông qua cao và yêu cầu tải trọng lên một cầu các loại xe được chế tạo với hai, ba cầu chủ động và hơn thế (hình 2.1b, c). Các loại xe này được sử dụng phổ biến trong xây dựng. Các loại rơ-mooc và semi-rơ-mooc có thể kéo theo ôtô hoặc đặt trên cơ cấu yên ngựa của đầu kéo. Đầu kéo thường là satxi ôtô rút ngắn (hình 2.1c). Trên khung 3 của đầu kéo người ta lắp cơ cấu để yên ngựa 4 đỡ toàn bộ tải trọng và truyền lực kéo từ động cơ ôtô.

Trên hình 2.2 là sơ đồ truyền lực của ôtô tải có một và nhiều cầu chủ động. Momen quay từ động cơ 1 (hình 2.2a) qua hệ thống truyền động được truyền tới các bánh xe chủ động 8. Hệ thống truyền lực gồm các bộ phận li hợp luôn đóng 2, nếu mở không truyền chuyển động của động cơ khi sang số; hộp số 3 có nhiều tay số, ứng với nhiều tốc độ khác nhau của xe máy, do đó ứng với nhiều trị số của momen quay của bánh xe 8, đảm bảo lực kéo cần thiết tùy theo sự thay đổi lực cản mặt đường và làm cho xe có thể tiến hoặc lùi. Trục cầu 4, truyền lực chính 5 dùng để tăng và truyền momen quay từ trục cầu 4 tới các bánh xe chủ động lắp trên các bán trục 7. Bộ vi sai 6 cho phép các bánh xe quay với tốc độ khác nhau trên đoạn đường vòng.

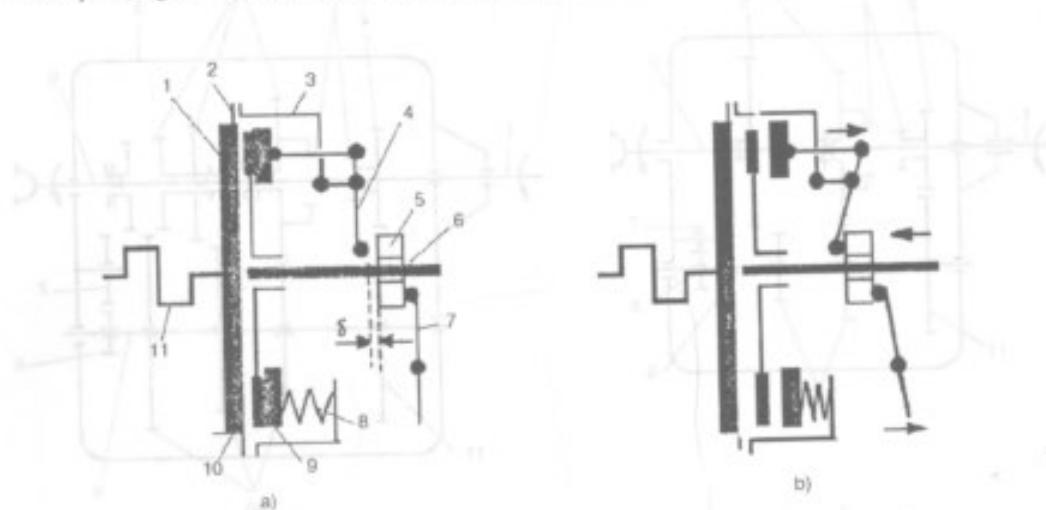


Hình 2.2 : Sơ đồ truyền lực của ôtô tải
 a) Với công thức bánh xe 4x2 ; b) Với công thức bánh xe 6x4 ; c) Với công thức bánh xe 6x6 (Số đầu chỉ tổng số bánh xe, số thứ 2 chỉ số bánh xe chủ động, bánh kép chỉ tính là một bánh).

Sau đây lần lượt trình bày sơ đồ và nguyên lý làm việc của li hợp, hộp số, cắc đắng, truyền lực chính của ôtô và máy kéo bánh lốp.

Li hợp ma sát của ôtô và máy kéo bánh lốp thường dùng là loại li hợp thường đóng, tức là khi người lái không tác dụng vào bàn đạp li hợp thì mômen của động cơ luôn được truyền cho các bộ phận phía sau.

Ở li hợp một đĩa bị động 1 (hình 2.3a) lắp then hoa với trục bị động 6. Do tác dụng của lò xo ép dạng trụ 8, đĩa ép 2 luôn ép chặt tấm ma sát 9 của đĩa 1 với bánh đà.



Hình 2.3 : Sơ đồ cấu tạo li hợp với lò xo xoắn ốc
a) Trạng thái đóng ; b) Trạng thái mở

1. Xương đĩa bị động ; 2. Đĩa ép ; 3. Võ li hợp ; 4. Đòn mở ; 5. Bạc mở ;
6. Trục bị động ; 7. Đòn bẩy ; 8. Lò xo ép dạng trụ ; 9. Tấm ma sát ; 10. Bánh đà ;
11. Trục khuỷu động cơ ; 8 - Khe hở bạc mở, đòn mở khi li hợp đóng.

Do tác dụng của các lò xo 8 phân bố đều trên mặt đĩa ép chủ động 2 nên li hợp luôn luôn đóng. Khi mở li hợp (hình 2.3b) người lái tác dụng một lực lên bàn đạp, qua hệ thống đòn bẩy 7, đĩa 2 lùi về phía phải, làm ép các lò xo 8, mở rộng khoảng cách giữa các đĩa chủ động và bị động.

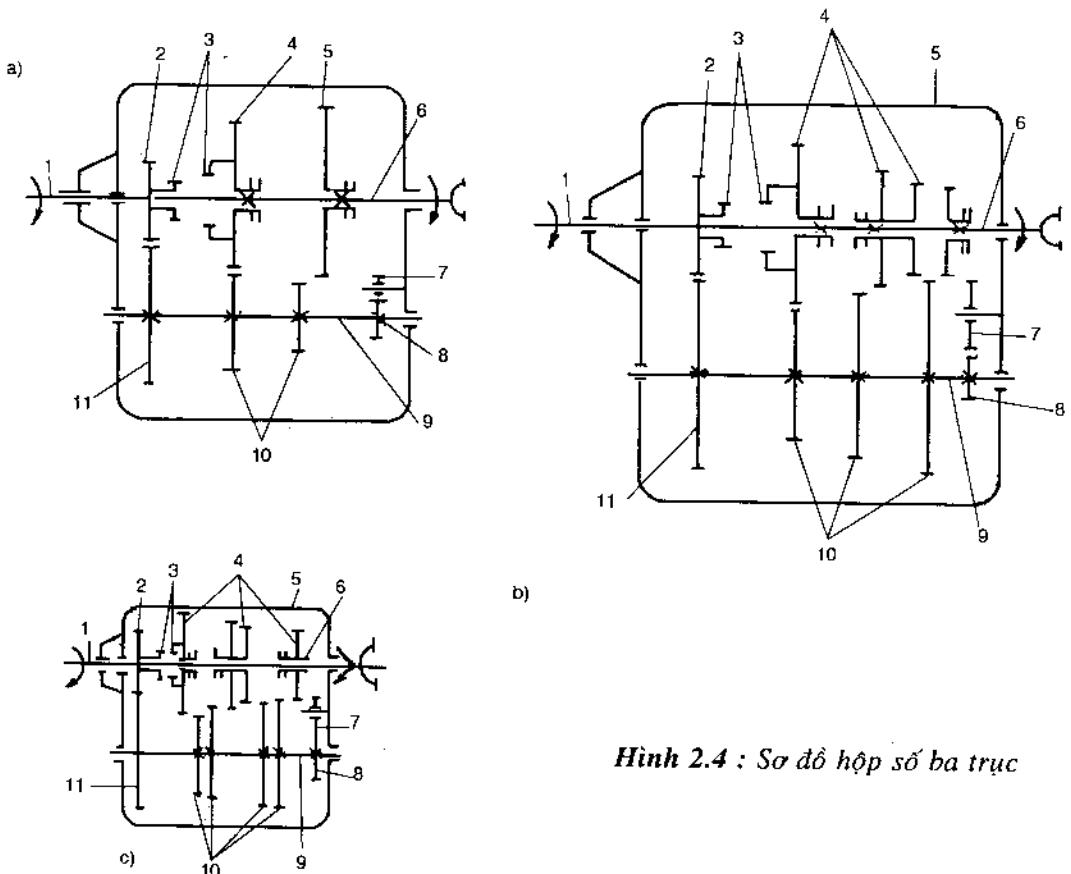
Ở loại li hợp nhiều đĩa bị động có thể truyền được mômen lớn, đóng mở êm nhưng không dứt khoát bằng loại một đĩa và mômen quán tính phản bị động lớn hơn. Vì vậy xu hướng hiện nay thường dùng loại một đĩa vì nó có nhiều ưu điểm hơn.

Để bảo đảm sự làm việc tin cậy của li hợp, cần phải chú ý đến độ đồng phẳng của các tiếp điểm của các tay đòn 4 với bạc 5 cũng như khe hở ở giữa chúng phải bảo đảm ở vị trí thích hợp.

Hộp số ôtô - máy kéo bánh lốp thường dùng loại hộp số 3 trục, có trục vào và trục ra nằm trên một đường thẳng. Ngày nay, hộp số hành tinh có trục di động nhằm thực hiện các chuyển động theo trong các bộ truyền bánh răng điều khiển bằng côn số hoặc điều khiển tự động dùng phổ biến trên ôtô con.

Ưu điểm của loại hộp số này là kích thước gọn, trọng lượng nhỏ. Khi trục vào và trục ra (trục chủ động và trục bị động) trên một đường thẳng thì có thể gài cứng hai trục tạo thành một tay số truyền thẳng không qua truyền động răng, hiệu suất truyền động sẽ cao nhất. Đa số thời gian làm việc của ôtô sử dụng tay số này.

Hình 2.4 giới thiệu sơ đồ của hộp số 3 trục: với 3 tay số tiến, 1 số lùi (hình 2.4a); có 4 số tiến, 1 số lùi (hình 2.4b); và 5 số tiến, 1 số lùi (hình 2.4c).



Hình 2.4 : Sơ đồ hộp số ba trục

Hộp số có 3 tay số thường dùng cho ôtô du lịch để cho việc điều khiển đơn giản và lấy đà nhanh.

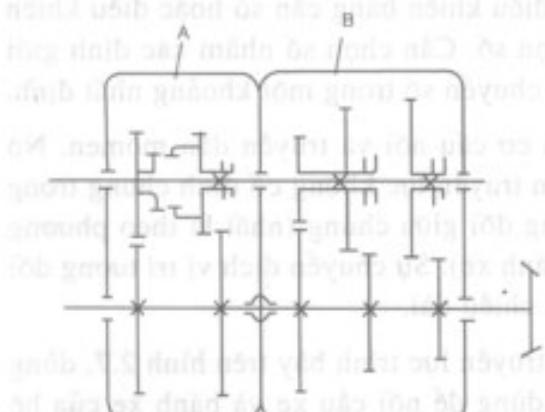
Ôtô tải thường dùng loại hộp số có 4 tay số hoặc 5 tay số để sử dụng công suất tốt hơn khi lấy đà nhưng số lùn gài số tăng và thời gian lấy đà dài hơn.

Việc sử dụng hộp số có 5 tay số trên ôtô vận tải với tay số 5 có tỉ số truyền nhỏ (tốc độ trục bị động lớn hơn tốc độ trục chủ động) tăng thêm tính kinh tế của xe khi tải trọng nhỏ. Tỉ số truyền nhỏ thường trong khoảng 0,75 - 0,85.

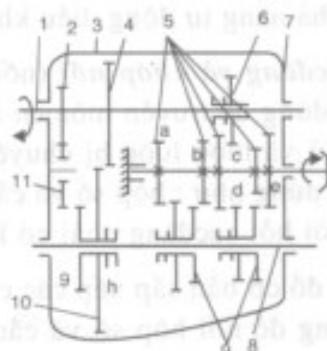
Ở một số hộp số có trang bị thêm bộ phận đồng tốc trên trục ra để giúp cho quá trình gài số được êm.

Do đặc điểm công tác của máy kéo, hộp số của nó thường có nhiều tay số hơn hộp số ôtô (có thể tới 13 tay số). Số tay số lùi cũng nhiều hơn và có khi xấp xỉ bằng số tiến.

Đa số máy kéo hiện nay sử dụng loại hộp số 2 trục, không đồng tâm. Ngoài ra máy kéo còn sử dụng hộp số liên hợp (hình 2.5) và hộp số có nhiều cặp bánh răng ăn khớp khi làm việc (hình 2.6).



Hình 2.5 : Hộp số liên hợp



Hình 2.6 : Sơ đồ hộp số máy kéo
có 5 số tiến và 4 số lùi

Hộp số liên hợp (hình 2.5) có kết cấu bởi hai hộp số nối tiếp nhau : hộp số 3 trục A và hộp số 2 trục B. Hộp số A có hai số truyền thường gọi là hộp giảm tốc và hộp số B có 3 số truyền. Phối hợp của A và B cho 6 tay số. Trên hình 2.6 mô tả sự làm việc như sau :

Trục 1 dẫn động từ lì hợp của động cơ tới. Trục ra 7 truyền chuyển động tới cầu chủ động của máy kéo.

Các số tiến :

- Từ số 1 đến số 4, trình tự truyền động như sau :

$1 \rightarrow 2 \rightarrow 11 \rightarrow 10g \rightarrow$ một trong các bánh răng của cụm 9 \rightarrow một trong các bánh răng của cụm 5a, 5b, 5c, 5e \rightarrow 7 ;

- Số 5, trình tự truyền động như sau :

$1 \rightarrow 5d \rightarrow 6 \rightarrow 7$.

Các số lùi :

Theo trình tự : $1 \rightarrow 4 \rightarrow 10h \rightarrow$ một trong các bánh răng của cụm 9 \rightarrow một trong các bánh răng của cụm 5a, 5b, 5c, 5e \rightarrow 7.

Các sơ đồ trên cho khái niệm về sự ăn khớp của các bánh răng trong hộp số.

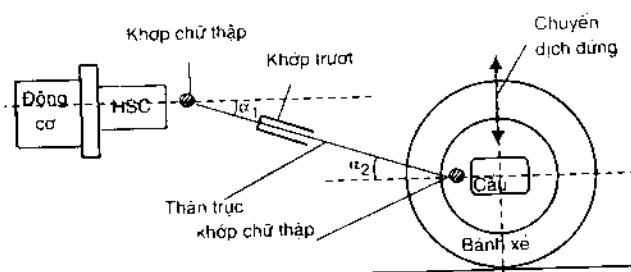
Để bảo đảm an toàn và tiện lợi trong quá trình sử dụng hộp số, ngoài cần hộp số ra còn có một hệ thống các cơ cấu : định vị, hãm và cơ cấu gài số lùi.

Ngoài hộp số chính trên ôtô, máy kéo còn có thể có hộp số phụ đặt nối tiếp với hộp số chính để tăng thêm tỉ số truyền hoặc đồng thời để phân phối momen quay cho nhiều cầu chủ động cùng một lúc, hoặc ngược lại để cắt bớt số cầu chủ động.

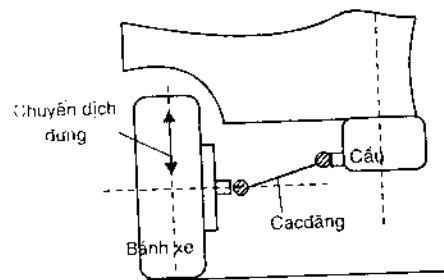
Ngày nay hộp số hành trình được dùng phổ biến trên ôtô con. Trong hệ thống truyền lực hộp số hành trình được đặt sau biến tốc thủy lực. Khác với các hộp số cơ khí đơn giản, hộp số hành trình có trục di động nhằm thực hiện các chuyển động theo trong các bộ truyền bánh răng. Hộp số hành trình có thể điều khiển bằng cần số hoặc điều khiển tự động (không có cần chuyển số) nhờ cần chọn số. Cần chọn số nhằm xác định giới hạn khả năng tự động điều khiển của quá trình chuyển số trong một khoảng nhất định.

Cacđang và khớp nối (nối trực cacđang) là cơ cấu nối và truyền dẫn mômen. Nó được dùng để truyền mômen xoắn giữa các cụm truyền lực không cố định chung trong một vỏ và luôn luôn bị chuyển dịch vị trí tương đối giữa chúng (nhất là theo phương thẳng đứng như : hộp số và cầu xe, cầu xe và bánh xe). Sự chuyển dịch vị trí tương đối này đòi hỏi cacđang phải có khả năng thay đổi chiều dài.

Sơ đồ cơ bản sắp xếp các cụm của hệ thống truyền lực trình bày trên hình 2.7, dùng cacđang để nối hộp số và cầu xe, và hình 2.8 dùng để nối cầu xe và bánh xe của hệ thống treo độc lập.



Hình 2.7 : Sơ đồ nối hộp số chính với cầu xe ở hệ thống treo phụ thuộc



Hình 2.8 : Sơ đồ nối cầu xe với bánh xe ở hệ thống treo độc lập

Ngoài ra, để truyền mômen với khoảng cách lớn, thân trục cacđang có thể được tạo nên bởi hai phần : một phần gắn lên thân xe, phần còn lại nối với cầu xe. Giữa các đoạn thân có thể là khớp nối.

Có hai loại cacđang :

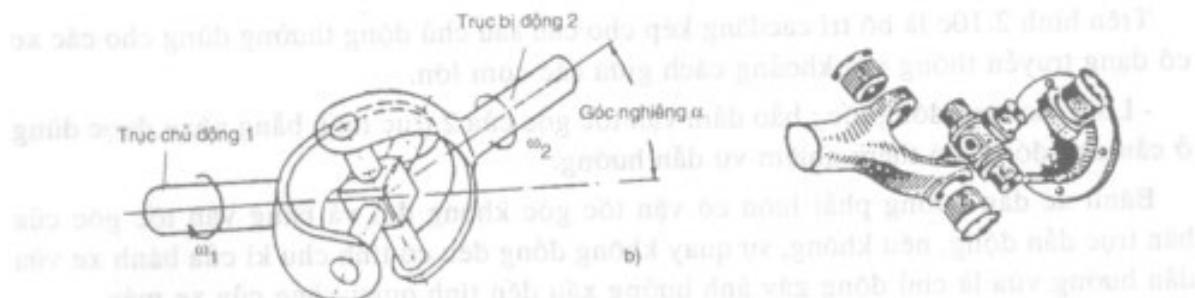
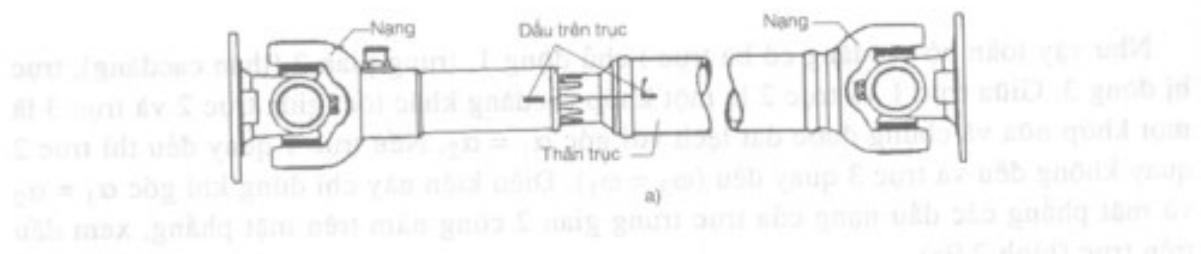
- Loại cacđang khác tốc có vận tốc góc của trục phía trước khác với vận tốc góc của trục ở phía sau cacđang. Loại này được dùng để nối và truyền chuyển động từ trục ra của hộp số tới trục cầu chủ động hoặc tới trục của hộp số phụ. Góc lệch α hai trục cho phép là $15 \div 20^\circ$.

Kết cấu của một khớp cacđang có trục chữ thập, như trên hình 2.9.

Trục chủ động 1 có đầu nặng hình chữ U. Đầu nặng có hai lỗ trục lắp với hai đầu trục chữ thập thông qua hai ổ. Trục bị động 2 cũng có đầu nặng và lắp với hai đầu trục còn lại của trục chữ thập.

Về quan hệ động học :

- Nếu hai trục đồng tâm thì tốc độ quay của chúng như nhau ($\omega_2 = \omega_1$).



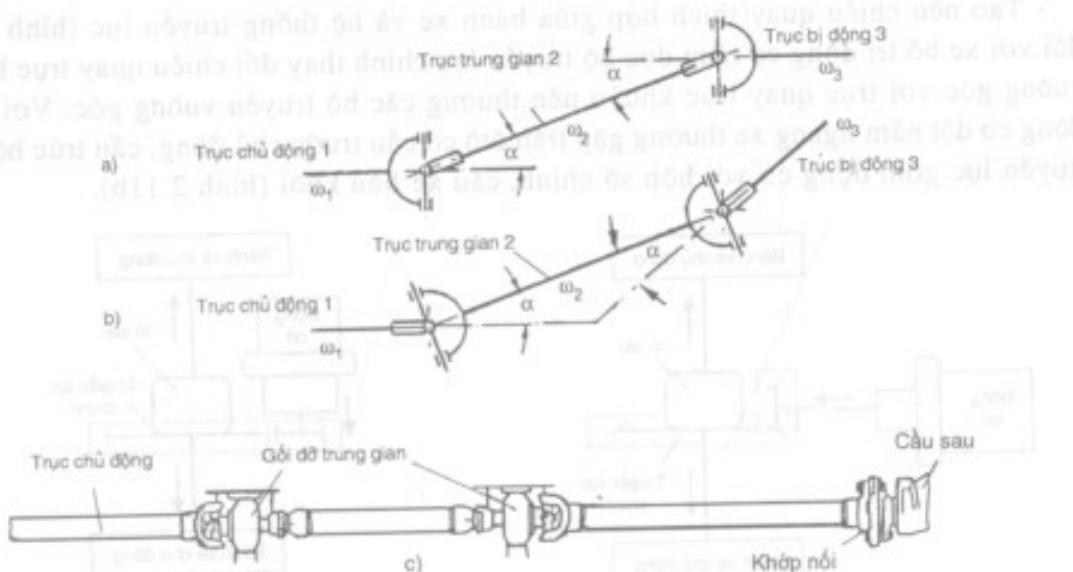
Hình 2.9 : Cấu tạo và sơ đồ nguyên lý của khớp cacđăng có trục chữ thập

a) Cấu tạo ; b) Sơ đồ nguyên lý.

- Nếu hai trục không đồng tâm (góc lệch α) thì tốc độ quay của chúng khác nhau ($\omega_2 \neq \omega_1$).

- Nếu góc lệch α càng lớn thì sự chênh lệch ($\omega_2 - \omega_1$) càng lớn. Để khắc phục tình trạng trên người ta dùng liên hợp hai khớp dạng khác tốc (cacđăng kép) bố trí theo sơ đồ dạng chữ Z hay V (hình 2.10).

Hình 2.10 : Các dạng bố trí cacđăng trên ôtô.



Hình 2.10 : Các dạng bố trí cacđăng trên ôtô.
a) Dạng chữ Z ; b) Dạng chữ V ; c) Dạng thân dài.

Như vậy toàn bộ cacđăng có ba trục : chủ động 1, trung gian 2 (thân cacđăng), trục bị động 3. Giữa trục 1 và trục 2 là một khớp cacđăng khác tốc, giữa trục 2 và trục 3 là một khớp nữa và chúng được đặt lệch với góc $\alpha_1 = \alpha_2$. Nếu trục 1 quay đều thì trục 2 quay không đều và trục 3 quay đều ($\omega_3 = \omega_1$). Điều kiện này chỉ đúng khi góc $\alpha_1 = \alpha_2$ và mặt phẳng các đầu nạng của trục trung gian 2 cùng nằm trên mặt phẳng, xem dấu trên trục (hình 2.9a).

Trên hình 2.10c là bố trí cacđăng kép cho cầu sau chủ động thường dùng cho các xe có dạng truyền thống với khoảng cách giữa các cụm lớn.

- Loại cacđăng đồng tốc : bảo đảm vận tốc góc của 2 trục luôn bằng nhau được dùng ở cầu chủ động, có thêm nhiệm vụ dẫn hướng.

Bánh xe dẫn hướng phải luôn có vận tốc góc không đổi và bằng vận tốc góc của bán trục dẫn động, nếu không, sự quay không đồng đều có tính chu kì của bánh xe vừa dẫn hướng vừa là chủ động gây ảnh hưởng xấu đến tính quay vòng của xe máy.

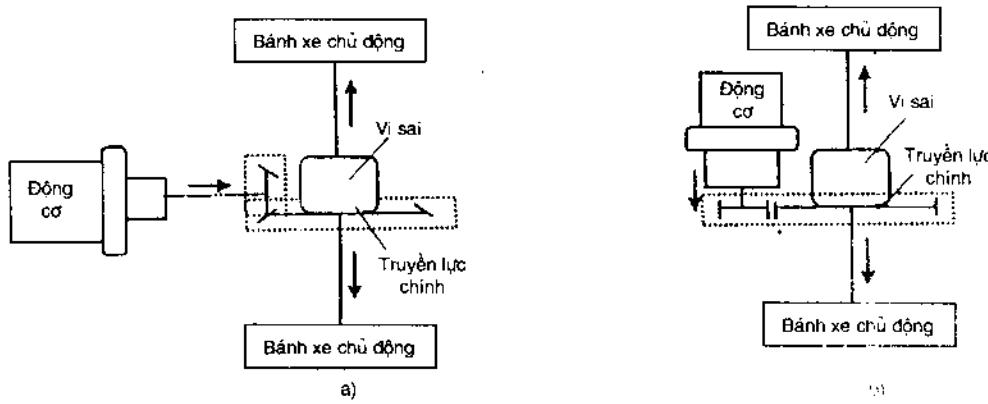
Cấu tạo và động học của loại cacđăng đồng tốc được nghiên cứu ở các tài liệu chuyên đề về ôtô, máy kéo.

Cầu chủ động bao gồm truyền lực chính và vi sai. Cả hai cơ cấu này đặt trong hộp vỏ cầu. Ở trên đầm cầu cứng hộp vỏ cầu là một phần của đầm cầu. Ở trên hệ treo độc lập hộp vỏ cầu là một khối riêng gắn chặt với khung, đầm quay sàn xe hay liền với khối hộp số, động cơ.

Truyền lực chính có chức năng :

- Đảm nhận tỉ số truyền lớn, tăng mômen quay cho bánh xe, tạo nên số vòng quay tối ưu cho chuyển động ôtô trong khoảng tốc độ của xe yêu cầu ;

- Tạo nên chiều quay thích hợp giữa bánh xe và hệ thống truyền lực (hình 2.11) : đối với xe bố trí động cơ nằm dọc bộ truyền lực chính thay đổi chiều quay trục bị động vuông góc với trục quay trục khuỷu nên thường các bộ truyền vuông góc. Với ôtô có động cơ đặt nằm ngang xe thường gấp trên ôtô có cầu trước chủ động, cầu trúc hệ thống truyền lực gồm động cơ với hộp số chính, cầu xe liền khối (hình 2.11b).



Hình 2.11 : Sơ đồ bố trí cầu chủ động trên ôtô con
a) Với động cơ đặt dọc xe ; b) Với động cơ đặt ngang xe

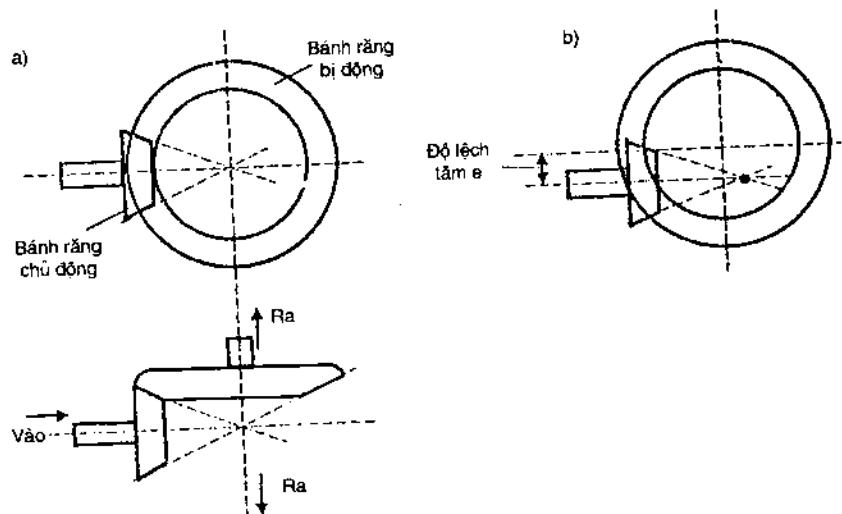
Truyền lực chính thường sử dụng :

Bánh răng côn xoắn (răng cong), với ba dạng răng : dạng Gleason, dạng Klingelberg và dạng Spiromatic ;

- Bánh răng hypoit

Sơ đồ cấu trúc trên hình 2.12. Sự khác nhau giữa hai loại bộ truyền này là ở bộ truyền hypoit trục bánh răng chủ động đặt lệch tâm một khoảng e so với tâm trục bị động (hình 2.12b).

- Bộ truyền bánh răng trục răng nghiêng



Hình 2.12 : Sơ đồ cấu trúc cặp bánh răng truyền lực chính
a) Côn xoắn ; b) Hypoit.

Vi sai giữa các bánh xe có nhiệm vụ :

- Thực hiện sự sai lệch tốc độ quay các trục bánh xe (với nghĩa vi sai) khi chuyển động trên đường vòng, đường gồ ghề (hai bánh xe quay với tốc độ khác nhau), đảm bảo dễ dàng điều khiển hướng chuyển động và không mài mòn lốp xe ;

- Hạn chế sự trượt quay ở bánh xe, khi chênh lệch tốc độ góc giữa các bánh xe, khi chênh lệch tốc độ góc giữa các bánh xe trên cùng một cầu, tạo điều kiện tận dụng lực bám và nâng cao tính kinh tế nhiên liệu.

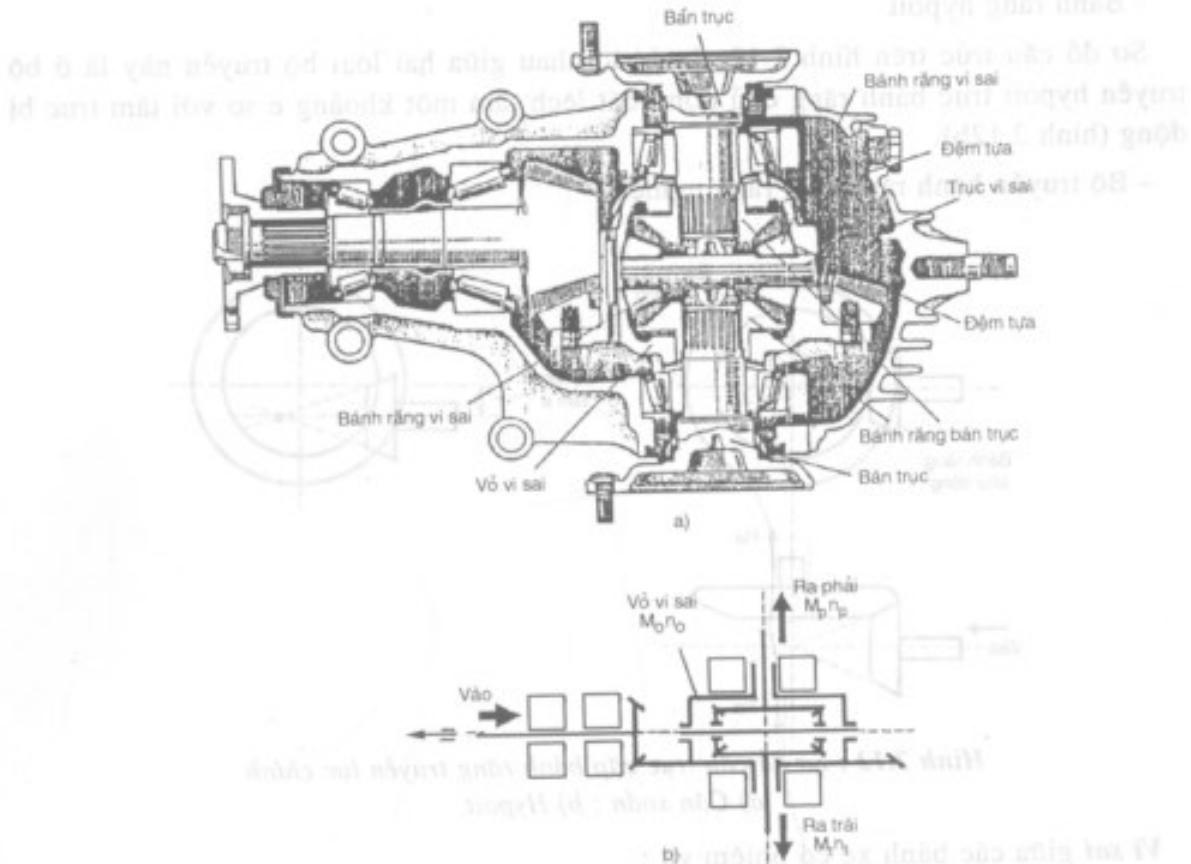
Có thể phân loại vi sai theo :

- Cấu trúc bánh răng : Các loại vi sai bánh răng côn răng thẳng được dùng nhiều ; các loại vi sai bánh răng trực, vi sai trực vít - bánh vít, vi sai cam ít được chế tạo ;

- Theo ma sát trong : Vi sai ma sát trong thấp (lượng công suất tổn hao cho ma sát tối đa không quá 15%), vi sai có ma sát trong cao và khóa cứng vi sai.

- Theo khả năng điều khiển ma sát trong đối với bộ vi sai : điều khiển bằng tay từ ngoài bằng hệ thống cơ khí, điều khiển bằng điện từ ngoài bằng hệ thống điện và tự động điều khiển (tự điều khiển bên trong cơ cấu, xu thế hiện nay được sử dụng nhiều).

Trên hình 2.13 mô tả kết cấu và sơ đồ cấu tạo của bộ cầu chủ động thường gấp. Toàn bộ truyền lực chính, bộ vi sai và bán trục chứa trong hộp kín gọi là cầu chủ động.



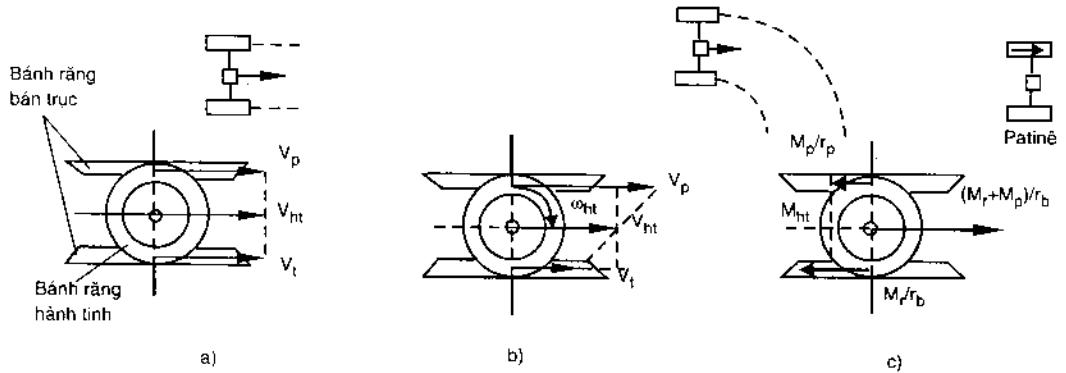
Hình 2.13 : Kết cấu (a) và sơ đồ cấu tạo (b) của bộ vi sai bánh răng côn đối xứng

Bộ vi sai nằm trong lòng bánh răng bị động của truyền lực chính và gồm : vỏ vi sai đồng thời là thân bánh răng bị động, hai bánh răng mặt trời (bánh răng bán trục), hai hoặc bốn bánh răng hành tinh (bánh răng vi sai), trục vi sai, các bán trục dẫn ra bánh xe phải, trái, các đệm tựa lùm cho các bánh răng. Bánh răng vi sai quay trên trục vi sai và quay cùng vỏ vi sai.

Các bánh xe chủ động luôn nối với trục bị động của truyền lực chính thông qua sự ăn khớp của bộ vi sai, đồng thời các bánh xe gắn then hoa với bánh răng bán trục.

Các trạng thái làm việc :

- + Khi chuyển động thẳng trên đường bằng phẳng, quãng đường lăn của hai bánh xe bằng nhau, nếu lực cản trên hai bánh xe như nhau, sẽ làm cho các bánh răng bán trục quay cùng tốc độ, như vậy bánh răng hành tinh không quay quanh trục của nó mà chỉ cùng quay quanh trục của bán trục (hình 2.14). Mômen truyền xuống từ vỏ vi sai cân bằng với mômen cản lăn tại vết tiếp xúc của bánh xe, tức là :



Hình 2.14 : Quan hệ động học và động lực học vi sai côn đối xứng (bô qua ma sát)

a) Khi đi thẳng $v_t = v_p$; b) Khi quay vòng $v_t \neq v_p$; c) Quan hệ lực của bánh răng vi sai.

$$n_t = n_p = n_0 \text{ và } M_t = M_p = 0,5M_0$$

Ở đây: n_t, n_p, n_0 - tốc độ quay của bánh xe trái, phải, vỏ vi sai, vg/ph;

M_t, M_p, M_0 - mômen trên bánh xe trái, phải, vỏ vi sai.

+ Khi đi trên đường vòng, quãng đường lăn của các bánh xe khác nhau, các bánh răng bán trục quay với các tốc độ khác nhau, hoặc lực cản của bánh xe khác nhau dẫn tới tốc độ góc các bánh răng bán trục cũng khác nhau. Như vậy bánh răng hành tinh vừa quay quanh trục của nó với tốc độ góc ω_{ht} và quay quanh đường tâm trục của bánh răng bán trục với tốc độ v_{ht} (hình 2.14b). Mômen truyền xuống từ vỏ vi sai cân bằng với mômen cản đặt tại trung tâm trục của bánh răng vi sai $M_t + M_p$. Trên bánh răng vi sai: do sự không cân bằng của các lực ăn khớp tạo nên mômen quay bánh răng vi sai xung quanh trục của nó với giá trị bằng $M_t - M_p$, mômen còn lại bằng giá trị M_p tác dụng cho cả hai bánh răng bán trục. Như vậy :

$$M_t = M_p$$

Nếu $n_p = 2n_0$ (hình 2.14b) thì $n_t = 0$ và khi đó bánh xe phải quay gấp đôi, còn bánh xe trái không quay. Mặt khác bánh xe bên phải có lực cản rất nhỏ, coi như bằng không $M_t = 0$ (hình 2.14c) thì $M_t = M_p = 0$. Do vậy xe không còn khả năng khắc phục lực cản đường. Đó chính là hiện tượng patiné.

Quan hệ tổng quát của vi sai là : $n_t + n_p = 2n_0$

$$N_t \neq n_p$$

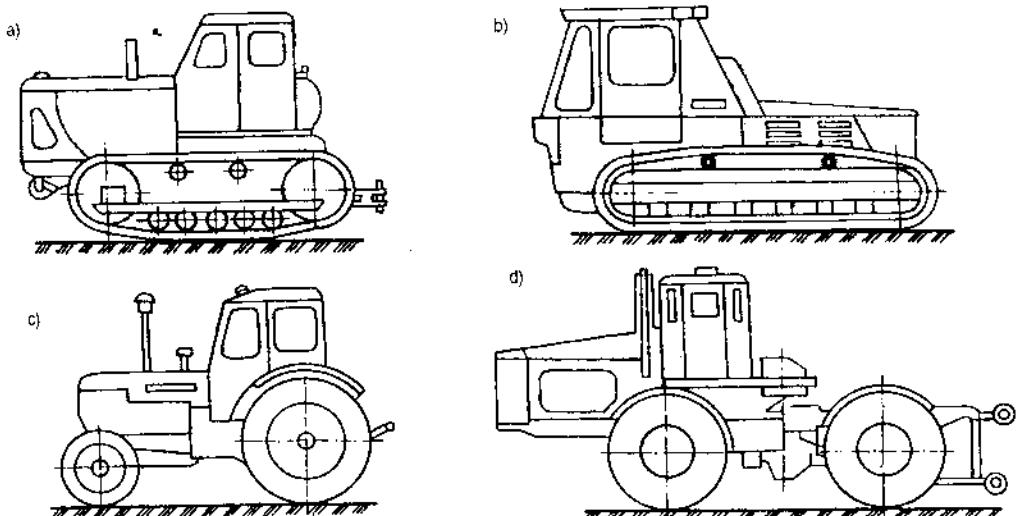
$$M_t = M_p$$

Việc sử dụng vi sai đối xứng như trên cho phép các bánh xe quay với tốc độ khác nhau, hạn chế mài mòn lốp xe, nhưng lại làm xấu khả năng truyền lực của cầu chủ động, đồng thời có thể làm tăng khả năng hao hụt nhiên liệu của ôtô.

Để tránh hiện tượng quay trượt một bánh xe hoàn toàn, nâng cao tính cơ động của xe người ta còn chế tạo bộ vi sai sử dụng khớp ma sát (đơn hoặc kép) hoặc khóa vi sai. Trên một số xe con bố trí hệ thống chống hâm cứng bánh xe (ABS) và bố trí mạch điện tử điều khiển cơ cấu phanh theo sự trượt của bánh xe (ASR). Hệ thống liên hợp này có ký hiệu ABS/ASR.

2. Máy kéo xích và máy kéo bánh lốp (hình 2.15)

Các loại này dùng để kéo hàng nặng trên nền đất hoặc đường tạm thời. Chúng còn dùng như một đầu kéo romooc hay là máy cơ sở của các máy xây dựng (máy cạp, máy ủi, máy đào, cần trục...). Máy kéo xích có áp lực riêng lên đất nhỏ, hiệu suất kéo và sức bám cao nên có khả năng thông qua lớn hơn bánh lốp. Tốc độ di chuyển của chúng không quá 12 km/h. Máy kéo bánh lốp linh hoạt hơn, tốc độ di chuyển có thể tới 40 km/h, áp lực lên đất của máy kéo bánh lốp là 0,2 - 0,35MPa, còn máy kéo xích là 0,1MPa.



Hình 2.15 : Máy kéo

a) *Máy kéo xích động cơ đặt phía trước ; b) Máy kéo xích động cơ đặt phía sau ; c) Máy kéo bánh lốp với bánh xe dẫn hướng phía trước ; d) Máy kéo bánh lốp với tổ hợp khớp bán lề.*

Thông số chủ yếu của máy kéo là lực kéo tại mốc kéo và cũng dựa vào đó mà phân loại máy kéo thành từng nhóm. Lực kéo của mốc kéo được xác định ở tốc độ 2,6 - 3 km/h đối với máy kéo xích và 3 - 3,5 km/h đối với máy kéo bánh lốp. Lực kéo của máy kéo xích gần bằng trọng lượng của nó, còn đối với máy kéo bánh lốp bằng 0,5 - 0,6 trọng lượng máy. Các loại máy kéo công nghiệp thường phân thành các nhóm có sức kéo 100, 150, 200, 250, 350, 500kN. Các loại máy kéo công nghiệp có các loại khác nhau để có thể làm máy cơ sở cho xe nâng hàng, máy ủi, máy xới... Công suất động cơ của chúng tới 800kW hoặc hơn.

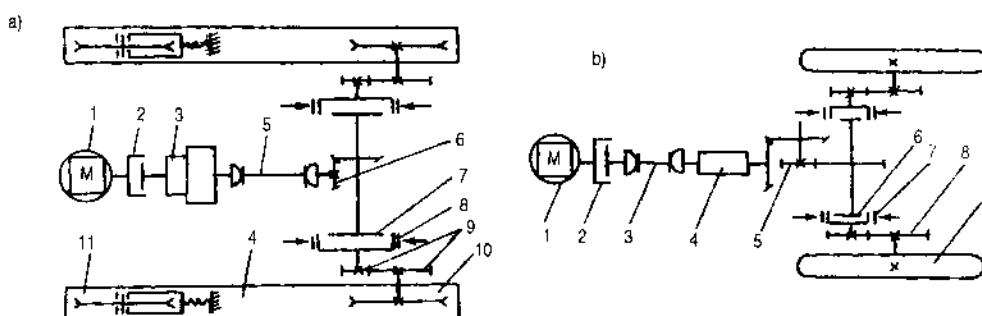
Máy kéo gồm có khung, hệ thống truyền lực, xích hoặc bánh lốp và hệ thống lái. Ngoài ra, trên tất cả các máy kéo công nghiệp đều bố trí hệ thống thủy lực để dẫn động các hệ thống treo hay kéo theo.

Ở máy kéo bánh lốp với tổ hợp khớp bán lề nối các bán khung (hình 2.6d) mỗi bán khung tì lên cầu chủ động và đồng thời là cầu dẫn hướng. Việc quay vòng các bán khung về hai phía một góc 40° so với cầu sau nhờ hai xilanh thủy lực. Loại máy kéo này so với loại máy kéo với trục lái phía trước có tính cơ động cao hơn. Hệ thống

truyền lực của máy kéo có sự khác nhau đáng kể so với hệ thống truyền lực của ôtô. Các loại máy kéo bánh lốp hay xích, thường không có bộ vi sai, còn khi quay vòng sẽ hãm một trong các đai xích.

Hệ thống truyền lực của máy kéo có thể là cơ khí, cơ - thủy lực và điện.

Hệ thống truyền lực cơ khí của máy kéo xích (hình 2.16a) gồm : li hợp ma sát 2, hộp số 3, trục cacđang 5, truyền lực chính 6, li hợp bên hay còn gọi là li hợp chuyển hướng 7 với phanh đai 8, truyền lực cuối cùng 9 nối với bánh chủ động 10. Trên già xích 4 ở phía trước là bánh xe dẫn hướng với cơ cấu cảng xích. Truyền động cuối cùng làm tăng mômen quay cho các bánh chủ động. Li hợp chuyển hướng là một khớp nối ma sát nhiều đĩa luôn đóng (hình 2.17). Nếu bộ li hợp chuyển hướng của một bên được mở, bên kia đóng thì mômen quay từ động cơ tới sẽ được truyền cho bán trục của phía có li hợp đóng. Bánh xích chủ động của bên li hợp đóng sẽ quay, kết quả là máy kéo sẽ quay vòng về phía li hợp mở.



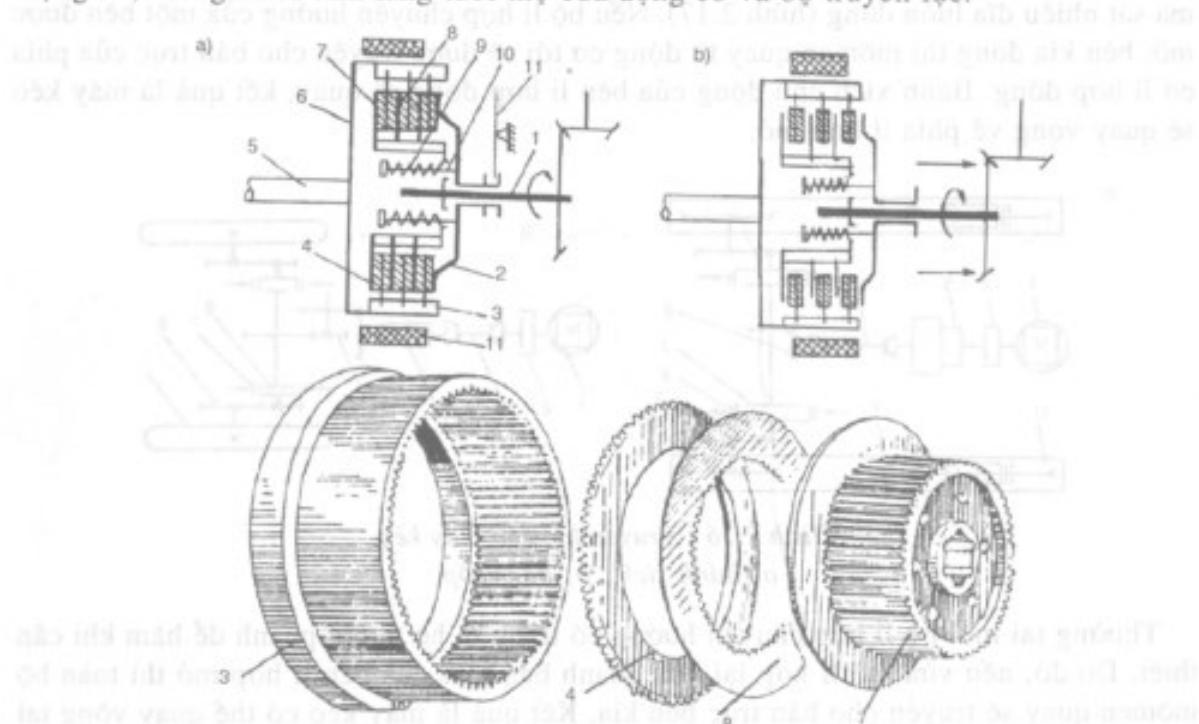
Hình 2.16 : Truyền lực của máy kéo
a) Bánh xích ; b) Bánh lốp.

Thường tại mỗi bộ li hợp chuyển hướng có trang bị hệ thống phanh để hãm khi cần thiết. Do đó, nếu vừa mở li hợp lại vừa phanh bán trục của bên li hợp mở thì toàn bộ mômen quay sẽ truyền cho bán trục bên kia. Kết quả là máy kéo có thể quay vòng tại chỗ. Khi đẩy nút của cần điều khiển 12 (hình 2.17a) về bên trái, đĩa ép 2 bị kéo về bên phải, các đĩa chủ động và bị động tách nhau ra, li hợp được mở (hình 2.17c). Trục bị động của li hợp tách khỏi truyền lực chính, truyền lực cuối cùng và bánh xích chủ động bên phía li hợp mở không nhận được mômen quay nữa. Trả cần điều khiển về vị trí ban đầu, li hợp được đóng, truyền lực chính và bánh xích chủ động lại nhận được mômen quay.

Ở bộ truyền động cơ khí của máy kéo bánh lốp (hình 2.16b) động cơ 1 đặt ở phía trước rồi đến li hợp 2, trục cacđang 3, hộp số 4, truyền lực chính 5, li hợp bên 6 với phanh đai 7, truyền lực bên làm quay các bánh lốp 9.

Ở bộ truyền lực máy kéo xích, máy kép bánh lốp, đầu kéo một và hai trục, satxi chuyên dùng cho xe nâng hàng, cần trục ôtô thường dùng bộ truyền thủy lực động. Ở các bộ truyền này khớp nối ma sát được thay bằng biến tốc thủy lực, như vậy mối liên kết động học giữa động cơ và các bánh chủ động được thay bằng mối liên kết

bằng chất lỏng. Hệ thống truyền lực này là hệ thống thủy cơ. Khi lực cản di chuyển lớn (lúc chuyển bánh, khi lên dốc, di chuyển trong điều kiện đường sá khó khăn) thì việc dùng biến tốc thủy lực sẽ làm tăng mômen quay của động cơ nhờ hệ số biến đổi lớn. Theo mức độ giảm dần của lực cản chuyển động, sẽ giảm dần biến đổi mômen, tăng tốc độ bánh xe một cách êm dịu, quá trình làm việc của biến tốc thủy lực chuyển sang chế độ làm việc với hiệu suất cao hơn hẳn. Khi ấy quá trình sang số được thực hiện tự động, tức là số cao chỉ được thực hiện khi trực thứ cấp đạt tới số vòng quay nhất định. Lúc này động cơ làm việc ở chế độ công suất tối đa, còn việc sang số thực hiện liên tục mà không cần ngắt mômen quay. Nhờ vậy mà giảm tải trọng động lên động cơ, có nghĩa là làm tăng tuổi thọ của động cơ và bộ truyền lực.



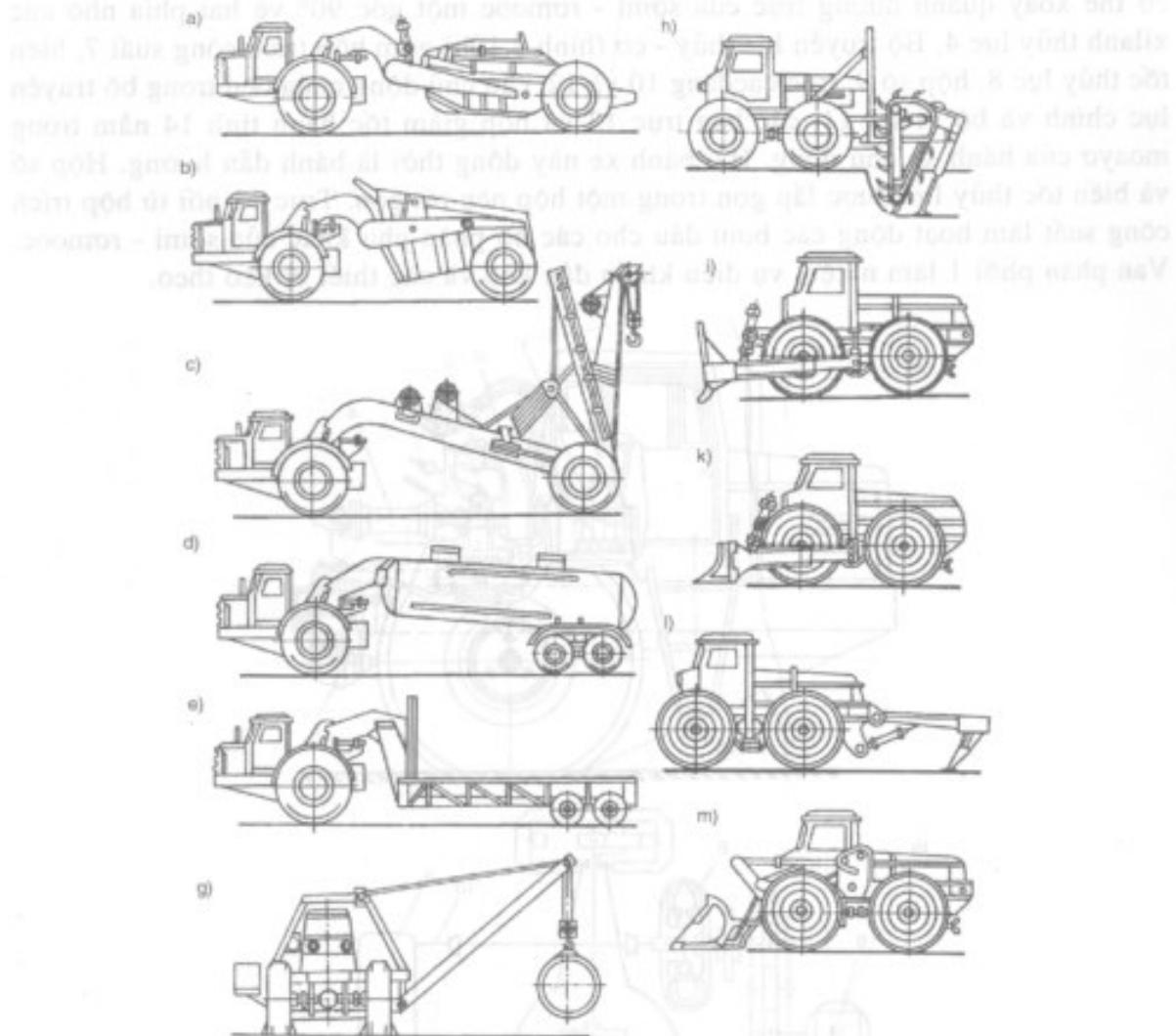
Hình 2.17 : Sơ đồ cấu tạo của li hợp chuyển hướng dùng trên máy kéo xích

1. Trục chủ động của li hợp ; 2. Đĩa ép ; 3. Tang bị động ; 4. Đĩa ma sát bị động ; 5. Trục bị động của li hợp (nối với truyền lực cuối cùng) ; 6. Mặt bích của trục bị động (bất chặt với tang bị động) ; 7. Moayor chủ động (lắp then hoa với trục chủ động) 8. Đĩa chủ động (di chuyển dọc trực trên moayor và quay cùng với moayor) ; 9. Lò xo ép ; 10. Bulông (bất trên đĩa ép) ; 11. Đai phanh ; 12. Cân điều khiển

Với máy kéo có bộ truyền động điện thì mômen quay được truyền từ động cơ điện một chiều tới bánh xích chủ động qua li hợp bên và bộ truyền lực cuối cùng. Động cơ điện do động cơ máy kéo làm quay máy phát điện cung cấp điện năng. Hệ thống dẫn động gồm động cơ điện - máy phát - động cơ điện làm cho sơ đồ động của hệ thống truyền lực đơn giản hơn (không có hộp số và trục cầu), đặc biệt là cho phép thay đổi tốc độ và mômen quay một cách vô cấp tùy theo lực cản bên ngoài. Các bộ truyền lực kiểu thủy-cơ và truyền động điện hoàn toàn đáp ứng chế độ làm việc của máy kéo có rơ-mooc và các cơ cấu làm việc của máy xây dựng.

3. Đầu kéo

Các loại đầu kéo một trục hay hai trục dùng làm máy cơ sở cho máy xây dựng hay dùng để kéo rơmooc (hình 2.18). Đầu kéo bánh lốp có sức kéo và tốc độ lớn (tới 50 km/h và hơn thế), có nhiều tốc độ và tính cơ động cao tạo năng suất cao cho các máy xây dựng dùng nó làm máy cơ sở.



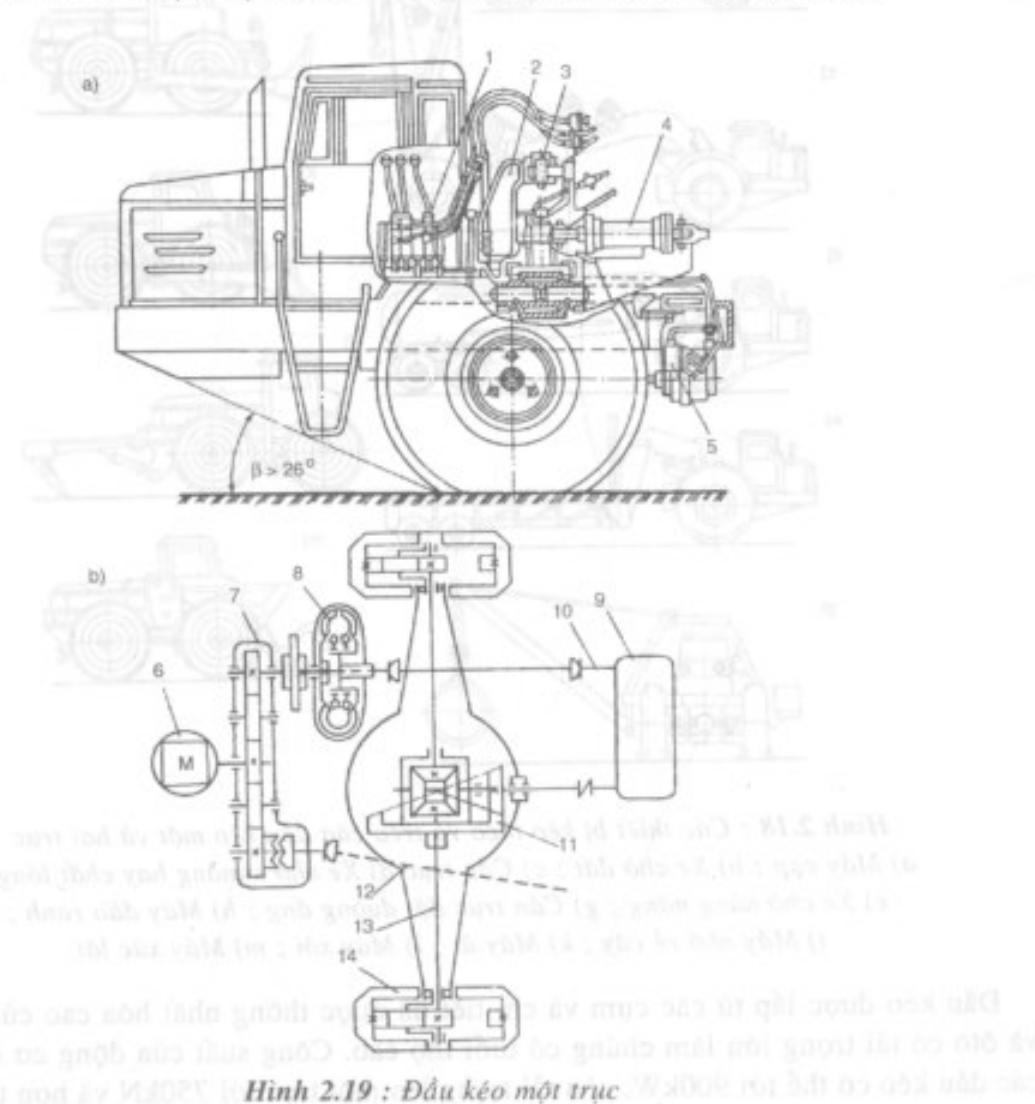
Hình 2.18 : Các thiết bị kéo theo và treo của đầu kéo một và hai trục

- a) Máy cạp ; b) Xe chở đất ; c) Cân trục d) Xe chở ximăng hay chất lỏng ;
- e) Xe chở hàng nặng ; g) Cân trục đặt đường ống ; h) Máy đào rãnh ;
- i) Máy nhổ rễ cây ; k) Máy úi ; l) Máy xới ; m) Máy xúc lật.

Đầu kéo được lắp từ các cụm và chi tiết đã được thống nhất hóa cao của máy kéo và ôtô có tải trọng lớn làm chúng có tuổi thọ cao. Công suất của động cơ diêzen của các đầu kéo có thể tới 900kW, còn tải trọng lên một trục tới 750kN và hơn thế, đã cho

phép thực hiện một trong những hướng phát triển kĩ thuật xây dựng là chế tạo máy xây dựng có công suất lớn.

Đầu kéo một trục (hình 2.19a) gồm satxi trên mặt động cơ 6, hệ truyền lực, hai bánh xe chủ động, cabin và bệ mốc nối. Bệ mốc nối dạng trụ 2 có thể xoay quanh trục nằm ngang trên khung kéo theo hướng dọc trực đứng nên cho phép somi - rōmooc lệch với đầu kéo trong mặt phẳng đứng. Somi - rōmooc nối với đầu kéo bằng chốt 3. Đầu kéo có thể xoay quanh đường trục của somi - rōmooc một góc 90° về hai phía nhờ các xilanh thủy lực 4. Bộ truyền lực thủy - cơ (hình 2.10b) gồm hộp trích công suất 7, biến tốc thủy lực 8, hộp số 9, trục cao tốc 10 và 12, cầu chủ động chứa bên trong bộ truyền lực chính và bộ vi sai 11, các bán trục 13 và hộp giảm tốc hành trình 14 nằm trong moayơ của bánh xe chủ động. Hai bánh xe này đồng thời là bánh dẫn hướng. Hộp số và biến tốc thủy lực được lắp gọn trong một hộp nên rất gọn. Trục 12 nối từ hộp trích công suất làm hoạt động các bơm dầu cho các bộ phận phụ khác của somi - rōmooc. Van phân phối 1 làm nhiệm vụ điều khiển đầu kéo và các thiết bị kéo theo.



Hình 2.19 : Đầu kéo một trục

Đầu kéo hai trục gồm hai bán khung nối với nhau bằng khớp bản lề. Các bán khung xoay được nhờ xilanh thủy lực hoạt động hai chiều như đầu kéo một trục. Đầu kéo có thể có một hoặc hai trục dẫn động, bố trí một hoặc hai động cơ. Truyền lực tới các bánh chủ động cũng tương tự như trên.

Những năm gần đây đã xuất hiện đầu kéo một và hai trục lắp động cơ - bánh xe có đường kính tới 3m và chiều rộng lốp tới 1m, tự động thay đổi áp lực lốp tùy theo điều kiện mặt đường. Động cơ - bánh xe là một tổ hợp hoàn chỉnh gồm động cơ thủy lực hay động cơ điện và hộp giảm tốc hành tinh nằm gọn trong moayơ bánh xe. Động cơ đầu kéo sẽ cung cấp năng lượng cho các bơm dầu hay máy phát điện. Hệ thống điều khiển động cơ của các động cơ-bánh xe cho phép điều chỉnh mômen và tốc độ quay của từng bánh xe, còn khi quay vòng có thể thay đổi cả hướng quay của bánh xe. Điều này rất quan trọng khi xe máy làm việc trong điều kiện không có đường.

§2.3. CÁC PHƯƠNG TIỆN VẬN CHUYỂN CHUYÊN DÙNG

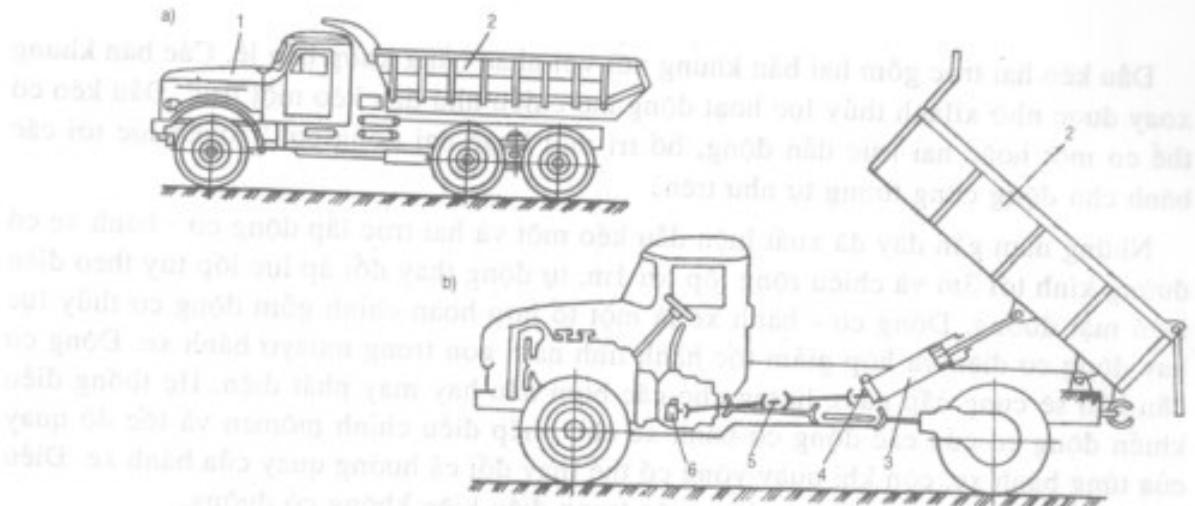
Các phương tiện vận chuyển chuyên dùng được sử dụng tùy theo mục đích và loại hàng hóa : vận chuyển đất, hàng rời, bêtông và vữa, nhựa đường, nhiên liệu (ôtô tự đổ, xe chở bêtông, xe chở nhựa đường, xe chở nhiên liệu, xe chở xi măng rời), xe chở các cấu kiện xây dựng, xe chở công tenor, xe chở các thiết bị và máy xây dựng...

Các phương tiện vận chuyển chuyên dùng là somi-romooc và romooc nối với ôtô và đầu kéo cơ sở có tải trọng trung bình và lớn với tải trọng phân phôi lên một trục 60 - 100kN (ôtô và đầu kéo công thức bánh xe 6 x 2 và 6 x 4). Cấu tạo của các loại phương tiện này đã tính đến đặc điểm chuyên chở, tính chất hàng hóa, khả năng bảo quản hàng khi vận chuyển và khả năng cơ giới hóa khâu bốc dỡ hàng. Thông số chủ yếu của các loại phương tiện này là tổng khối lượng xe và hàng. Nhờ sử dụng các phương tiện vận chuyển chuyên dùng đã cho phép xây dựng theo phương pháp công nghiệp hóa, tăng năng suất các phương tiện và giảm giá thành vận chuyển. Dưới đây giới thiệu sơ đồ cấu tạo và khả năng công nghệ của từng loại.

1. Ôtô tự đổ và ôtô có romooc

Trước tiên cần phân biệt ôtô tự đổ có công dụng chung và chuyên dùng. Ôtô tự đổ có công dụng chung (hình 2.20) được chế tạo trên cơ sở ôtô tải được sản xuất tạo hàng loạt (đôi khi được làm ngắn lại). Chúng dùng để vận chuyển đất, đá, quặng, vật liệu xây dựng từ các mỏ, bến cảng, nhà ga tới các công trường, xí nghiệp xây dựng. Ngoài ra còn dùng để chở bêtông nhựa, vật liệu phế thải trong xây dựng... Việc chất tải lên xe thường dùng máy đào, máy xúc lật hoặc từ phễu chứa. Thùng xe có hình dáng khác nhau và có thể lật nghiêng một góc 60° . Ôtô tự đổ có thể đổ về phía sau, đổ sang hai bên, hoặc cả ba phía nhờ một hoặc hai xilanh 3 hoạt động theo chiều nâng nhờ bơm 4 được dẫn động từ động cơ 1 qua hộp trích công suất 6 và trục cacđăng 5.

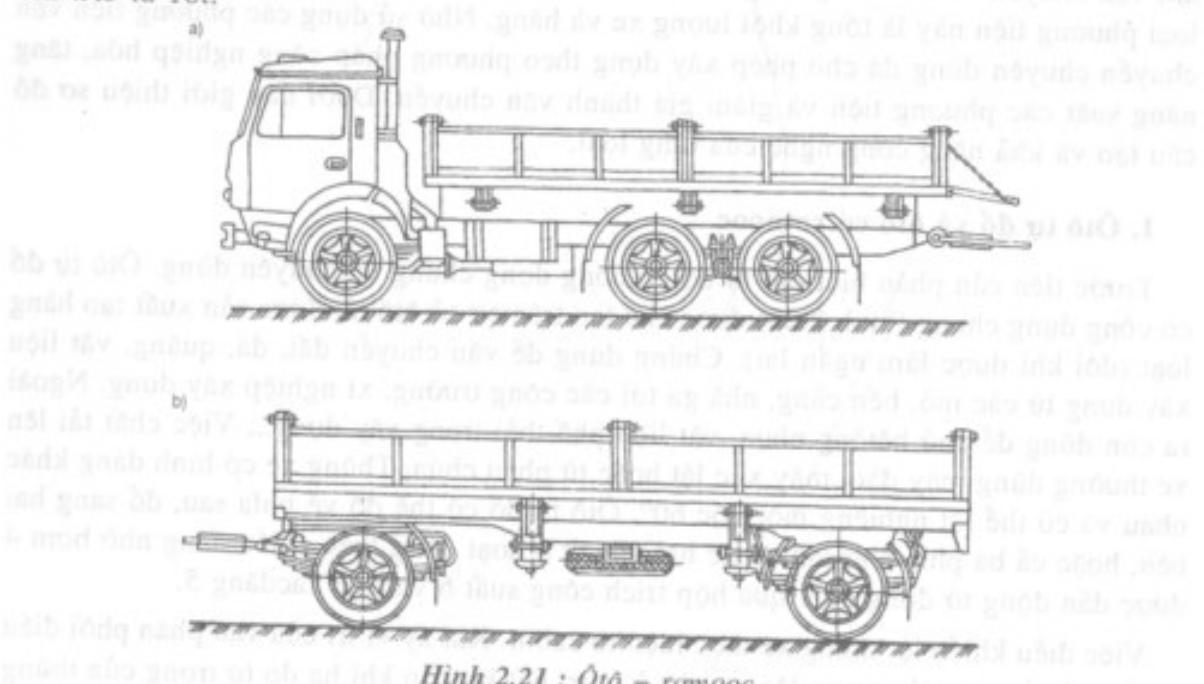
Việc điều khiển lật thùng xe thực hiện từ cabin. Khi ấy vị trí của van phân phôi điều khiển xilanh nâng thùng xe lên và giữ ở vị trí bất kì, còn khi hạ do tự trọng của thùng



Hình 2.20 : Ôtô tự đổ có công dụng chung
 a) Thùng xe dạng gầu ; b) Có thành sau lật.

xe, dầu qua van trở về bình. Các loại xe tự đổ có tải trọng tới 100t, loại đặc biệt dùng ở công trường khai thác quặng có thể tới 300t.

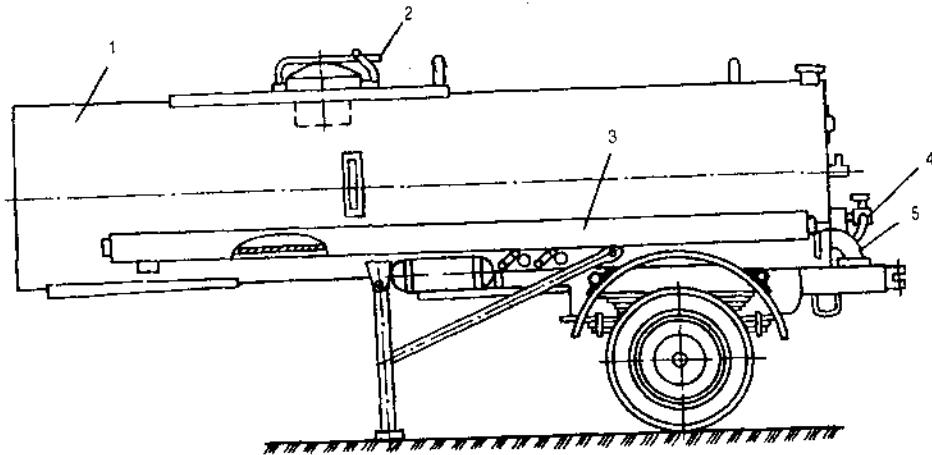
Khi vận chuyển hàng công kẽm hoặc để tận dụng đầu xe người ta dùng ôtô romooc (hình 2.21) để giảm số lái xe, tiết kiệm nhiên liệu. Ôtô - romooc gồm ôtô tự đổ kéo theo romooc hay somi-romooc tự đổ có dấu hiệu chung về kết cấu. Xilanh thủy lực được dẫn động từ hệ thống thủy lực của ôtô. Ôtô tự đổ nếu dùng làm đầu kéo sẽ có cơ cấu mốc kéo tiêu chuẩn, hệ thống ống dẫn thủy lực, khí nén và dây cáp điện phù hợp với từng loại romooc tương ứng. Việc dỡ tải của xe và romooc kéo theo thực hiện từ phía sau và hai bên. Tải trọng của ôtô romooc, thí dụ như trên cơ sở xe ôtô 6 × 4 hoặc KamAZ là 16t.



Hình 2.21 : Ôtô - romooc

2. Sơmi-romooc chở bitum lỏng

Loại xe này dùng để chở bitum (nhựa đường) từ nhà máy hóa dầu hay bến cảng tới nơi sử dụng như nhà máy bêtông nhựa, trạm trộn nhũ tương... Xe chở bitum lỏng (hình 2.22) gồm sitec hình elip 1 đặt trên sơmi-romooc rồi lắp vào đầu kéo, kèm theo các thiết bị hâm nóng, nạp và xả bitum. Phía trên có nắp nạp 2, còn phía sau là ống xả bitum 5. Hệ thống hâm nóng gồm ống chịu nhiệt 3 nằm ở đáy sitec, đầu đốt bằng hõm hợp dầu hỏa và không khí 4, bình dầu và các thiết bị đo nhiệt độ và mức bitum trong sitec. Để nạp và xả bitum người ta dùng bơm bánh răng dẫn động từ hộp trích công suất của động cơ hay dùng động cơ thủy lực. Để hâm nóng bơm bánh răng dùng khí thải của động cơ hay bằng chính nhiệt lượng của bitum nóng. Tất nhiên nếu sử dụng bitum ngoại thì không cần dùng hệ thống hâm nóng. Tải trọng của xe chở bitum từ 6,8 đến 21t.

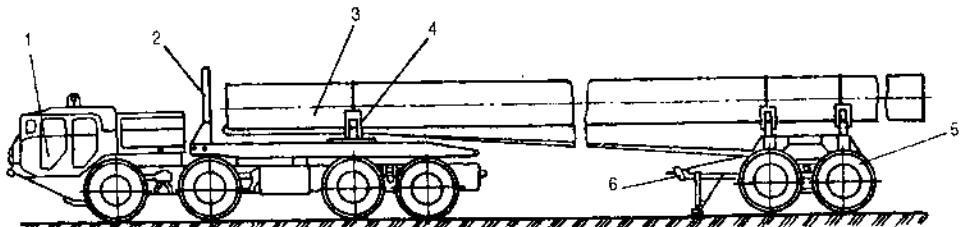


Hình 2.22 : Xe chở bitum lỏng

3. Xe chở đường ống

Để chuyên chở đường ống các loại trên đường ôtô hay dọc theo tuyến đường xây dựng đường ống người ta sử dụng loại xe chở đường ống chuyên dùng. Xe gồm một đầu kéo, romooc kéo vật dài nối với nhau bằng cơ cấu nối cứng. Chiều dài đường ống thường không quá 12m. Trong trường hợp đặc biệt còn dùng loại xe có thể chở đường ống dài tới 36m, lực kéo truyền tới romooc do chính đường ống nối cứng trên đầu kéo truyền tới.

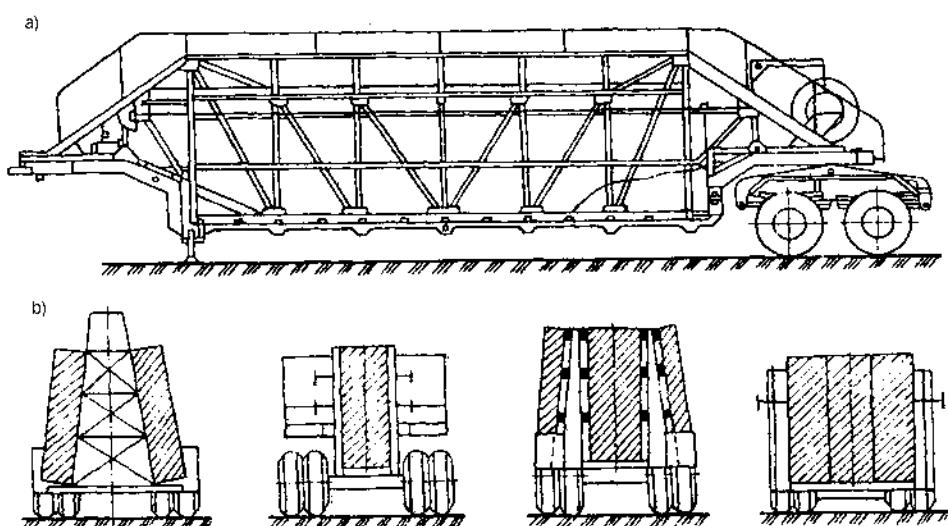
Trên hình 2.23 thể hiện xe chở đường ống có đường kính tới 1420mm, chiều dài tới 36m gồm một đầu kéo bốn trục 1 có khả năng thông qua lớn và romooc kéo dài hai trục 5. Trên đầu kéo có giá đỡ ống 4 để đặt ống 3. Trên romooc cũng có giá giữ chặt tương tự. Tấm chắn 2 hạn chế ống xô về phía trước và để bảo vệ cabin cho lái xe khi bốc dỡ, chuyên chở hàng. Giá đỡ có thể điều chỉnh theo kích thước và số lượng ống, có vít hâm giữ ống. Tại romooc có cơ cấu móc nối với đầu kéo khi xe chạy không tải và để chằng giữ cáp bảo hiểm khi di chuyển.



Hình 2.23 : Xe chở đường ống

4. Xe chở panen

Loại xe này chuyên dùng để chở panen trên sormi-rōmooc đặt trên giá đỡ kiểu yên ngựa của đầu kéo (hình 2.24). Một đầu của rōmooc tì lên yên ngựa, đầu kia tì lên xe con một hoặc hai trục. Một số xe chở panen có xe con phía sau quay vòng được nên có tính cơ động cao. Sormi-rōmooc còn có chân chống thủy lực làm ổn định khi bốc dỡ hàng, móc tự động với đầu kéo nên cho phép một đầu kéo làm việc với một vài rōmooc nếu không cần đỡ hàng gián tiếp xuống đất. Để đỡ các tấm panen, trên sàn rōmooc có giá đỡ.



Hình 2.24 : Xe chở panen

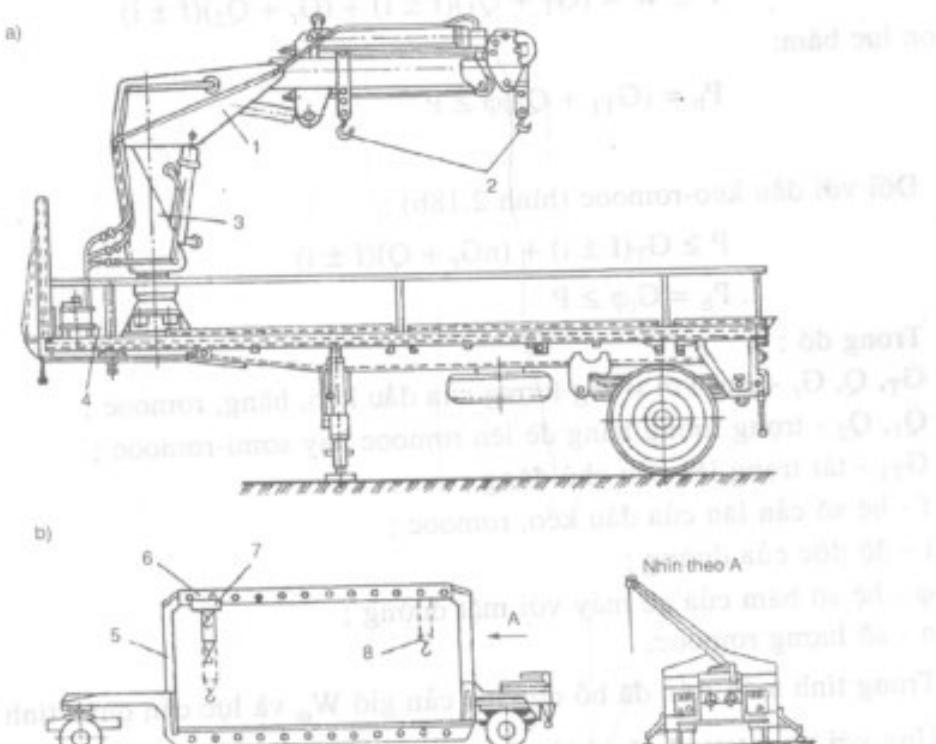
5. Xe chở côngtenor

Loại xe này càng ngày càng được sử dụng rộng rãi trong ngành vận tải hàng hóa và trong xây dựng. Cấu tạo của loại xe này cũng tương tự các loại xe trên, thông thường có bố trí chân chống để ổn định khi bốc dỡ hàng. Trên hình 2.25a là loại xe chở có trang bị cẩu trục thủy lực. Cẩu trục kiểu ống lồng có thể kéo dài và quay một góc 200° . Cả cẩu chính và cẩu phụ đều có móc treo 2. Cẩu được quay quanh trụ quay 3 lắp trên khung sormi-rōmooc 4. Hoạt động của cẩu trục nhờ xilanh thủy lực được dẫn động từ hệ thống thủy lực của đầu kéo.

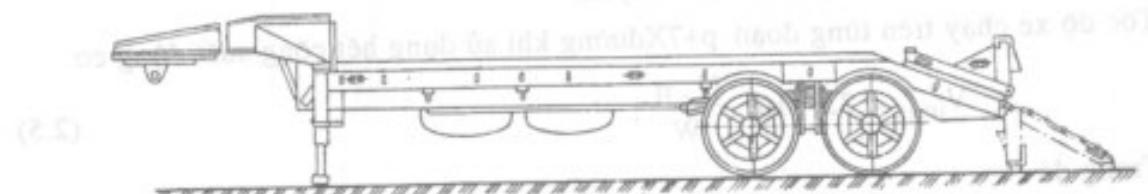
Cần trục thủy lực có sức nâng tới 2,5t (ở tâm với nhỏ nhất). Nếu khối lượng công tenor lớn (5t) sẽ dùng loại cần trục kiểu cồng bố trí một bên hoặc ngang. Trụ đứng 5 của cồng trục bố trí trên sàn xe và có thể quay tới 120° nhờ các xilanh hoạt động hai chiều. Xe con mang tải 7 có móc treo 8 di chuyển dọc theo dầm dọc 6 (hình 2.25b). Tất cả các cơ cấu của cần trục hoạt động nhờ hệ thống thủy lực của đầu kéo. Để bốc dỡ công tenor có kích thước lớn sẽ phải dùng thiết bị nâng gồm hai cần trục thủy lực, có thể dùng tời hoặc xích kéo hàng theo khung nghiêng. Tuy nhiên hiện nay phổ biến dùng loại xe chở công tenor không bố trí cần trục trên xe như một loại xe tải cỡ lớn, việc xếp dỡ công tenor phải dùng các phương tiện nâng khác (xem hình 2.40c).

6. Xe chở hàng nặng

Trong trường hợp phải chở các thiết bị lớn không thể tháo được cần phải dùng loại xe chuyên dùng chở hàng siêu trường siêu trọng có tải trọng tới 100t hoặc hơn thế (hình 2.26).



Hình 2.25 : Xe chở công tenor kiểu romooc



Hình 2.26 : Xe chở hàng nặng

Tính toán lực kéo của ôtô, máy kéo nhằm xác định chế độ làm việc tối ưu, tùy theo điều kiện đường sá, để phát huy công suất và năng suất tối đa của chúng. Như ở chương 1 đã trình bày, để xe có thể di chuyển được, cần thỏa mãn hai điều kiện : 1- Lực kéo của động cơ khi di chuyển với tốc độ không đổi phải đủ thăng tổng lực cản di chuyển W ; 2- Lực bám của bánh xe (bánh xích) chủ động P_b phải lớn hơn lực kéo do động cơ sinh ra P .

Đối với ôtô - somi-romooc (hình 2.27a) lực kéo của động cơ:

$$P \geq W = (G_T + Q_1)(f \pm i) + (G_r + Q_2)(f \pm i) \quad (2.1)$$

còn lực bám:

$$P_b = (G_{T1} + Q_1)\phi \geq P \quad (2.2)$$

Đối với đầu kéo somi-romooc (hình 2.18b) :

$$P \geq G_T(f \pm i) + (nG_r + Q)(f \pm i) \quad (2.3)$$

$$P_b = G_t\phi \geq P \quad (2.4)$$

Trong đó :

G_T, Q, G_r - ứng với trọng lượng của đầu kéo, hàng, romooc ;

Q_1, Q_2 - trọng lượng hàng đè lên romooc hay somi-romooc ;

G_{T1} - tải trọng lên cầu chủ động ;

f - hệ số cản lăn của đầu kéo, romooc ;

i - độ dốc của đường ;

ϕ - hệ số bám của xe máy với mặt đường ;

n - số lượng romooc.

Trong tính toán trên đã bỏ qua lực cản gió W_∞ và lực cản quán tính W_j (§1.5).

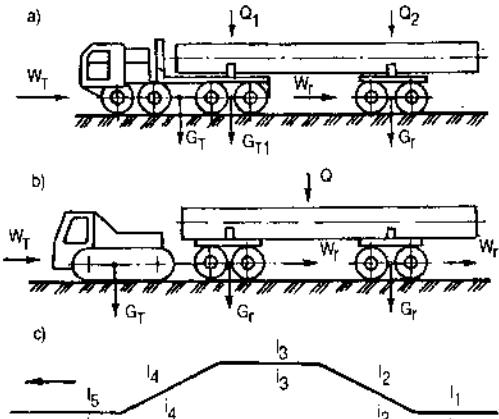
Ứng với từng tay số sẽ có tác dụng kéo khác nhau. Lực kéo lớn ứng với tốc độ nhỏ và ngược lại. Sử dụng mối quan hệ này chúng ta sẽ xác định tốc độ phù hợp với điều kiện đường sá để tăng năng suất vận chuyển.

Tốc độ xe chạy trên từng đoạn p+7Xđường khi sử dụng hết công suất động cơ

$$V_{imax} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \frac{N \cdot \eta}{W}, \quad (2.5)$$

Trong đó :

N - công suất đầu kéo (máy kéo), kW ;



Hình 2.27 : Sơ đồ tính toán lực kéo của phương tiện vận tải
a) Đầu kéo somi-romooc ; b) Đầu kéo

η - hiệu suất của bộ truyền động ;
W - tổng lực cản của xe, N.

Theo đặc tính của đầu kéo hay máy kéo sẽ chọn tay số và tốc độ có thể chạy trên từng đoạn đường trên cả tuyến. Cần chọn tốc độ tối đa có thể và tận dụng hết công suất động cơ. Tốc độ vận chuyển thực tế thường nhỏ hơn tốc độ tối đa có thể không những vì điều kiện đường sá mà còn cần đảm bảo an toàn giao thông. Vì vậy khi xuống dốc phải chạy số thấp. Hơn nữa, nếu xe chạy với tốc độ tối đa sẽ làm cho các bộ phận của xe phải làm việc nặng nhọc và tổn hao nhiên liệu. Tốc độ thực tế của xe thường chọn bằng 60 - 70% tốc độ tối đa có thể.

Năng suất kĩ thuật của xe biểu hiện bằng t/km.h. Ngoài ra còn phải tính đến các yếu tố khác như khả năng tận dụng tải trọng, đầu xe, khoảng cách vận chuyển trung bình, khả năng tận dụng hành trình, tốc độ trung bình, các yếu tố công nghệ và tổ chức vận chuyển.

§2.4. MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

Máy vận chuyển liên tục thường dùng để vận chuyển vật liệu rời, vật liệu có kích thước nhỏ, trung bình hoặc ở dạng khối ; kể cả vật liệu dẻo như bêtông, vữa. Máy vận chuyển liên tục có thể chia ra thành nhiều loại như băng tải, gầu tải, vít tải, xích tải tấm, băng gạt, máy vận chuyển nhờ rung động.

1. Băng tải

Băng tải được sử dụng rộng rãi để vận chuyển liên tục vật liệu theo phương ngang hoặc nghiêng. Chúng cho năng suất cao (tối đa vài nghìn t/h) và có thể vận chuyển đi xa tới hàng cây số. Trong xây dựng thường dùng loại băng tải di động và băng tải cố định.

Băng tải di động vận chuyển vật liệu ở cự li 10 - 15m và dỡ vật liệu ở độ cao 2-4m.

Băng tải cố định có khung bệ làm thành từng đoạn 2 - 3m lắp ráp với nhau. Băng tải này thường dài 50 - 100m và có thể tăng giảm chiều dài bằng cách thêm, bớt các đoạn khung theo tính toán. Tại nhà máy xi măng Nghi Sơn người ta đã sử dụng băng tải đá dài tới 10.000m. Băng tải còn được sử dụng như một cơ cấu vận chuyển của máy đào nhiều gầu, máy rải bêtông...

Băng tải (hình 2.28) gồm băng 4 tựa trên các con lăn đỡ 5 ở nhánh có tải và 8 ở nhánh không tải, vòng qua tang dẫn động 6 và tăng căng 2. Chuyển động của băng truyền từ tang dẫn qua băng nhờ lực ma sát. Trục tang dẫn động nối với động cơ 10 qua hộp giảm tốc 9. Tăng lực kéo băng cách lắp thêm tang 7 cạnh tang dẫn làm tăng góc ôm α . Để tránh băng bị chùng và tăng lực kéo dùng bộ căng băng kiểu vít hay đồi trọng 1.

Băng vừa là bộ phận mang vật liệu vừa là bộ phận kéo. Hay dùng nhất là loại băng vải cao su hay dệt băng sợi tổng hợp. Lớp vải bền là loại chuyên dùng làm đai. Lớp cao su phía dày hơn phía dưới vì chịu mài mòn nhiều hơn. Số lớp và chiều rộng băng là những số liệu đã được tiêu chuẩn hóa $B = 0,4 \div 1,6m$.

Băng được chọn theo lực kéo lớn nhất S_{max} . Tải trọng kéo do các lớp vải chịu, do đó tải trọng càng lớn thì phải chọn băng có lớp vải càng nhiều. Số lớp vải được xác định theo công thức :

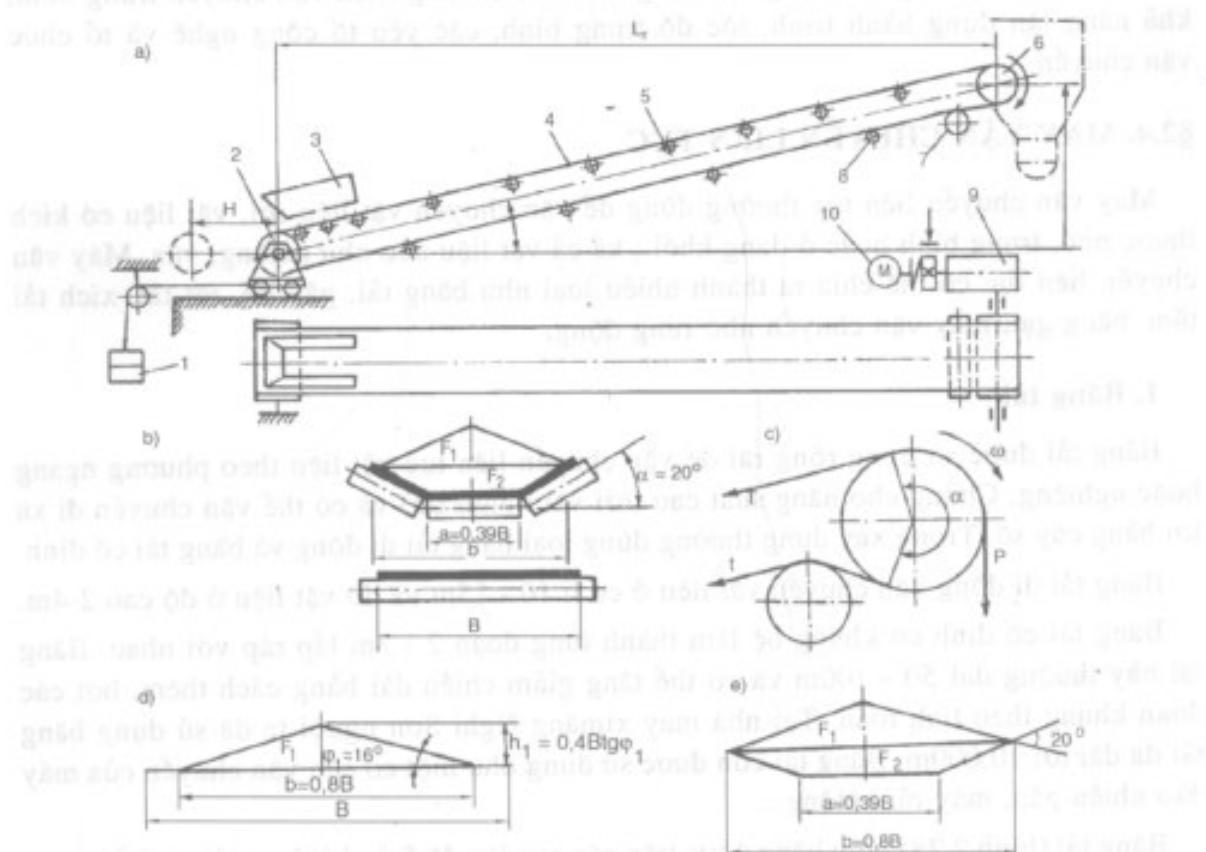
$$i = \frac{S_{max}}{B \cdot K} \quad (2.6)$$

Trong đó :

B - chiều rộng băng, m ;

K - tải trọng phá hỏng cho phép của một lớp vải có chiều rộng 1m, N ;

S_{max} - lực kéo băng lớn nhất ở nhánh cuộn vào tang dẫn động.



Hình 2.28 : Băng tải

- a) Sơ đồ kết cấu ; b) Con lăn đỡ ; c) Sơ đồ lực ở tang dẫn động ; d) Diện tích mặt cắt vật liệu trên băng phẳng ; e) Diện tích mặt cắt vật liệu trên băng lòng máng.

Đối với băng tải thường $K = 460 \div 550$ daN. Người ta còn dùng băng tải chuyên dùng có thể tăng tải trọng phá hỏng băng lên hai lần. Con lăn ở nhánh có tải có thể dùng loại con lăn thẳng hoặc con lăn đỡ hình lòng máng, còn ở nhánh không tải thường dùng loại con lăn đỡ thẳng (hình 2.19b). Nhánh có tải thường dùng loại lòng máng vì chưa được nhiều vật liệu làm tăng năng suất của băng tải. Con lăn đỡ hình lòng máng thường

là tổ hợp của hai hoặc ba con lăn đỡ thẳng. Đối với băng tải dùng loại băng bình thường (mặt nhẵn), góc nghiêng tải vận chuyển vật liệu rời không quá $18 - 20^\circ$, vận chuyển gạch không quá $25 - 30^\circ$. Để tăng độ nghiêng vận chuyển của băng tải đến 60° , băng tải di động không có con lăn đỡ ở nhánh không tải, có thể dùng băng chuyển dùng có gờ.

Khi lắp ráp băng tải, cần phải nối hai đầu băng với nhau bằng cách dán hai đầu lại băng nhựa cao su, ép lại rồi đốt nóng, nối băng khớp thép, vòng thép chuyên dùng và các vòng thép nối với nhau bằng cáp thép (hình 2.29).

Từ hình 2.29c ta thấy lực kéo của tang dẫn P xác định theo công thức :

$$P = T - t \quad (2.7)$$

Trong đó :

T - lực căng băng trên nhánh cuộn, daN ;
 t - lực căng băng trên nhánh nhỏ, daN.

Trong băng tải, lực dẫn động được truyền từ tang dẫn qua băng nhờ ma sát. Vì vậy để băng khỏi bị trượt trên tang dẫn phải đảm bảo theo yêu cầu của công thức Ole :

$$T = t \cdot e^{f\alpha} \quad (2.8)$$

Trong đó :

f - hệ số ma sát giữa băng và tang dẫn ;

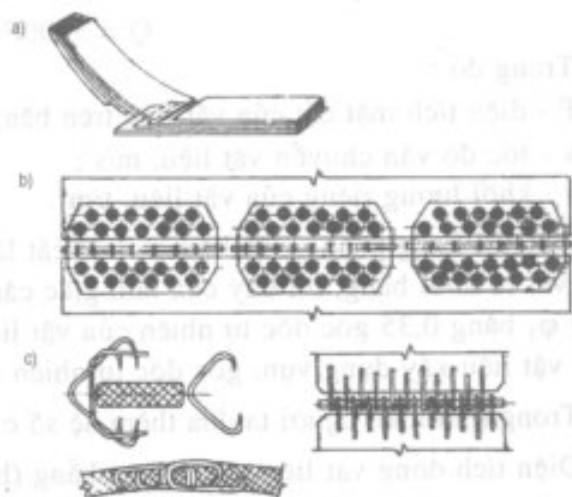
α - góc ôm của băng trên tang.

Từ đó suy ra :

$$P = T \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right) \quad (2.9)$$

Từ công thức (2.9) ta thấy lực P có thể truyền từ tang qua băng tỉ lệ thuận với hệ số ma sát giữa băng và tang dẫn f , với góc ôm của băng trên tang α , với lực căng của băng trên nhánh cuộn.

Để đảm bảo cho băng tải làm việc bình thường cần phải : thường xuyên theo dõi, kiểm tra các con lăn đỡ băng và định kì tra dầu mỡ các ổ của con lăn đỡ, kịp thời thay các con lăn hỏng. Thường xuyên điều chỉnh cho băng chuyển động đúng hướng, theo dõi, kiểm tra trạm căng băng, phễu nạp liệu, đỡ liệu và các thiết bị làm sạch băng.



Hình 2.29 : Các phương pháp nối đầu băng

a) Dán ; b) Nối băng khớp bản lề ;

c) Nối băng các vòng thép.

Cấm không được : cọ rửa, sửa chữa băng tải khi băng đang làm việc, mở máy mà không có tín hiệu báo trước.

Năng suất của băng tải xác định theo công thức :

$$Q = 3600F.v.\gamma, \text{ t/h} \quad (2.10)$$

Trong đó :

F - diện tích mặt cắt của vật liệu trên băng, m^2 ;

v - tốc độ vận chuyển vật liệu, m/s ;

γ - khối lượng riêng của vật liệu, t/m^3 .

Đối với băng phẳng, vật liệu có mặt cắt là hình tam giác cân. Để vật liệu không bị rơi vãi ra khỏi băng, thì đáy của tam giác cân bằng 0,8 chiều rộng của băng B và góc đáy φ_1 bằng $0,35$ góc dốc tự nhiên của vật liệu ở trạng thái tĩnh φ_0 . Để tính gần đúng với vật liệu xây dựng vụn, góc dốc tự nhiên $\varphi_0 \approx 45^\circ$ và khi đó $\varphi_1 \approx 16^\circ$.

Trong tính toán người ta đưa thêm hệ số c phụ thuộc vào góc nghiêng của băng tải.

Diện tích dòng vật liệu trên băng phẳng (hình 2.19d) :

$$F_1 = \frac{b \cdot h_1}{2} \cdot c = \frac{0,8B \cdot 0,4B \cdot \operatorname{tg}\varphi_1}{2} \cdot c = 0,045B^2 \cdot c \quad (2.11)$$

Đối với băng lồng máng (hình 2.19) diện tích mặt cắt dòng vật liệu bằng tổng diện tích hình thang F_2 và tam giác F_1 . Khi tính diện tích F_2 ta lấy góc nghiêng của con lăn theo tiêu chuẩn 20° , chiều dài con lăn dưới $a \approx 0,39B$.

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{b+a}{2} \cdot h_2 = \frac{b+a}{2} \cdot \frac{b-a}{2} \operatorname{tg}20^\circ = \frac{b^2 - a^2}{2} \operatorname{tg}20^\circ \\ F_2 &= \frac{0,8^2 B^2 - 0,39^2 B^2}{4} \operatorname{tg}20^\circ = 0,45B^2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Do đó công thức tính năng suất của băng tải lồng máng là :

$$Q = 3,6(F_1 + F_2) \cdot v \cdot \gamma = 0,16 \cdot B^2 \cdot v \cdot \gamma(c+1), \text{ t/h} \quad (2.13)$$

Hệ số c tính theo góc nghiêng β của băng tải như sau :

$$\beta = 0 \div 10^\circ, c = 1$$

$$\beta = 10 \div 15^\circ, c = 0,95; \beta = 15 \div 20^\circ, c = 0,9; \beta > 20^\circ, c = 0,85$$

Từ công thức (2.13) có thể xác định được chiều rộng băng B , m khi cho trước năng suất Q , t/h. Theo kinh nghiệm chiều rộng băng tương ứng với kích thước của vật liệu :

- Với vật liệu chưa gia công: $B \geq 2D_p + 0,2\text{m}$;
- Vật liệu có chọn lọc : $B \geq 3,3D_c + 0,2\text{m}$.

Trong đó :

D_p - kích thước cục vật liệu lớn nhất, m ;

D_c - kích thước cục vật liệu trung bình, m.

Trong xây dựng thường sử dụng băng tải có năng suất 60 - 140 t/h với chiều rộng băng là 0,4 - 0,5m và vận tốc là 1 - 16 m/s.

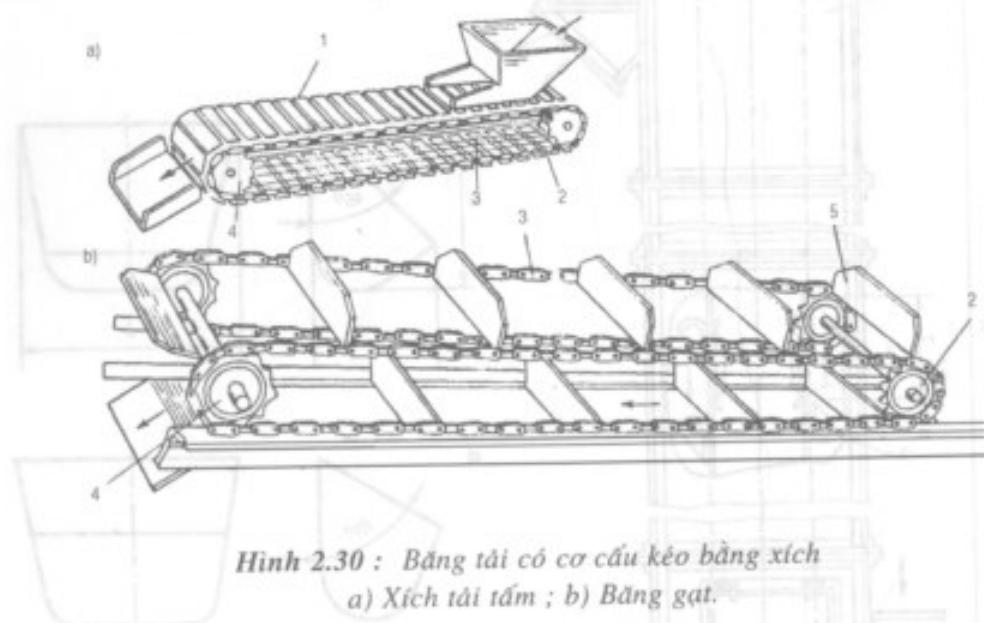
Đối với vật liệu thể khối, năng suất được tính theo công thức :

$$Q = \frac{3600 \cdot v}{l}, \text{ chiếc/h}$$

Trong đó : l - khoảng cách giữa các khối, m.

2. Xích tải tấm

Khi cần vận chuyển vật liệu có cạnh sắc, thí dụ khi chuyển đá cục lớn vào máy nghiền thường dùng xích tải tấm (hình 2.30a). Loại này có xích 3, bánh xích dẫn động 4 và xích kéo 2. Trên xích kéo lấp các tấm kim loại 1 phủ mép lên nhau để vật liệu không bị rơi. Xích tải tấm còn để vận chuyển chi tiết, sản phẩm, vật liệu nóng ở các nhà máy kết cấu xây dựng.



Hình 2.30 : Băng tải có cơ cấu kéo bằng xích
a) Xích tải tấm ; b) Băng gạt.

3. Băng gạt

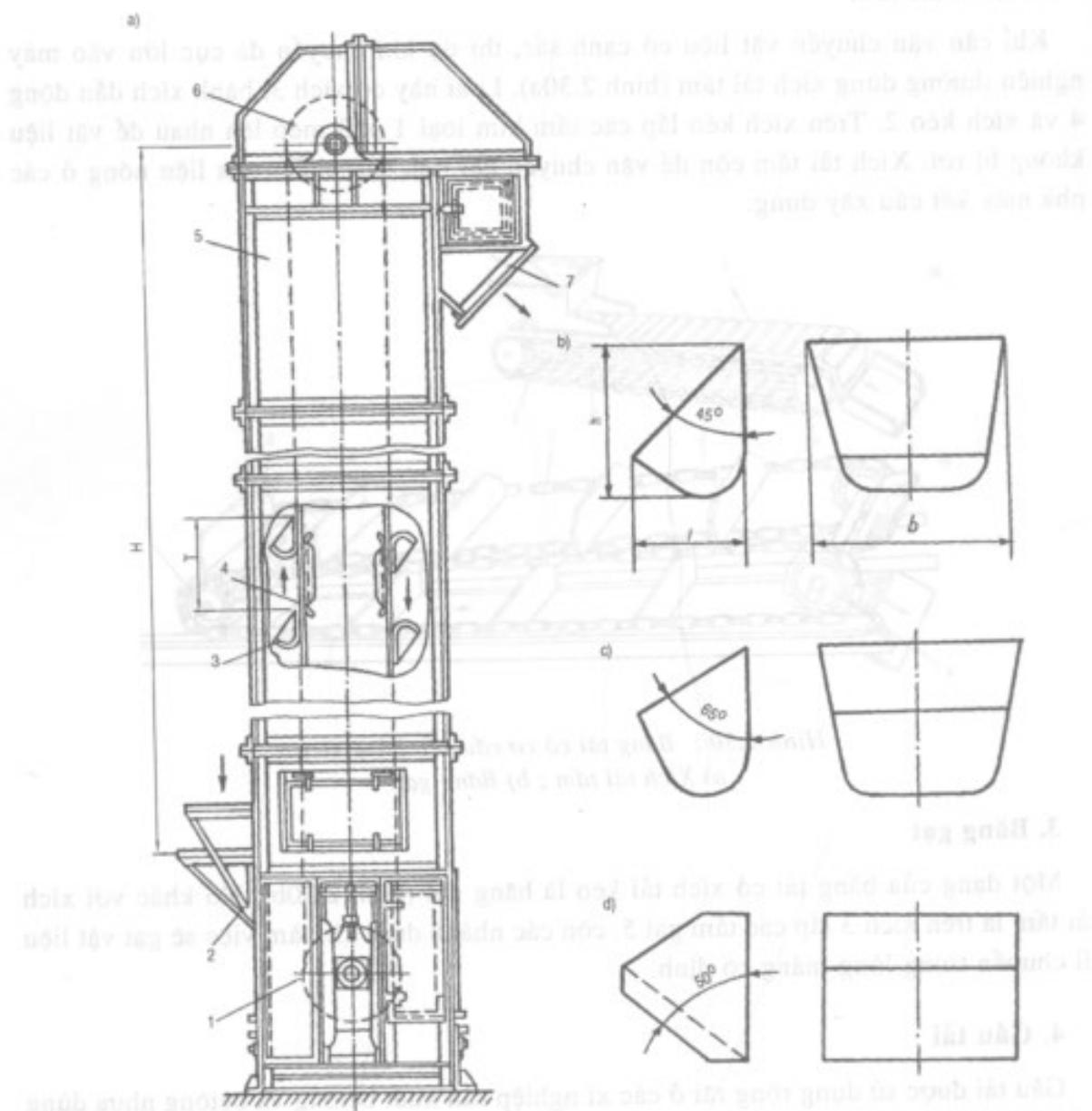
Một dạng của băng tải có xích tải kéo là băng gạt (hình 2.30b). Nó khác với xích tải tấm là trên xích 3 lấp các tấm gạt 5, còn các nhánh dưới khi làm việc sẽ gạt vật liệu di chuyển trong lòng máng cố định.

4. Gầu tải

Gầu tải được sử dụng rộng rãi ở các xí nghiệp sản xuất bêtông và bêtông nhựa dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời như ximăng, cát, đá, sỏi... Vật liệu chứa trong gầu vận chuyển theo phương thẳng đứng hay phương nghiêng một góc không nhỏ hơn 60° so với phương ngang. Gầu tải (hình 2.31) gồm tăng hoặc đĩa xích dẫn động 6 và đĩa

kéo căng 1, bộ phận kéo thường là hai dải xích, trên có gắn gầu 3 với bước gầu T. Bộ phận kéo và gầu được đặt trong vỏ che bằng kim loại 5. Chất tải vật liệu qua cửa nạp 2, còn xả qua cửa ra vật liệu 7.

Gầu tải có tốc độ cao 1,25 - 2,0 m/s thường để vận chuyển vật liệu ở dạng bột và cục nhỏ, còn tốc độ thấp 0,4 - 1,0 m/s khi vận chuyển vật liệu ở dạng cục lớn. Hình dáng gầu cũng tùy thuộc vào loại vật liệu vận chuyển và được lắp trên cơ cấu kéo với bước gầu từ 300 đến 600mm.



Hình 2.31 : Gầu tải

a) Sơ đồ cấu tạo ; b) Gầu nón đáy tròn cho vật liệu rời kẽm linh động; c) Gầu sâu đáy tròn cho vật liệu linh động ; d) Gầu đáy nhọn cho vật liệu dạng cục.

Gầu tải có ưu điểm là kích thước nhỏ gọn, có thể nâng vật liệu lên độ cao tương đối lớn (đến 50m). Năng suất các loại gầu tải nằm trong khoảng rộng (từ 5 đến 140 m³/h). Nhược điểm của gầu tải là chịu quá tải rất kém, cần phải nạp liệu đều trong quá trình làm việc. Năng suất của gầu tải được tính theo công thức :

$$Q = 3,6 \frac{q}{T} v \cdot \gamma \cdot k, \text{ t/h} \quad (2.14)$$

Trong đó :

q - dung tích gầu, m³ ;

T - bước gầu, m ;

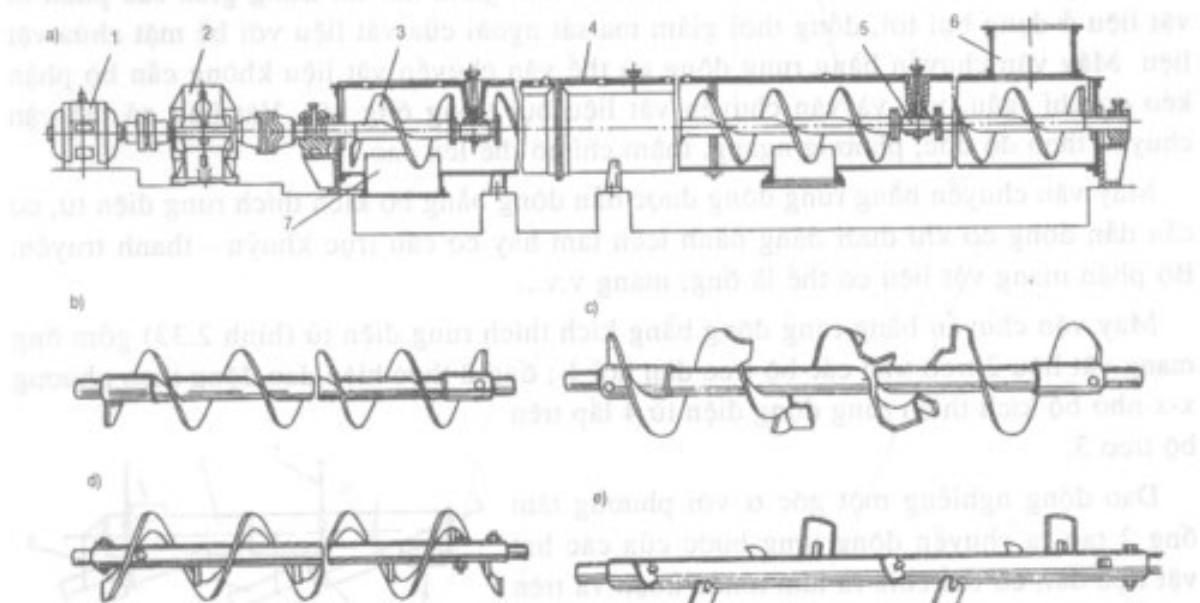
v - tốc độ vận chuyển vật liệu, m/s ;

γ - khối lượng riêng của vật liệu, kg/m³ ;

k - hệ số dây gầu ; k = 0,6 ÷ 0,85.

5. Vít tải

Vít tải dùng để vận chuyển vật liệu rời, tơi, xốp, dẻo như ximăng, cát, bột... theo phương ngang hay nghiêng (tới 20°) với cự li vận chuyển tới 30 - 40m và có năng suất đến 20 - 40 m³/h. Vít tải (hình 2.32a) gồm vỏ thép 4, trục dẫn động có gắn vít vận chuyển 3, các ổ đỡ 5, phễu nạp 6 và cửa dỡ liệu 7. Trục vít quay nhờ động cơ điện 1 qua hộp giảm tốc 2. Khi quay vít, vật liệu không quay theo chiều quay của vít mà bị cuốn theo và do đó có chuyển động tương đối giữa vật liệu và vít tải. Khối vật liệu coi như ở vị trí đai ốc. Nhờ ma sát và trọng lượng vật liệu, theo chiều quay của vít vật liệu được chuyển theo đường ống từ cửa nạp tới cửa xả.



Hình 2.32 : Vít tải

a) Cấu tạo chung ; b) Vít liền vận chuyển vật liệu rời ; c) Vít không liên tục và vít cánh vận chuyển vật liệu đậm ; d) Vít có mặt bằng thép dài vận chuyển vật liệu cực nhỏ.

Vít tải có ưu điểm là kết cấu đơn giản, kích thước nhỏ gọn, vật liệu được che kín nên không thất thoát và gây ô nhiễm môi trường. Tùy theo tính chất và kích thước của vật liệu mà sử dụng các loại cánh vít có hình dáng khác nhau.

Năng suất của vít tải được xác định theo công thức :

$$Q = 3600 F.v, \text{ m}^3/\text{h}$$

Trong đó : v - vận tốc chuyển vật liệu, m/s

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \psi \cdot c ; v = \frac{S \cdot n}{60}$$

Trong đó :

D - đường kính vít, m ;

S - bước vít, m ;

n - số vòng quay của vít, vg/ph ;

ψ - hệ số làm đầy thường lấy không lớn hơn 0,15 - 0,4 để tránh vật liệu lấp kín vào các ổ đỡ ;

c - hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nghiêng β của đường vận chuyển:

β	0	5	10	15	20
c	1,0	0,9	0,8	0,7	0,65

6. Máy vận chuyển bằng rung động

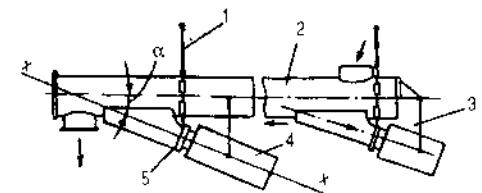
Máy vận chuyển bằng rung động làm việc trên nguyên tắc khi truyền cho vật liệu dao động với tần số và biên độ nhất định sẽ làm giảm ma sát trong giữa các phần tử vật liệu ở dạng bụi rơi, đồng thời giảm ma sát ngoài của vật liệu với bề mặt chứa vật liệu. Máy vận chuyển bằng rung động có thể vận chuyển vật liệu không cần bộ phận kéo cơ khí (gầu, vít) và vận chuyển vật liệu bụi trong ống kín. Vật liệu có thể vận chuyển theo độ dốc, phương ngang, thậm chí có thể lên cao.

Máy vận chuyển bằng rung động được dẫn động bằng bộ kích thích rung điện từ, cơ cấu dẫn động cơ khí dưới dạng bánh lêch tâm hay cơ cấu trực khuỷu - thanh truyền. Bộ phận mang vật liệu có thể là ống, máng v.v...

Máy vận chuyển bằng rung động bằng kích thích rung điện từ (hình 2.33) gồm ống mang vật liệu 2 treo trên các bộ treo đàn hồi 1 ; ống 2 thực hiện dao động theo phương x-x nhờ bộ kích thích rung động điện từ 4 lắp trên bộ treo 3.

Đao động nghiêng một góc α với phương tâm ống 2 tạo ra chuyển động từng bước của các hạt vật liệu dài, có thể chia ra làm nhiều đoạn và trên mỗi đoạn đều có bộ kích thích rung điện từ.

Bộ kích thích rung điện từ gồm đế gắn cứng vào ống mang vật liệu và lõi với cuộn cảm 5. Giữa đế



Hình 2.33 : Máy vận chuyển bằng rung động với bộ kích thích rung điện từ

và lõi đặt lò xo để đảm bảo tần số dao động riêng của bộ phận mang vật liệu bằng tần số dao động cường bức của trọng lượng lõi tức máy làm việc ở chế độ cộng hưởng. Khi đó biên độ dao động của ống mang vật liệu làm tăng bước chuyển động của vật liệu trong ống, dẫn đến năng suất của máy tăng.

Loại dẫn động cơ khí vận chuyển lên cao (hình 2.34), khi ống máng dao động với tần số cao hay trung bình, mỗi lần dao động máng từ vị trí I sang vị trí II và rồi lại trở về vị trí I. Khi thực hiện mỗi dao động, hạt vật liệu từ điểm A cùng với máng chuyển tới điểm B và khi máng trở về vị trí ban đầu nó sẽ ở điểm C, nằm cao hơn điểm A và thực hiện dao động nhảy trong máng hay trong ống. Trong xây dựng các loại máy vận chuyển bằng rung thường dùng để vận chuyển đều dòng vật liệu đi một khoảng cách không xa, thí dụ khi định lượng vật liệu hoặc chất tải cho băng truyền.

Năng suất của máy vận chuyển bằng rung động được xác định theo công thức:

$$Q = 3600 \cdot F \cdot v, \text{ m}^3/\text{h}$$

Trong đó : v - vận tốc vận chuyển vật liệu, m/s

$$v = \frac{0,5g}{\Theta} \operatorname{ctg}\alpha$$

Trong đó :

m - tần số của dao động cuồng bức, Hz ;

α - góc nghiêng vật liệu, độ ;

g - giá trị tốc độ tự do, m/s².

Nếu ta lấy hệ số nạp liệu ống là 0,25, tần số dao động cường bức $\omega = 50l/s$ và $\alpha = 20^\circ$ (tức $v = 0,27 \text{ m/s}$) thì năng suất là :

$$Q = 3,6F.v.\gamma = 3,6 \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,25 \cdot 0,27 \cdot \gamma = 0,2D^2\gamma \quad t/h$$

Trong đó :

D - đường kính ống mang vật liệu, m;

E - diện tích tiết diện dòng vật liệu vận chuyển bằng $0,25\pi D^2/4$, m²;

γ - khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 .

82.5 MÁY VÂN CHUYỂN BẰNG KHÔNG KHÍ NÉN

Máy vận chuyển bằng không khí nén dùng để vận chuyển vật liệu rời trong ống kính nhờ năng lượng của luồng không khí chuyển động với tốc độ cao (không khí nén đầy hoặc hút), thí dụ như ximăng, cát, thạch cao...

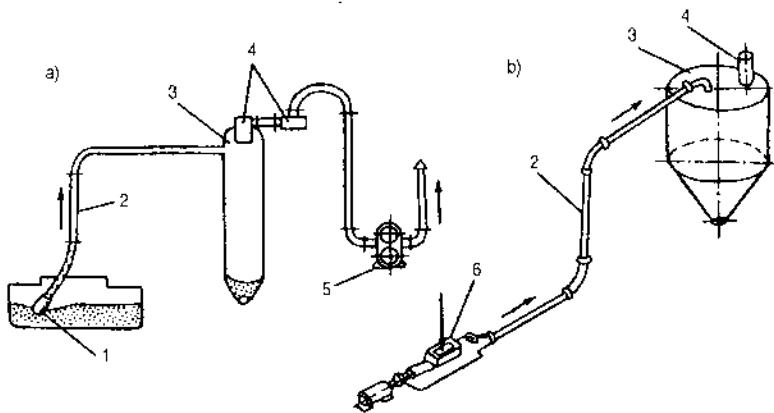
Máy vận chuyển bằng khí nén, cho phép tăng năng suất lao động, không làm ô nhiễm môi trường, có thể cơ giới hóa toàn bộ khâu nạp và dỡ liệu ; chúng có kích thước nhỏ gọn và ống có thể uốn cong với bán kính nhỏ nên máy có thể sử dụng ở nơi có địa hình chật hẹp.

Nhược điểm của máy vận chuyển bằng khí nén là tiêu tốn nhiều năng lượng ($1 - 5 \text{ kW.h/t}$), các chi tiết mòn nhanh khi vận chuyển vật liệu có tính mài mòn cao.

1. Hệ thống hút và hệ thống máy nén khí

Trong xây dựng thường dùng hai loại hệ thống vận chuyển bằng khí nén : hệ thống hút và hệ thống máy nén. Trong hệ thống hút, vật liệu được đưa vào và vận chuyển trong ống nhờ sự áp của không khí trong ống. Trong hệ thống máy nén, vật liệu được đưa vào và vận chuyển trong ống nhờ sự tăng áp bơm bằng máy nén khí.

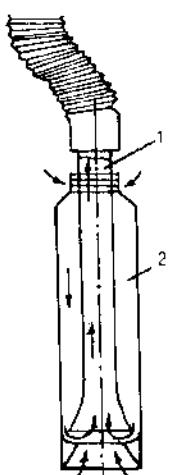
Trong hệ thống hút (hình 3.35a), vật liệu qua ống hút 1 vào ống vận chuyển vật liệu 2. Tại nơi dỡ liệu, vật liệu được chuyển vào bunker 3. Ở đây đường kính ống tăng, vận tốc luồng khí giảm đột ngột và vật liệu rơi xuống, không khí chuyển qua lưới lọc 4, sau khi được làm sạch, không khí qua bơm hút 5 theo ống đi ra ngoài. Trong hệ thống máy nén (hình 2.35b), vật liệu từ bơm khí nén kiểu vít 6 được đưa qua ống vận chuyển 2 vào bunker 3 còn không khí qua lưới lọc 4 ra ngoài.



Hình 2.35 : Sơ đồ vận chuyển bằng khí nén
a) Hệ thống hút ; b) Hệ thống máy nén khí.

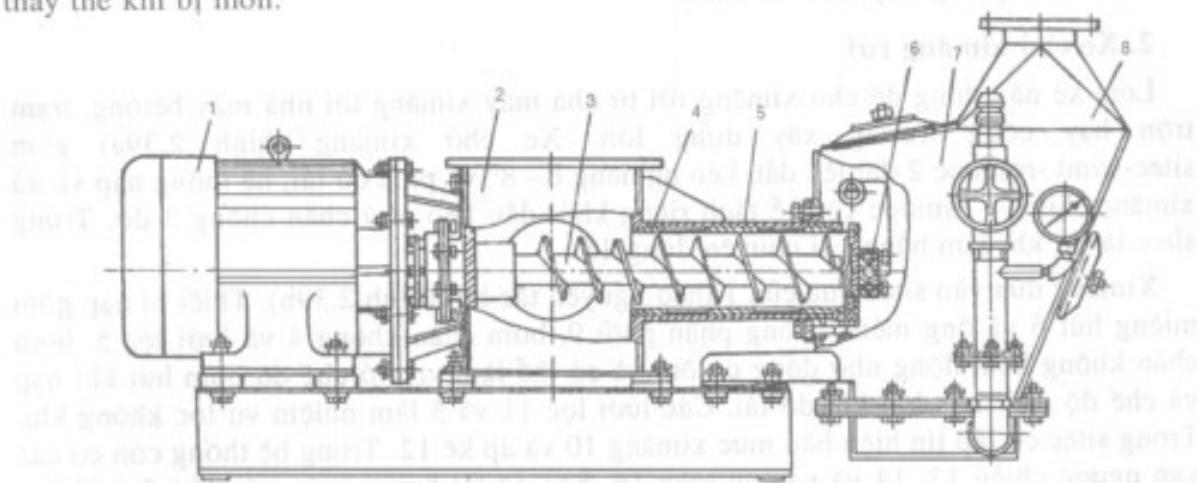
Ống hút của hệ thống hút (hình 2.36) gồm ống 1 và vỏ 2. Ống hút này được nối với ống vận chuyển bằng ống mềm. Vật liệu bắt đầu nạp vào ống hút nhờ áp suất trong ống giảm, sau đó trên đường đi trong ống hút, vật liệu gặp luồng khí thêm từ ngoài vào và đi theo ống vận chuyển ở trạng thái treo.

Máy bơm khí nén kiểu vít có kết cấu như hình 2.37 gồm xilanh 5, vít 3 có bước vít thay đổi, dẫn động quay nhờ động cơ 1 và buồng trộn 7. Vật liệu từ bunker qua phễu 2 vào buồng trộn 7 nhờ vít quay 3. Do bước vít giảm dần theo chiều vận chuyển vật liệu để lèn chặt vật liệu ở đoạn cuối không cho khí nén từ buồng trộn 7 qua vít vào bunker. Mức độ lèn chặt vật liệu được điều chỉnh bằng van 6. Không khí nén từ máy nén khí được đưa theo ống



Hình 2.36 : Ống hút

dẫn vào buồng trộn. Vật liệu trộn với dòng khí đi tới ống vận chuyển 8. Nhược điểm của máy bơm kiểu vít là vít và vỏ bị mòn nhanh. Vì vậy dùng ống lót xilanh 4 có thể thay thế khi bị mòn.

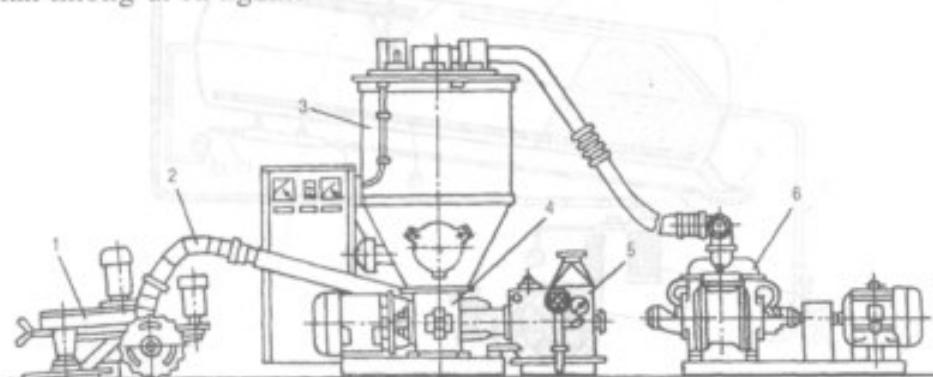


Hình 2.37 : Bơm nén khí kiểu vít

Hệ thống hút và hệ thống máy nén khí khác nhau ở chỗ hệ thống hút cho phép vận chuyển vật liệu từ nhiều nơi đến một nơi, còn hệ thống máy nén khí thì vật liệu từ một nơi đến nhiều nơi. Sự giảm áp trong hệ thống hút không vượt quá $0,5 \text{ daN/cm}^2$ vì nếu áp suất giảm nhiều thì làm giảm khả năng dịch chuyển của dòng không khí. Vì vậy hệ thống hút chỉ có thể vận chuyển vật liệu trên cự li ngắn.

Sự chênh lệch trong hệ thống máy nén có thể lên tới 6 daN/cm^2 và vì vậy chiều dài vận chuyển có thể đến 2km.

Máy dỡ tải kiểu hút (Hình 2.38) gồm bộ phận hút 1, ống mềm vận chuyển ximăng 2, buồng lảng 3, bơm chân không 6. Thiết bị hút đặt vào toa chứa vật liệu. Nó lắp trên xe con có đĩa làm rơi ximăng và ống hút. Ximăng theo ống dẫn tới buồng tách 3, ở đây nó tách khỏi không khí. Buồng tách làm kín có dạng hình phễu. Ống dẫn vào buồng tách theo hướng tiếp tuyến do đó ximăng đập vào thành buồng, mất tốc độ và rơi xuống dưới để xả vật liệu vào bunker. Sau khi giải phóng ximăng, không khí được lọc sạch rồi tới bơm chân không đi ra ngoài.



Hình 2.38 : Máy dỡ tải kiểu hút

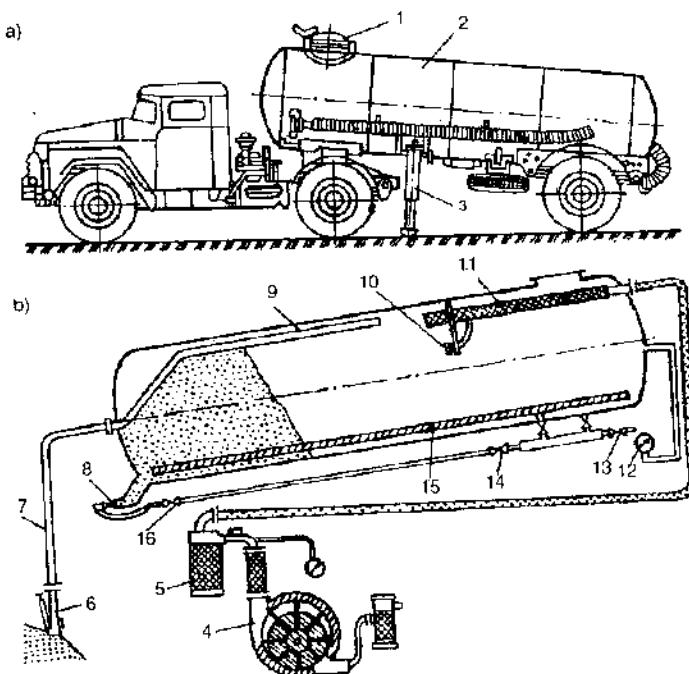
Máy dỡ tải kiểu hút - đẩy thì được lắp thêm bơm nén khí kiểu vít 4 và buồng trộn 5 (hình 2.38). Không khí nén từ máy nén khi đưa vào buồng trộn hòa trộn với ximăng rồi theo đường ống đẩy lên silô chứa.

2. Xe chở ximăng rời

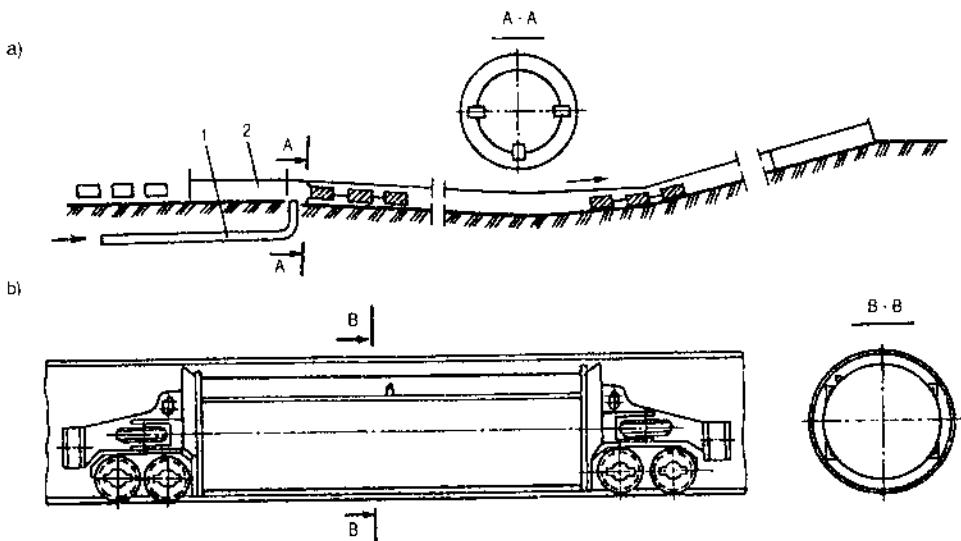
Loại xe này dùng để chở ximăng rời từ nhà máy ximăng tới nhà máy bêtông, trạm trộn hay công trường xây dựng lớn. Xe chở ximăng (hình 2.39a) gồm sitec-somi -romooc 2 đặt lên đầu kéo nghiêng 6 - 8° về phía dỡ tải, hệ thống nạp và xả ximăng. Sitec - romooc có thể tách riêng khỏi đầu kéo nhờ chân chống 3 đỡ. Trong sitec là túi khí làm bằng vải chuyên dùng 15.

Ximăng đưa vào sitec qua cửa 1 theo nguyên tắc hút (hình 2.39b). Thiết bị nạp gồm miệng hút 6 và ống mềm 7, ống phân phổi 9, bơm chân không 4 và lưới lọc 5. bơm chân không hoạt động nhờ động cơ ôtô và có thể làm việc ở chế độ bơm hút khí nạp và chế độ máy nén khí khi dỡ tải. Các lưới lọc 11 và 5 làm nhiệm vụ lọc không khí. Trong sitec có lắp tín hiệu báo mức ximăng 10 và áp kế 12. Trong hệ thống còn có các van ngược chiều 13, 14 và van an toàn 16. Khi dỡ tải bơm - máy nén khí đưa không khí nén vào sitec qua túi khí 15. Khi đạt tới áp lực làm việc 0,15 - 0,20MPa sẽ mở van dỡ tải 8 ; lúc này ximăng được bão hòa không khí có tính linh động cao được đẩy lên silô chứa ximăng, lên cao tới 25m. Tải trọng của các xe chở ximăng là 3, 5, 8, 13 và 22t.

Đường ống vận chuyển côngtenơ (hình 2.40) có đường kính 0,8 - 1,6m và chiều dài tới vài km. Trong ống người ta bố trí các côngtenơ có các con lăn tì lên thành ống. Để làm kín giữa các đoạn ống là các vòng đệm. Dưới tác động của dòng khí các côngtenơ có thể chạy trong ống với tốc độ 30 km/h và tải trọng mỗi côngtenơ 2 - 3t.



Hình 2.39 : Xe chở ximăng rời



Hình 2.40 : Sơ đồ đường ống vận chuyển côngteno

§2.6. MÁY XẾP DỠ

Trong xây dựng máy xếp dỡ dùng để bốc dỡ vật liệu ở dạng khối hay dạng rời và dỡ hàng từ phương tiện vận chuyển, chuyển và đặt trong phạm vi công trường. Chúng cũng là máy nâng - chuyển bánh lốp hay bánh xích.

Các loại máy xếp dỡ cũng được chia ra làm loại hoạt động theo chu kỳ và hoạt động liên tục. Loại hoạt động theo chu kỳ có tính vạn năng hơn và có thể sử dụng trong các điều kiện khác nhau khi thay đổi các thiết bị làm việc thay thế. Loại hoạt động liên tục được sử dụng khi cần bốc, vận chuyển và xếp dỡ khối lượng vật liệu lớn hoặc khi quá trình làm việc cần phải liên tục nên ít được sử dụng.

Máy xếp dỡ thường dùng 2 loại chủ yếu : xe nâng hàng và máy xúc lật một gầu.

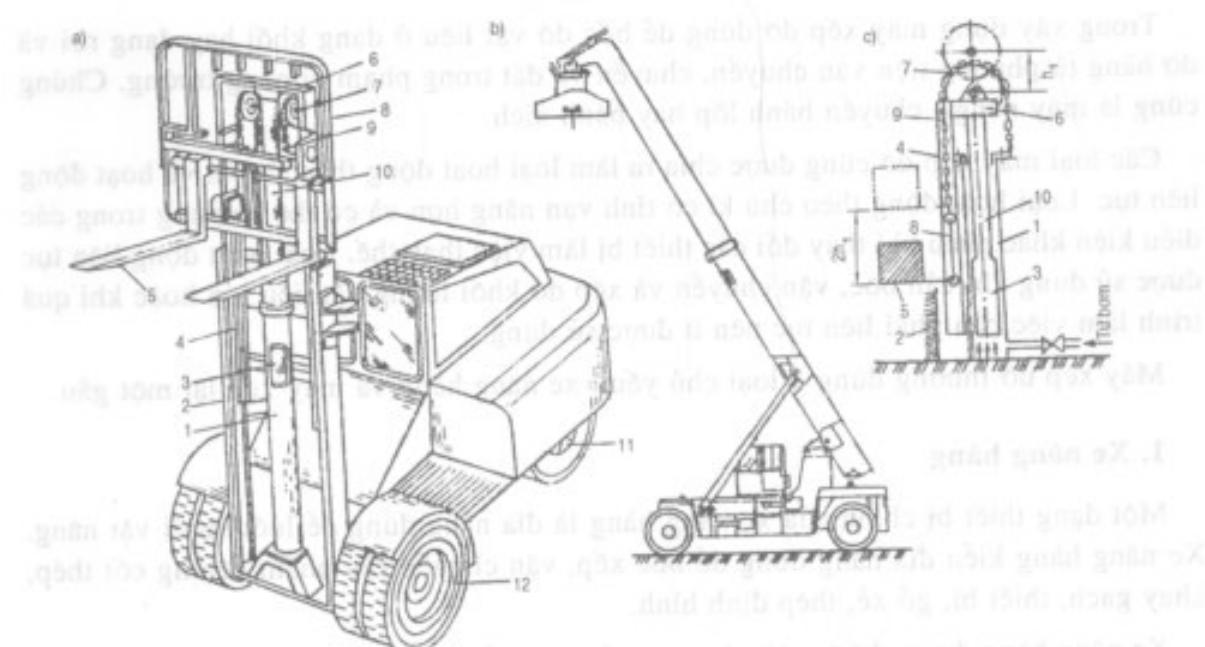
1. Xe nâng hàng

Một dạng thiết bị chính của xe nâng hàng là đĩa nâng dùng để luồn dưới vật nâng. Xe nâng hàng kiểu đĩa nâng dùng để bốc xếp, vận chuyển sản phẩm bêtông cốt thép, khay gạch, thiết bị, gốm sứ, thép định hình.

Xe nâng hàng được chế tạo từ các cụm của ôtô (cầu xe, hộp số, cơ cấu lái, hệ thống phanh...) lắp động cơ đốt trong hay động cơ điện chạy bằng ắc quy. Tất cả các tổ hợp (hình 2.41a) lắp trên khung di chuyển, khung này lại đặt lên các cầu xe trước 12 và sau 11 của xe. Khác với ôtô bình thường, động cơ và các bánh xe điều khiển bố trí ở phía sau, còn cầu trước có bánh xe kép lại để ở phía trước. Nhờ vậy mà phần trước của xe nâng hàng có thể tiếp nhận tải trọng của thiết bị làm việc và vật nâng. Xe nâng hàng cần làm việc trên nền cứng và bằng phẳng. Việc bố trí các bánh xe điều khiển ở phía sau làm cho xe có tính linh hoạt cao.

Cơ cấu nâng của xe (hình 2.41a,c) gồm khung đứng 2 lắp trên khung của xe, khung có thể đẩy ra 4 và bàn nâng 8 có đĩa nâng 5. Đĩa nâng có thể nghiêng về phía trước 3 - 4° và nghiêng về phía sau 12 - 15° nhờ hai xilanh để đảm bảo ổn định khi di chuyển. Khung 4 di chuyển theo rãnh dẫn hướng của khung chính nhờ xilanh 1. Thân xilanh tì lên đàm ngang của khung chính ở phía dưới, còn pittông 3 và cần đẩy 10 liên kết bắn lề với đàm trên 6 của khung 4. Đồng thời dàn nâng di chuyển theo rãnh dẫn hướng của khung nhờ palang nghịch kiều xích. Palang gồm hai dải xích 9 vòng qua hai đĩa xích 7 đặt tại đàm trên của khung 6. Một đầu xích bắt với khung chính còn đầu kia bắt với bàn nâng. Nhờ vậy tốc độ và hành trình của bàn nâng lớn gấp hai lần tốc độ và hành trình của cần đẩy.

Xilanh hoạt động nhờ bơm thủy lực được dẫn động bởi động cơ của xe nâng hàng. Hệ thống lái được cường hóa thủy lực tương tự như đã trình bày ở §1.6. Xe nâng hàng thường có sức nâng 3 - 5t (riêng các xe nâng công tenor có sức nâng hàng chục tấn : 15 - 45t) (hình 2.41b), với chiều cao nâng tới 6m và tốc độ di chuyển khi có hàng tới 20km/h và chạy không tải tới 40 km/h. Xe nâng hàng còn có các thiết bị làm việc thay thế như gầu ngoạm, cẩu và các thiết bị khác nhằm đa dạng hóa lĩnh vực sử dụng.



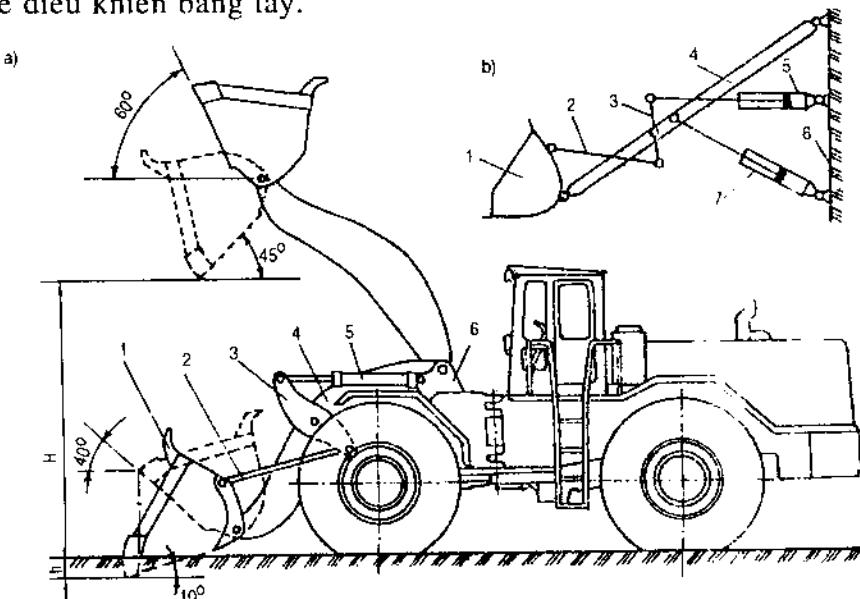
Hình 2.41 : Xe nâng hàng

2. Máy xúc lật

Cơ cấu làm việc chủ yếu của máy là gầu xúc để bốc xúc, di chuyển vật liệu rời như cát, đá sỏi và đất cấp I và II. Thông số chủ yếu của máy xúc lật là sức nâng của máy ; loại nhẹ (0,6 - 2,0t), loại trung bình (2,0 - 4,0t), loại nặng (4,0 - 10t) và lớn hơn. Cũng có thể phân loại theo dung tích gầu, theo công suất động cơ. Các loại máy xúc lật của

hãng Caterpillar có dung tích gầu xúc tới $8 - 10\text{m}^3$, trang bị động cơ tới 500 - 900kW. Đã có loại máy xúc lật có dung tích gầu xúc 20m^3 với công suất động cơ 1500kW. Các loại máy xúc lật hiện nay thường có cơ cấu di chuyển bánh lốp có tốc độ và tính cơ động cao. Máy cơ sở của máy xúc lật là satxi bánh lốp chuyên dùng gồm hai bán khung nối với nhau bằng khớp bản lề nên rất linh hoạt khi quay vòng (có thể quay 40° về hai phía). Các loại máy xúc lật bánh xích tuy có khả năng thông qua lớn nhưng kém linh hoạt ngày càng ít sử dụng. Truyền lực của máy xúc lật thường là truyền động thủy lực, hộp số ba tốc độ tiến ba tốc độ lùi vì máy xúc lật làm việc luôn luôn thay đổi hướng. Phổ biến hiện nay thường sử dụng các loại máy xúc lật đổ phía trước và quay bán vòng.

Máy xúc lật đổ phía trước. Loại máy này chỉ cho phép xúc và đổ vật liệu ở phía trước máy. Thiết bị xúc gắn với khung máy 6 bằng khớp bản lề (hình 2.42) gồm gầu, cần, cơ cấu tay đòn và các xilanh thủy lực hoạt động hai chiều. Gầu 1 lắp trên cần 4, các cặp đòn gánh 3 thanh quay 2 được điều khiển bằng hai xilanh thủy lực lật gầu 5. Các xilanh thủy lực 7 thực hiện nâng hạ cần. Hệ thống dẫn động thủy lực cho phép thay đổi tốc độ trong phạm vi rộng một cách êm dịu và ngăn ngừa quá tải một cách tin cậy. Quá trình làm việc của máy xúc lật gồm các nguyên công sau : di chuyển xe tới nơi xúc vật liệu và đồng thời hạ gầu, nhờ lực đẩy của xe (tới hàng chục tấn) gầu ăn sâu vào đống vật liệu, nâng cần và gầu, lùi và vận chuyển vật liệu tới nơi đổ và lật gầu thực hiện đổ vật liệu lên xe hay chất thành đống. Trên các loại máy xúc lật hiện đại (thí dụ như máy xúc lật 992D của hãng Caterpillar) thường bố trí động cơ có công suất lớn, khớp nối thủy lực, bánh xe bố trí bộ thay đổi tốc độ bằng bộ truyền hành tinh có thể làm tăng lực kéo khi cần thiết và hệ thống phanh kiểu nhiều đĩa hoạt động tự động và có thể điều khiển bằng tay.



Hình 2.42 : Máy xúc lật đổ phía trước
a) Sơ đồ kết cấu ; b) Sơ đồ động học.

Máy xúc lật qua nửa vòng (hình 2.43) khác với loại máy trên loại này có thể đỡ tải ở phía trước và cả về hai bên một góc 90° nên có thể rút ngắn thời gian quay vòng và cho phép làm việc ở địa bàn chật hẹp. Kết cấu của loại này khác với kiểu trên ở chỗ thiết bị xúc lấp trên bệ quay 1, bệ này lại từ lên khung di chuyển 3 qua cơ cấu đỡ - quay 2. Bệ quay hoạt động nhờ các xilanh nằm ngang 4 có cần đẩy nối với nhau bằng xích 5 vòng qua đĩa xích 6 (hình 2.43b).

Ngoài gầu là bộ phận làm việc chính của máy xúc lật, còn các thiết bị thay thế khác để thực hiện các công việc đa dạng (hình 2.44).

Năng suất kĩ thuật của máy xúc lật có kể đến tính chất của vật liệu và điều kiện làm việc.

Khi xúc vật liệu rời :

$$Q = 3600 \frac{q \cdot k_d}{T_{ck} \cdot k_l} \cdot k_1, \text{ m}^3/\text{h}$$

Trong đó :

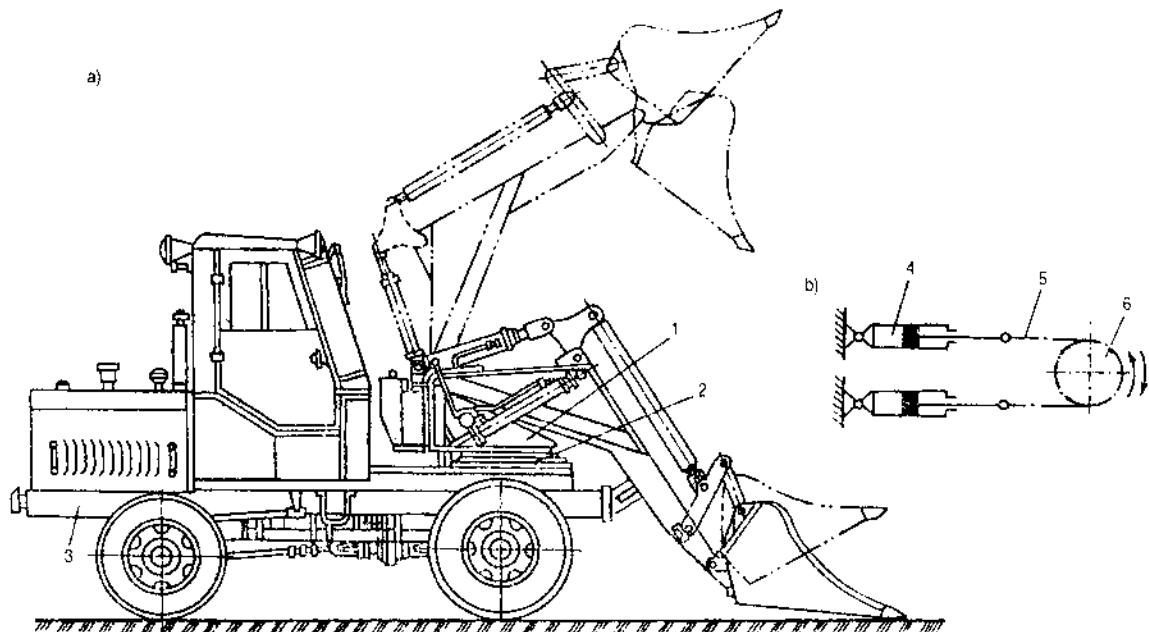
q - dung tích gầu, m^3 ;

k_d - hệ số đầy gầu.

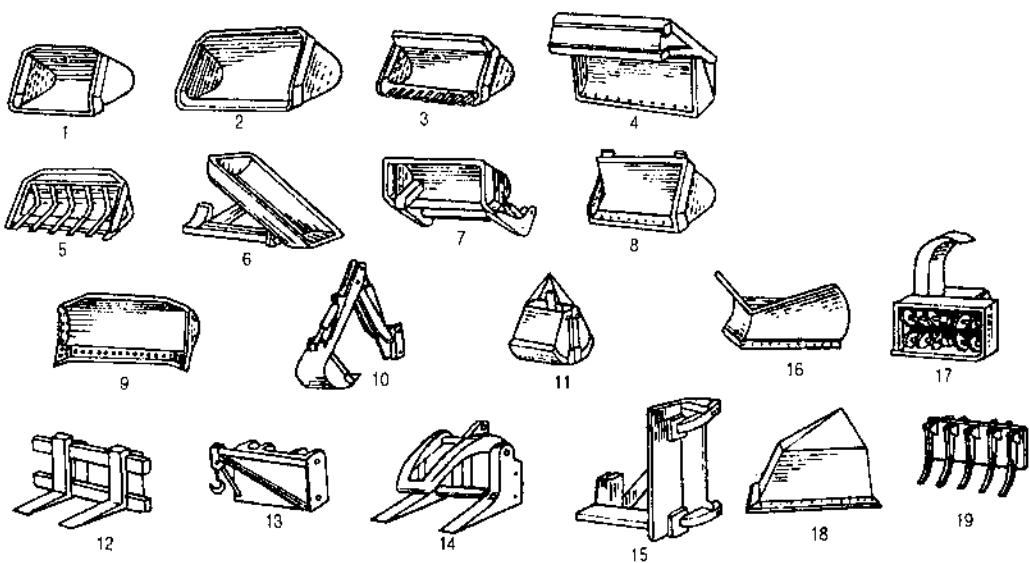
T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc, s ;

k_l - hệ số rời của vật liệu ;

k_1 - $0,85 \div 0,90$ - hệ số kể đến điều kiện làm việc cụ thể.



Hình 2.43 : Máy xúc lật qua nửa vòng
a) Sơ đồ kết cấu ; b) Sơ đồ cơ cấu quay bệ máy.



Hình 2.44 : Các thiết bị thay thế của máy xúc lật

Thời gian một chu kỳ làm việc gồm thời gian xúc và đưa về vị trí vận chuyển, thời gian vận chuyển, thời gian đổ, thời gian quay vòng và tiến về nơi xúc.

Để đạt được năng suất kĩ thuật lớn nhất cần vạch ra sơ đồ và tổ chức làm việc hợp lí, lựa chọn tốc độ làm việc tối ưu, phát huy hết công suất của máy. Ngày nay máy xúc lật là thiết bị xúc, vận chuyển vật liệu tươi lên các phương tiện vận chuyển khác như ôtô rất hiệu quả, trong nhiều trường hợp hơn hẳn khi dùng các loại máy đào một gầu về tất cả các thông số kinh tế - kĩ thuật như năng suất, giá thành một đơn vị sản phẩm...