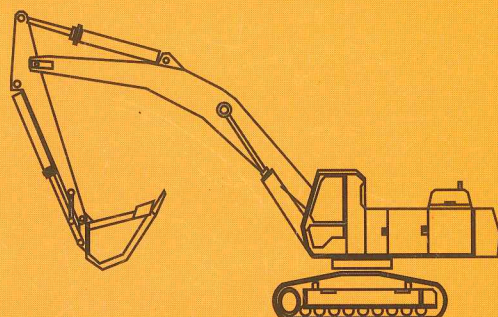
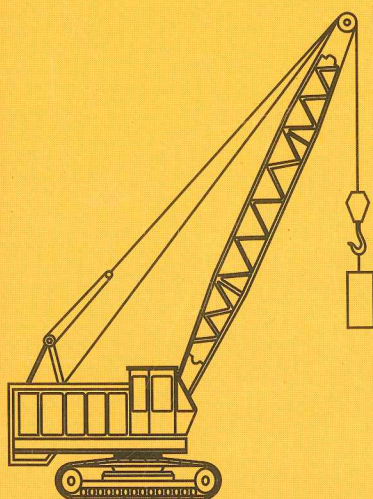
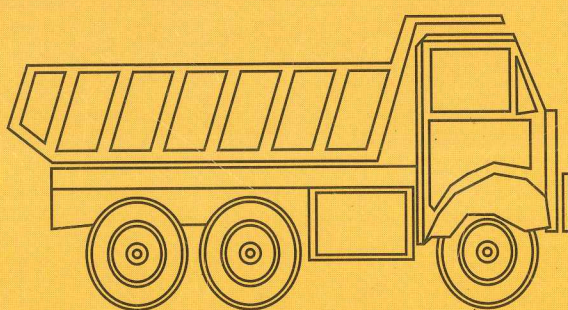


LƯU BÁ THUẬN

GIÁO TRÌNH **MÁY** **XÂY DỰNG**



NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG

THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

LƯU BÁ THUẬN

GIÁO TRÌNH MÁY XÂY DỰNG

(Tái bản)

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2015



LỜI NÓI ĐẦU

Thực hiện chủ chương đổi mới nội dung và phương pháp giảng dạy nhằm không ngừng nâng cao chất lượng đào tạo của Trường Đại học Xây dựng Hà Nội, trong năm học 2006 - 2007, Bộ môn Máy xây dựng đã tiến hành chỉnh lý lại đề cương môn học máy xây dựng mà bấy lâu nay bộ môn vẫn giảng dạy cho sinh viên các ngành công trình và kinh tế xây dựng. Đây là đề tài nghiên cứu khoa học do chúng tôi chủ trì, có sự tham gia góp ý kiến của tập thể cán bộ giảng dạy trong Bộ môn. Chúng tôi đã báo cáo đề tài này tại hội nghị khoa học và công nghệ Trường Đại học Xây dựng năm 2006, nhân dịp kỷ niệm 50 năm đào tạo và 40 năm thành lập trường và đã được hội đồng khoa học đánh giá đạt kết quả tốt.

Theo đề cương này, nội dung môn học máy xây dựng cần được tinh giản và cải tiến cho phù hợp với phương thức đào tạo tín chỉ mà Trường Đại học Xây dựng đang thực hiện và cập nhật với những máy xây dựng mới đang được sử dụng ở nước ta cũng như trên thế giới.

Xuất phát từ yêu cầu trên, chúng tôi biên soạn cuốn sách giữ nguyên tên sách: Nội dung cơ bản của **"Giáo trình Máy xây dựng"**. Trong cuốn sách này, chúng tôi trình bày những vấn đề cốt lõi về phần lý thuyết và các ví dụ tính toán cơ bản đối với các loại máy xây dựng đang được sử dụng phổ biến ngoài thực tế, nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho sinh viên các ngành Công trình và Kinh tế xây dựng thuộc Trường Đại học Xây dựng dễ dàng học tập và nắm được những nội dung cơ bản của môn học Máy xây dựng.

Vì vậy, cuốn sách này là tài liệu tham khảo bổ ích không những đối với các thầy (cô) giáo thuộc Bộ môn Cơ giới hoá xây dựng và bộ môn Máy xây dựng cũng như sinh viên các ngành nói trên của Trường Đại học Xây dựng Hà Nội mà còn đối với các thầy (cô) và sinh viên các ngành thuộc các trường đại học kỹ thuật khác trong quá trình giảng dạy và học tập môn học Máy xây dựng hoặc Máy thi công. Đồng thời nó cũng là tài liệu tham khảo hữu hiệu cho các kỹ sư và các cán bộ kỹ thuật có liên quan đến lĩnh vực Máy xây dựng nói chung.

Trong khi biên soạn cuốn sách này, chúng tôi đã dựa vào cuốn "Máy xây dựng" do nguyên Trưởng bộ môn Máy xây dựng Nguyễn Văn Hùng chủ biên nhưng đã có nhiều thay đổi về bố cục và tinh giản nội dung cho phù hợp với đề cương mới, đồng thời bổ sung nhiều vấn đề mới mà cuốn "Máy xây dựng" còn chưa đầy đủ.

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp đặc biệt là PGS-TS. Đặng Quốc Sơn - chủ nhiệm đầu tiên của Bộ môn Máy xây dựng và khoa Cơ khí Máy xây dựng - trường đại học Xây Dựng đã đóng góp nhiều ý kiến quý báu.

Trong quá trình biên soạn và in ấn, chắc chắn cuốn sách sẽ không tránh khỏi những thiếu sót, chúng tôi rất mong nhận được sự góp ý của bạn đọc.

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn!

Tác giả

Chương 1

NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ MÁY XÂY DỰNG

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1. Định nghĩa và công dụng của máy xây dựng

Máy xây dựng là danh từ chung để chỉ các máy và thiết bị phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác xây dựng cơ bản. Máy xây dựng giúp con người hoàn thành khối lượng xây dựng cơ bản cực kỳ to lớn mà nếu chỉ dùng sức lao động thủ công của mình thì con người không thể nào hoàn thành được; chúng đóng vai trò chủ yếu trong việc nâng cao năng suất lao động, đẩy nhanh tiến độ xây dựng và nâng cao chất lượng các công trình; đồng thời góp phần đảm bảo an toàn lao động và giải phóng con người khỏi những công việc hết sức nặng nhọc.

1.1.2. Phân loại máy xây dựng

Có thể dựa vào nhiều đặc điểm để phân loại máy xây dựng, tuy nhiên, đối với những người sử dụng máy xây dựng thì thường dựa vào công dụng của chúng để phân loại. Theo công dụng, máy xây dựng được phân chia thành các nhóm sau:

1. *Máy phát lực* để phát ra nguồn động lực cung cấp cho các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy.

2. *Máy vận chuyển* để vận chuyển vật liệu xây dựng, hàng hoá và người... từ nơi này đến nơi khác.

Tùy theo phương vận chuyển, máy vận chuyển lại được chia thành:

- Máy vận chuyển ngang có phương vận chuyển song song với mặt đất. Điển hình của nhóm máy này đang được dùng phổ biến trong thực tế hiện nay là ô tô, máy kéo.

- Máy vận chuyển theo phương thẳng đứng hay còn gọi là máy và thiết bị nâng.

Hai nhóm máy trên có quá trình vận chuyển được tiến hành theo chu kỳ.

- Máy vận chuyển liên tục có quá trình vận chuyển được tiến hành một cách liên tục theo các phương song song, vuông góc hoặc nghiêng so với mặt đất. Điển hình của nhóm máy này là băng tải, vít tải. Ngoài ra, còn có gầu tải, xích tải tẩm và vận chuyển bằng khí nén.

3. Máy làm đất để phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác đất. Chúng được phân thành:

- Máy chuẩn bị mặt bằng, gồm có: Máy cắt cây, máy nhổ gốc cây, máy xới đất;
- Máy đào đất, gồm có: Máy đào một gầu, máy đào nhiều gầu...;
- Máy đào - chuyển đất, gồm có: Máy ủi, máy cạp, máy san;
- Máy đầm nén đất.

4. Máy gia cố nền móng, gồm có:

- Các loại máy đóng (hạ) cọc và ép cọc;
- Máy khoan tạo lỗ thi công cọc nhồi;
- Máy cắm bấc thấm để gia cố nền đất;

5. Máy sản xuất đá, gồm có:

- Máy nghiền đá;
- Máy sàng đá;
- Tổ hợp máy nghiền và máy sàng đá;

6. Máy phục vụ công tác bê tông cốt thép, gồm có:

- Máy trộn bê tông;
- Máy vận chuyển và máy bơm bê tông;
- Máy đầm bê tông;
- Máy gia công cốt thép.

7. Các loại máy chuyên dùng như: Máy cứu hỏa; máy rải bê tông nhựa; máy sản xuất gạch, ngói; máy làm công tác hoàn thiện; máy bơm nước...

1.1.3. Cấu tạo chung của máy xây dựng

Máy xây dựng nói chung thường gồm có các hệ thống chính và các cơ cấu sau:

- Thiết bị động lực hay động cơ;
- Hệ thống truyền động;
- Hệ thống di chuyển;
- Hệ thống điều khiển;
- Thiết bị làm việc;
- Khung và bộ may;
- Các cơ cấu như: Cơ cấu quay, cơ cấu nâng hạ thiết bị làm việc...

1.2. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC TRÊN MÁY XÂY DỰNG

1.2.1. Các loại động cơ thường dùng trên máy xây dựng

1.2.1.1 Động cơ đốt trong: (Động cơ xăng và Điezen)

Động cơ đốt trong do nhà bác học Điezen người Đức thiết kế, chế tạo ra từ năm 1894 nhưng đến nay nó vẫn được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng đặc biệt là ở những máy thường xuyên di động như ô tô, máy kéo, tàu hoả và cần trục tự hành.

Đặc điểm của động cơ đốt trong là: Hỗn hợp xăng hoặc dầu Điezen và không khí nén được đốt cháy ở bên trong xi lanh tạo ra áp suất, đẩy pittông chuyển động tịnh tiến trong xi lanh, qua thanh truyền (tay biên) làm cho trục khuỷu của động cơ quay. Động cơ đốt trong có ưu nhược điểm sau:

a) Ưu điểm:

- Khởi động nhanh.
- Dễ dàng thay đổi tốc độ quay bằng cách thay đổi lượng xăng hoặc dầu Điezen phun vào trong xi lanh (thường gọi là tăng hay giảm ga).
- Tính cơ động tốt, làm việc chủ động, không phụ thuộc vào điều kiện khách quan như động cơ điện.

b) Nhược điểm:

- Không đảo được chiều quay (chỉ quay một chiều).
- Chịu quá tải kém.
- Sử dụng nhiên liệu (xăng hoặc dầu Điezen) đắt tiền và gây ô nhiễm môi trường.
- Phụ thuộc vào thời tiết, mùa đông lạnh thường khó khởi động.

1.2.1.2. Động cơ điện (Có hai loại: Động cơ điện một chiều và xoay chiều)

Động cơ điện một chiều thường dùng ở những máy di động theo một quỹ đạo nhất định.

Động cơ điện xoay chiều thường dùng ở những máy cố định. Ví dụ: Cần trục tháp, máy trộn bê tông. Động cơ điện có ưu nhược điểm sau:

a) Ưu điểm:

- Kết cấu nhỏ gọn nhẹ song có khả năng vượt quá tải tốt.
- Hiệu suất cao nhất trong các loại động cơ (80 ÷ 85%).
- Khởi động nhanh, dễ dàng thay đổi chiều quay của trục động cơ (đối với động cơ điện xoay chiều, dùng dòng điện ba pha).
- Không gây ô nhiễm môi trường, điều kiện làm việc tốt, sạch sẽ.
- Dễ dàng tự động hoá.

Vì có những ưu điểm trên nên động cơ điện đang được sử dụng rộng rãi nhất trong các loại động cơ dùng trên máy xây dựng cũng như trong đời sống của chúng ta.

b) Nhược điểm

- Không thay đổi được tốc độ quay nếu điện áp nguồn điện ổn định;
- Tính cơ động kém vì phụ thuộc vào nguồn điện.

1.2.1.3. Động cơ thủy lực và động cơ khí nén

Động cơ thủy lực hoạt động được là nhờ động năng của dòng thủy lực có trị số áp suất cần thiết do bơm thủy lực tạo ra.

Động cơ khí nén hoạt động được là nhờ động năng của dòng khí nén có trị số áp suất cần thiết do máy nén khí tạo ra.

Ưu nhược điểm của hai loại động cơ này là:

a) Ưu điểm:

- Làm việc an toàn và êm, khởi động nhanh.
- Có thể thay đổi chiều quay của trục động cơ.
- Không gây ô nhiễm môi trường

b) Nhược điểm:

Phải có bơm thủy lực (hoặc máy nén khí) và hệ thống ống dẫn thủy lực (hoặc dẫn khí nén), làm cho cấu tạo của máy trở nên cồng kềnh, phức tạp và hiệu suất không cao do ma sát giữa dòng thủy lực (hoặc khí nén) và hệ thống ống dẫn cũng như do hiện tượng rò rỉ dầu (hoặc khí nén) trong quá trình làm việc.

1.2.2. Cách bố trí động cơ trên máy xây dựng

a) Bố trí một động cơ

Trên máy xây dựng bố trí một động cơ duy nhất. Các cơ cấu của máy được dẫn động chung từ động cơ. Cách bố trí này thường áp dụng với các loại động cơ đốt trong nên chủ động khi làm việc, không phụ thuộc vào điều kiện khách quan như nguồn điện. Tuy nhiên, nó có nhược điểm là: Trên máy cần có hệ thống truyền động để truyền lực từ động cơ đến các cơ cấu, làm cho cấu tạo chung của máy trở nên phức tạp, hiệu suất truyền động thấp; đồng thời khi động cơ hỏng thì cả chiếc máy xây dựng đó ngừng làm việc. Ví dụ như: máy đào một gầu hoặc cần trục tự hành dẫn động chung, máy ủi đất, ô tô, máy kéo...

b) Bố trí nhiều động cơ để dẫn động riêng cho từng cơ cấu: Thường áp dụng với các động cơ điện hoặc động cơ thủy lực. Cách bố trí này giảm được hệ thống truyền lực giữa các cơ cấu, các cơ cấu làm việc độc lập với nhau nên nó khắc phục được nhược điểm của cách bố trí một động cơ, nghĩa là khi động cơ dẫn động cho một cơ cấu nào đó bị hỏng

thì chỉ cơ cấu ấy ngừng làm việc, còn các cơ cấu khác vẫn làm việc bình thường. Tuy nhiên, cách bố trí này lại phụ thuộc vào nguồn điện (nếu dùng các động cơ điện).

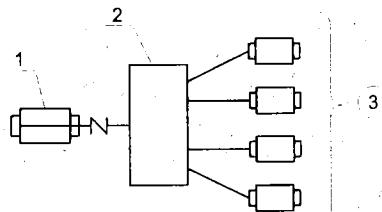
Ví dụ như: Các loại cần trục tháp, máy tời bê tông dẫn động riêng...

c) *Bố trí hỗn hợp (hay tổ hợp động lực), theo sơ đồ hình (1.1).*

Trong đó: 1 - Động cơ chính (thường là động cơ đốt trong hoặc động cơ điện xoay chiều).

Các bộ phận 2 và 3 có các phương án sau:

* Nếu bộ phận 2 là máy phát điện một chiều thì các bộ phận 3 sẽ là các động cơ điện một chiều dẫn động riêng cho từng cơ cấu;



Hình 1.1. Sơ đồ bố trí hỗn hợp động cơ

Ví dụ: Các loại máy đào một gầu vạn năng hoặc cần trục tự hành dẫn động riêng...

* Nếu bộ phận 2 là bơm thủy lực thì 3 sẽ là các động cơ thủy lực dẫn động riêng cho từng cơ cấu. Ví dụ: Cần trục ô tô dẫn động thủy lực...

* Nếu bộ phận 2 là máy nén khí thì 3 sẽ là các động cơ khí nén dẫn động riêng cho các cơ cấu.

1.3. HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG (HTTĐ) TRONG MÁY XÂY DỰNG

1.3.1. Khái niệm chung về hệ thống truyền động trong máy xây dựng

a) Công dụng của HTTĐ

HTTĐ được dùng để truyền chuyển động quay từ trục động cơ đến các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy xây dựng.

Trong khi truyền chuyển động, chúng làm thay đổi tốc độ quay, (tức là thay đổi mômen quay). Đôi khi chúng làm thay đổi dạng và quy luật chuyển động. Ví dụ: Truyền động bánh răng - thanh răng để biến chuyển động quay của bánh răng thành chuyển động tịnh tiến của thanh răng.

b) Lý do phải dùng hệ thống HTTĐ trên máy xây dựng:

Trên máy xây dựng người ta phải bố trí hệ thống truyền động bởi vì:

- Tốc độ quay của các động cơ tiêu chuẩn thường lớn hơn tốc độ của các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy xây dựng. Nếu chế tạo động cơ có tốc độ quay nhỏ phù hợp với tốc độ quay của các bộ phận công tác thì kích thước và trọng lượng của động cơ sẽ rất lớn, công kênh, giá thành đắt.

- Nếu trên máy xây dựng bố trí một động cơ và các cơ cấu được dẫn động chung từ động cơ đó thì cần phải có HTTĐ để truyền chuyển động từ động cơ đến tất cả các cơ cấu của máy với các tốc độ khác nhau.

- Động cơ thường có tốc độ quay đều nhưng các bộ phận công tác của máy chuyển động với các tốc độ thay đổi theo một quy luật nhất định hoặc chuyển động tịnh tiến khi làm việc.

c) Phân loại HTTĐ:

HTTĐ trên máy xây dựng thường có các loại sau đây:

- Truyền động cơ khí, gồm có: Truyền động ma sát, truyền động ăn khớp và truyền động cáp;

- Truyền động thủy lực;

- Truyền động khí nén;

- Truyền động điện;

- Truyền động hỗn hợp.

Trong đó: Truyền động cơ khí, truyền động thủy lực và truyền động hỗn hợp đang được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

1.3.2. Truyền động cơ khí (TĐCK) trên máy xây dựng

1.3.2.1. Phân loại và các thông số cơ bản của TĐCK

a) Phân loại: TĐCK nói chung có ba dạng chính:

- Truyền động bằng ma sát: Trong đó có truyền động gián tiếp mà điển hình là truyền động đai và truyền động trực tiếp giữa các đĩa ma sát trong li hợp.

- Truyền động bằng ăn khớp: Cũng có truyền động gián tiếp như truyền động xích và truyền động trực tiếp như: Truyền động bánh răng, truyền động trục vít - bánh vít.

- Truyền động cáp.

So sánh ưu nhược điểm của truyền động ma sát và truyền động ăn khớp, ta thấy:

+ Truyền động ma sát có hiện tượng trượt khi làm việc nên có hiệu suất thấp hơn truyền động ăn khớp. Song nhờ có trượt mà truyền động ma sát lại có khả năng đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.

+ Khi làm việc, truyền động ma sát êm hơn truyền động ăn khớp.

+ Truyền động ma sát thường có tuổi thọ thấp hơn truyền động ăn khớp.

+ Việc chế tạo và chăm sóc, bảo quản: Truyền động ma sát đơn giản hơn nên nó rẻ hơn truyền động ăn khớp.

b) Các thông số cơ bản của TĐCK:

- Tốc độ quay của trục chủ động là n_1 và trục bị động là n_2 , đơn vị là (vòng/ phút).

- Tỷ số truyền:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (1-1)$$

- Nếu $n_1 > n_2$ thì $i > 1$, trường hợp đó ứng với truyền động giảm tốc.

Ví dụ: Truyền động xích trong xe máy Honda;

- Nếu $n_1 < n_2$ thì $i < 1$, trường hợp đó ứng với truyền động tăng tốc.

Ví dụ: Truyền động xích trong xe đạp;

+ Công suất của trục chủ động là N_1 và trục bị động là N_2 , có đơn vị là kW hoặc mã lực. Trong đó N_1 luôn luôn lớn hơn N_2 ;

+ Hiệu suất truyền động là:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} < 1 \quad (1-2)$$

+ Mômen quay của trục chủ động là M_1 và của trục bị động là M_2 , có đơn vị là kNm, Nm, Ncm, Nmm...

Quan hệ giữa M_1 và M_2 được biểu diễn qua công thức:

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (1-3)$$

Giữa công suất N , mômen M và tốc độ quay n có quan hệ với nhau qua biểu thức:

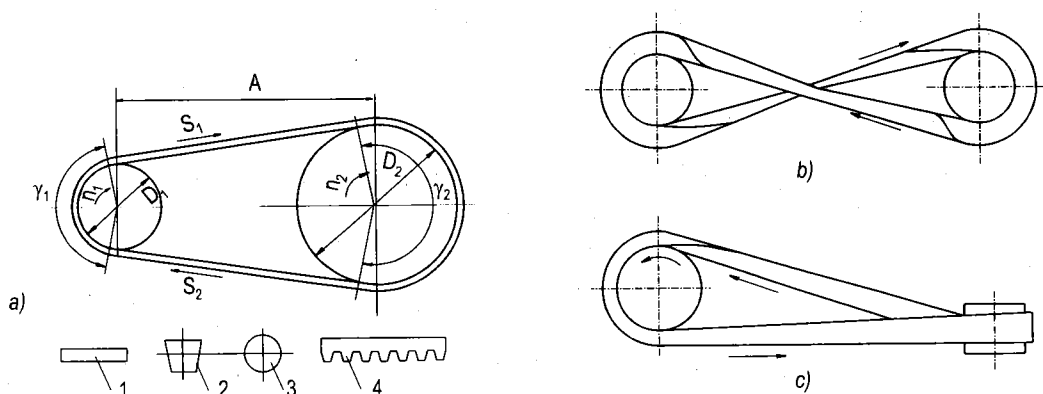
$$N = \frac{M \cdot n}{955 \cdot 10^4}, \text{ kW} \quad (1-4)$$

Trong đó: Mômen M có đơn vị là N.mm và tốc độ quay n có đơn vị là vòng/phút.

1.3.2.2. Truyền động đai (TĐĐ)

a) Công dụng phân loại truyền động đai

Truyền động đai để truyền chuyển động quay giữa hai trục cách xa nhau và đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.



Hình 1.2. Các loại truyền động đai

Phân loại truyền động đai:

* Dựa vào vị trí tương đối giữa hai trục có:

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục song song quay cùng chiều. Loại này được sử dụng phổ biến nhất trong truyền động đai, (hình 1.2a).

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục song song quay ngược chiều, (hình 1.2b). Nếu có cùng đường kính các bánh đai với trường hợp trên (hình 12a) thì trường hợp này sẽ có góc ôm giữa dây đai và bánh đai lớn hơn, do đó nó truyền được mô men xoắn lớn hơn trường hợp trên.

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục chéo nhau, (hình 1.2c).

* Dựa vào tiết diện của đai (xem hình 1.2a) có:

Đai chữ nhật (số 1), đai hình thang (số 2), đai tròn (số 3) và đai thang nhiều bậc (số 4).

Trong đó đai chữ nhật và đai hình thang được sử dụng phổ biến hơn. Tùy theo giá trị mômen phải truyền mà trên một bộ truyền đai, có thể có một dây đai hoặc nhiều dây đai.

b) Các thông số cơ bản của truyền động đai

- Tỷ số truyền của TĐĐ:

$$i_d = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\delta)} \quad (1-5)$$

Trong đó: n_1 , D_1 - Tốc độ quay và đường kính của bánh đai chủ động;

n_2 , D_2 - Tốc độ quay và đường kính của bánh đai bị động;

δ - Hệ số trượt của đai.

Vì bộ truyền đai có hiện tượng trượt khi làm việc nên tỉ số truyền i_d không ổn định.

- Góc ôm của của dây đai trên bánh đai chủ động γ_1 , trên bánh đai bị động γ_2 .

Góc ôm γ_1 càng lớn thì diện tích tiếp xúc và lực ma sát giữa dây đai và bánh đai chủ động càng lớn, khi đó TĐĐ sẽ truyền được mô men càng lớn.

- Lực căng của đai:

Bộ truyền đai truyền được chuyển động quay là nhờ lực ma sát giữa dây đai và bánh đai chủ động nên khi chưa làm việc, dây đai đã chịu lực căng ban đầu S_0 . Khi làm việc, tùy theo chiều quay của bánh đai sẽ có nhánh căng với lực S_2 và nhánh chùng với lực S_1 . Quan hệ giữa các lực căng đó được biểu diễn bằng công thức:

$$\left. \begin{array}{l} S_2 = S_0 + \frac{P}{2} \\ S_1 = S_0 - \frac{P}{2} \end{array} \right\} \rightarrow S_2 - S_1 = P = \frac{2M}{D} \quad (1-6)$$

Trong đó: P - lực vòng hay lực tiếp tuyến của dây đai trên bánh đai;

M - mômen quay bánh đai;

D - đường kính bánh đai.

Theo Ole, để đảm bảo cho đai không bị trượt trên bánh đai chủ động thì quan hệ giữa lực căng S_2 và S_1 được biểu diễn qua công thức:

$$S_2 = S_1 e^{f\gamma_1} \quad (1-7)$$

e - hệ số lôgarit tự nhiên;

f - hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai;

γ_1 - góc ôm của dây đai trên bánh đai chủ động.

c) Ưu nhược điểm của TĐĐ

* Ưu điểm:

- Truyền lực êm do đai có tính đàn hồi.

- Đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.

- Cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, giá thành hạ.

- Chăm sóc, bảo quản dễ dàng và thuận tiện.

* Nhược điểm:

- Kích thước công kênh, tuổi thọ thấp.

- Do có hiện tượng trượt giữa dây đai và bánh đai nên tỉ số truyền của bộ truyền đai không ổn định và hiệu suất của nó thấp.

- Khi chưa làm việc, trục và ổ trục của các bánh đai đã chịu lực căng ban đầu của đai nên ảnh hưởng đến tuổi thọ của chúng.

1.3.2.3. Truyền động bánh răng (TĐBR)

a) Công dụng và phân loại:

* Công dụng:

TĐBR là loại điển hình của truyền động ăn khớp được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục gắn nhau, yêu cầu không trượt khi làm việc.

* Phân loại:

- Dựa vào vị trí tương đối giữa hai trục, TĐBR được chia thành:

+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục O_1 và O_2 song song quay ngược chiều nhau (hình 1.3a, b).

Trong trường hợp này, người ta dùng hai bánh răng hình trụ ăn khớp ngoài với nhau. Đây là trường hợp được sử dụng phổ biến trên máy xây dựng.

+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục O_1 và O_2 song song quay cùng chiều (hình 1.3c). Trường hợp này, hai bánh răng trụ ăn khớp trong với nhau.

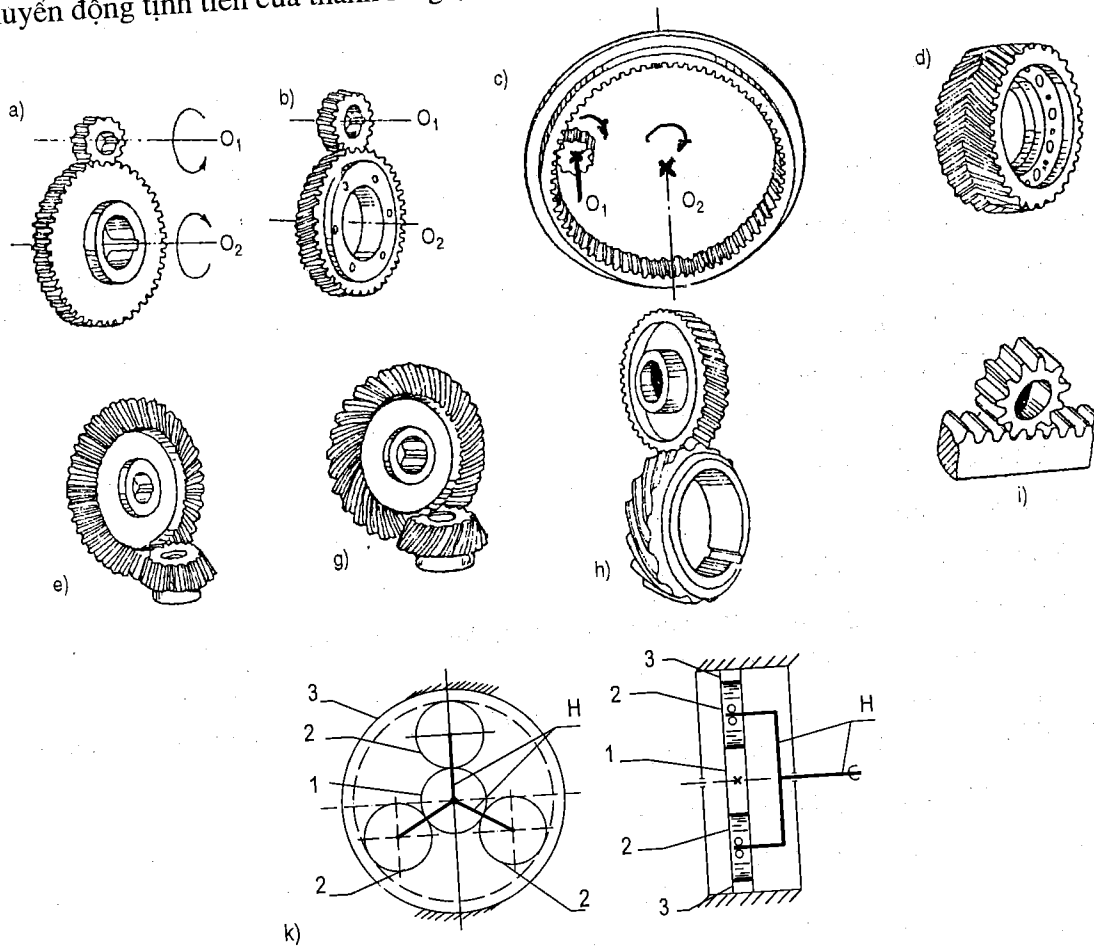
+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc nhau (hình 1.3e, g).

Trường hợp này, dùng bánh răng hình nón.

+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau.

Trường hợp này, dùng bánh răng trụ chéo (hình 1.3h).

- Truyền động bánh răng - thanh răng để biến chuyển động quay của bánh răng thành chuyển động tịnh tiến của thanh răng (hình 1.3i).



Hình 1.3. Các loại truyền động bánh răng.

- Dựa vào dạng răng có bánh răng trụ với răng thẳng (hình 1.3a) hoặc bánh răng nón với răng thẳng (hình 1.3e) bánh răng với răng nghiêng (hình 1.3b); bánh răng có răng chữ V (hình 1.3d) và bánh răng với răng cong (hình 1.3b và 1.3g).

Trong đó răng thẳng được dùng khi tốc độ quay của bánh răng nhỏ, các trường hợp khác được dùng khi tốc độ quay của bánh răng lớn và cần truyền mô men xoắn lớn.

Ngoài các truyền động bánh răng thông thường nêu trên, trong máy xây dựng người ta còn dùng truyền động bánh răng hành tinh. TĐBR hành tinh có kích thước nhỏ, gọn hơn TĐBR thông thường. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của TĐBR hành tinh được thể hiện trên hình 1.3k.

TĐBR hành tinh gồm có: Bánh răng trung tâm (hay còn gọi là bánh răng mặt trời) số 1.

Bánh răng này có tâm quay cố định và chỉ quay xung quanh mình nó (như mặt trời); Các bánh răng hành tinh số 2 được liên kết động học với nhau qua cần H. Các bánh răng

hành tinh vừa quay xung quanh mình nó và tâm của chúng lại quay xung quanh tâm của bánh răng mặt trời, nghĩa là nó thực hiện chuyển động quay hành tinh như trái đất quay xung quanh mặt trời. Bánh răng cố định số 3 có tâm trùng với tâm của bánh răng số 1 và ăn khớp trong với các bánh răng hành tinh.

b) Các thông số cơ bản của TĐBR:

- Tỷ số truyền:

+ Tỷ số truyền của TĐBR thông thường:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1-8)$$

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số răng của bánh răng chủ động;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của bánh răng bị động.

+ Tỷ số truyền của truyền động bánh răng hành tinh được xác định theo công thức:

$$i_{ht} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (1-8a)$$

Trong đó: Z_1 - số răng của bánh răng trung tâm ăn khớp ngoài số 1;

Z_3 - số răng của bánh răng ăn khớp trong số 3, (hình 1.3k);

+ Đường kính vòng tròn chia - vòng tròn đi qua tâm ăn khớp O giữa các răng của hai bánh răng: d_1 của bánh răng chủ động và d_2 của bánh răng bị động, (hình 1.3A).

+ Đường kính vòng tròn đỉnh răng: D_d (vòng tròn đi qua đỉnh răng).

+ Đường kính vòng tròn chân răng: D_c (vòng tròn đi qua chân răng).

+ Bước răng t : Được xác định bằng khoảng cách giữa tâm ăn khớp O của hai cặp răng liên tiếp nhau, nằm trên vòng tròn chia. Đây là một đoạn cung t (xem hình 1.3A).

+ Mô đun ăn khớp:

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ (mm)} \quad (1-9)$$

Hai bánh răng thông thường ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng bước răng t , nghĩa là có cùng mô đun. Vì vậy, ta có định lý:

Điều kiện để hai bánh răng thông thường ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng mô đun ăn khớp.

Từ đó, xác định được đường kính vòng tròn chia:

- Với bánh răng chủ động: $d_1 = mZ_1$.

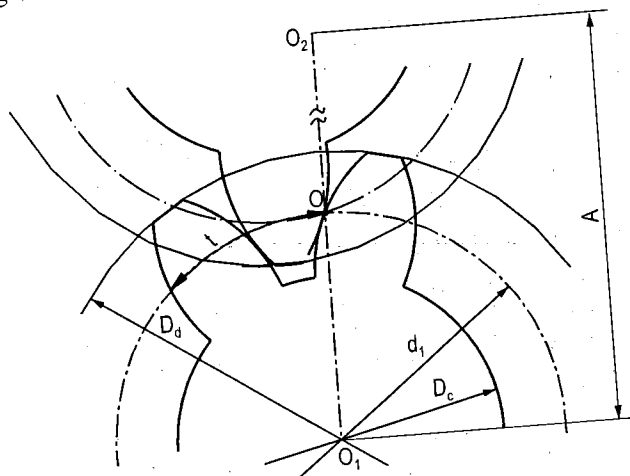
- Với bánh răng bị động: $d_2 = mZ_2$.

+ Khoảng cách giữa hai trục (hình 1.3A):

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \text{ (mm)}$$

(1-10)

trong đó: Z_1 - số răng của bánh răng chủ động;
 Z_2 - số răng của bánh răng bị động.



Hình 1.3A. Các thông số cơ bản của truyền động bánh răng

c) Ưu nhược điểm của TĐBR:

* Ưu điểm:

- Có hiệu suất cao (cao nhất trong các TĐCK).
- Kích thước nhỏ gọn nhưng có khả năng truyền tải lớn.
- Tuổi thọ cao, làm việc tốt trong phạm vi tốc độ và công suất lớn.

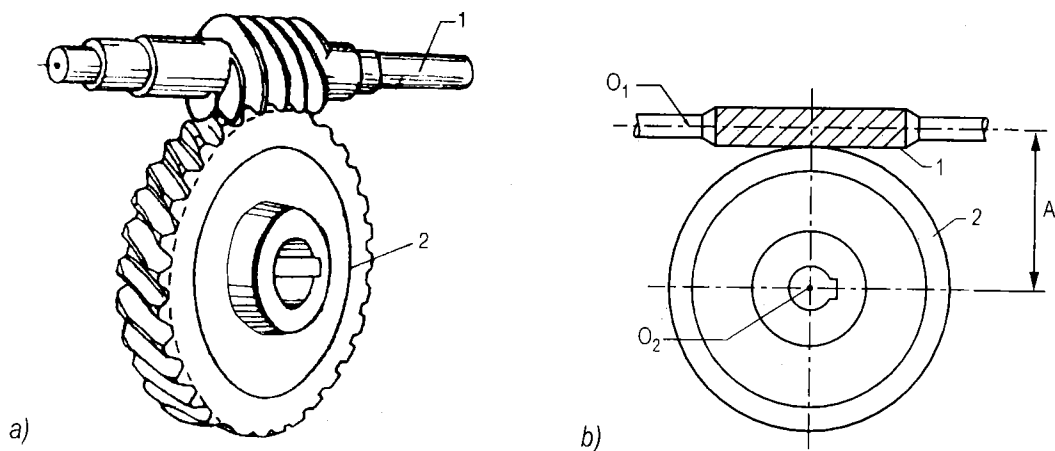
* Nhược điểm:

- Chế tạo khó, đòi hỏi độ chính xác cao, giá thành cao.
- Có tiếng ồn khi làm việc với tốc độ quay lớn.
- Chịu va đập kém. Chăm sóc, bảo quản phức tạp.

1.3.2.4. Truyền động Trục Vít - Bánh Vít (TV-BV)

a) Khái niệm về truyền động TV-BV

Truyền động TV-BV gồm có trục vít số 1 và bánh vít số 2, được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau một góc là 90° (hình 1.4). Trục vít là trục hình trụ có chế tạo đường ren vít trên mặt trụ của trục. Ren này ăn khớp với các răng có dạng cong của bánh vít, hình (1.4a). Do đó truyền động TV-BV chỉ làm việc khi trục vít là chủ động và bánh vít là bị động. Ngược lại, nó không làm việc (không quay được) nhờ khả năng tự hãm của ren vít.



Hình 1.4. Truyền động trục vít - bánh vít

b) Các thông số cơ bản của truyền động TV-BV:

- Số mối ren trên trục vít Z_1 , thông thường: $Z_1 = 1 \div 3$.

Trên máy xây dựng thường sử dụng trục vít có: $Z_1 = 1$.

- Số răng trên bánh vít Z_2 có thể tới 100 răng.

- Tỷ số truyền:

$$i_{TV} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số mối ren của trục vít;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của bánh vít.

Thường $Z_1 = 1$ và Z_2 rất lớn nên truyền động TV- BV có tỷ số truyền lớn.

- Bước ren trên trục vít (t) bằng bước răng của bánh vít đo trên vòng tròn chia, có đơn vị mm.

- Mô đun dọc của trục vít bằng mô đun ngang của bánh vít:

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ (mm)}$$

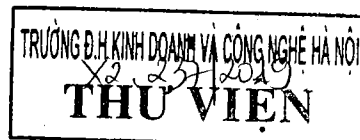
- Đường kính vòng tròn chia đi qua tâm ăn khớp giữa ren trục vít và các răng của bánh vít được xác định theo công thức:

$$d_1 = m \cdot Z_1 \text{ (đối với trục vít);}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 \text{ (đối với bánh vít).}$$

- Khoảng cách giữa đường tâm trục vít và tâm bánh vít:

$$A = \frac{m}{2} \left(\frac{Z_1}{\tan \alpha} + Z_2 \right)$$



trong đó: α - Góc nâng của ren trục vít;

m - môđun dọc của trục vít.

- Điều kiện tự hãm của truyền động TV-BV:

$$\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \rho$$

Hay:

$$\operatorname{tg} \alpha < f$$

(1-11)

trong đó: α - góc nâng của ren trục vít;

ρ - góc ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít;

f - hệ số ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít.

c) Ưu nhược điểm của truyền động TV-BV

* Ưu điểm:

- Có tỷ số truyền lớn, nên có thể truyền mômen xoắn lớn.
- Có khả năng tự hãm (duy nhất truyền động TV-BV có khả năng này).
- Tuy là truyền động ăn khớp nhưng không gây tiếng ồn khi làm việc như TĐBR.

* Nhược điểm:

- Chế tạo khó khăn, phức tạp, lại dùng hợp kim của kim loại màu (đồng thanh) để chế tạo bánh vít nên giá thành cao.

- Do có hiện tượng trượt giữa ren trục vít và răng bánh vít khi làm việc nên hiệu suất thấp hơn các truyền động ăn khớp khác.

1.3.2.5. Truyền động xích (TĐX)

a) Khái niệm về truyền động xích

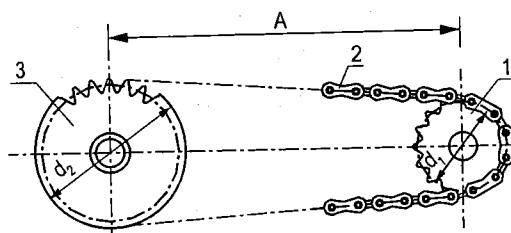
Truyền động xích là truyền động ăn khớp gián tiếp, được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cách xa nhau (hình 1.5). Trong TĐX có thể dùng một đĩa xích chủ động số 1 và một đĩa xích bị động số 3 hoặc một đĩa xích chủ động và nhiều đĩa xích bị động (2 ÷ 4 đĩa) để thay đổi tỉ số truyền khi cần thiết. Khi đó, xích phải vòng qua đĩa căng xích trung gian để xích không bị chùng. Dây xích số 2 vòng qua hai đĩa xích và ăn khớp với răng của đĩa xích.

b) Các thông số cơ bản của TĐX:

- Tỷ số truyền của TĐX:

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

- Đường kính vòng tròn chia của các đĩa xích:



Hình 1.5. Truyền động xích

Với đĩa xích chủ động:
$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}};$$

Với đĩa xích bị động:
$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}}.$$

trong đó: t - bước xích;

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số răng của đĩa xích chủ động;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của đĩa xích bị động;

- Khoảng cách giữa hai trục mà TĐX có thể truyền được chuyển động quay:

$$A = (30 - 50)t.$$

c) *Ưu nhược điểm của TĐX:*

* Ưu điểm:

- Có thể truyền chuyển động giữa hai trục cách xa nhau.
- Có hiệu suất tương đối cao vì không bị trượt như truyền động đai.
- Lực tác dụng lên trục và ổ trục của các đĩa xích nhỏ hơn so với truyền động đai vì khi chưa làm việc, xích không cần có lực căng ban đầu như dây đai.

* Nhược điểm:

- Đòi hỏi độ chính xác chế tạo và lắp ráp cao hơn và giá thành đắt hơn so với truyền động đai.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc, nhất là khi quay với tốc độ lớn.
- Chăm sóc bảo quản phức tạp hơn so với truyền động đai.

1.3.2.6. Hộp giảm tốc

a) *Công dụng của hộp giảm tốc*

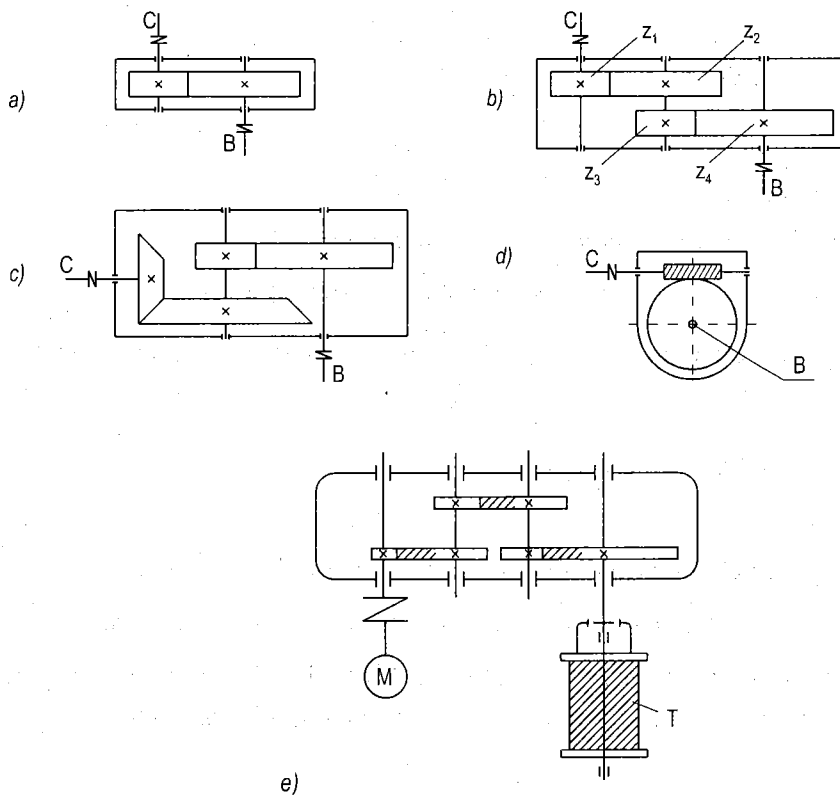
Hộp giảm tốc được đặt giữa động cơ và cơ cấu công tác của máy xây dựng để truyền chuyển động, đồng thời giảm tốc độ và tăng mômen quay từ động cơ đến các cơ cấu đó.

Ví dụ: Trong cơ cấu nâng vật của cần trục (hình 1.6e), hộp giảm tốc được đặt giữa động cơ M và tang cuốn cáp T để truyền chuyển động quay và tăng mômen quay từ động cơ đến tang.

b) *Cấu tạo hộp giảm tốc (hình 1.6)*

Trong hộp giảm tốc có trục chủ động C; trục bị động B và các trục trung gian. Trên các trục đó có lắp các bộ truyền bánh răng hình trụ hoặc bánh răng hình nón (bánh răng chủ động luôn luôn nhỏ hơn bánh răng bị động) hoặc bộ truyền trục vít - bánh vít. Tùy

theo yêu cầu về giá trị mômen xoắn của các cơ cấu mà người ta dùng hộp giảm tốc một cấp hoặc nhiều cấp với các tỷ số truyền khác nhau.



Hình 1.6. Các loại hộp giảm tốc

Những hộp giảm tốc có tỷ số truyền $i = 8 \div 10$, thường là hộp giảm tốc một cấp (tức là trong hộp giảm tốc chỉ có một cặp bánh răng) như hình 1.6a;

Khi cần tỷ số truyền $i = 10 \div 50$, thường dùng hộp giảm tốc hai cấp (tức là trong hộp giảm tốc có hai cặp bánh răng) như hình 1.6b và c; Khi tỷ số truyền $i > 50$ thường dùng hộp giảm tốc trục vít - bánh vít (hình 1.6d) hoặc hộp giảm tốc bánh răng 3 cấp (trong hộp giảm tốc có ba cặp bánh răng) như hình 1.6e.

Ngoài ra, trên máy xây dựng, người ta còn sử dụng hộp giảm tốc hành tinh. Loại này có kích thước nhỏ gọn và hiệu suất cao hơn các hộp giảm tốc với các bánh răng thông thường.

Các hộp giảm tốc nói chung dễ dàng được tiêu chuẩn hóa, nhờ vậy tạo điều kiện thuận lợi cho việc lắp lẫn và chế tạo hàng loạt hộp giảm tốc.

c) Xác định tỷ số truyền của hộp giảm tốc:

+ Nếu biết tốc độ quay của các trục trong HGT thì tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định như sau:

$$i_h = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} \dots \frac{n_{B-1}}{n_B} = \frac{n_1}{n_B} > 1 \quad (1-12)$$

trong đó: Chỉ số 1 được kí hiệu là trục đầu tiên hay trục chủ động (trục vào) của hộp giảm tốc;

Chữ “B” được kí hiệu là trục bị động hay là trục cuối cùng (trục ra) của HGT;

n_1, n_B - tốc độ quay của trục chủ động và trục bị động;

$n_2, n_3, \dots, n_{B-1}$ - tốc độ quay của các trục trung gian.

+ Nếu biết số răng của các bánh răng trong HGT: $z_1, z_2, z_3, z_4 \dots$ thì tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định như sau: $i_h = i_1, i_2, \dots, i_n$.

Với hộp giảm tốc hình (1-6b), tỷ số truyền của hộp giảm tốc:

$$i_h = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

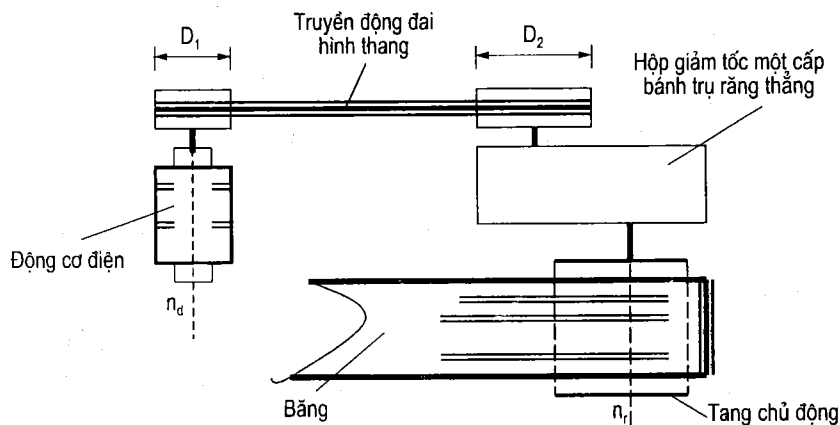
VÍ DỤ THỨ NHẤT

(Thực hành tính toán truyền động cơ khí)

Cho sơ đồ dẫn động tang chủ động của băng tải như hình vẽ dưới đây. Biết:

- Công suất trên trục ra của hộp giảm tốc (trục của tang chủ động): $N_r = 6,5 \text{ kW}$;
- Tốc độ quay trục ra của hộp giảm tốc: $n_r = 125 \text{ vòng/phút}$;
- Đường kính bánh đai chủ động: $D_1 = 200 \text{ mm}$, bánh đai bị động: $D_2 = 400 \text{ mm}$;
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc một cấp bánh răng trụ với răng thẳng: $i_h = 4$;
- Hiệu suất của bộ truyền đai hình thang: $\eta_d = 0,95$;
- Hiệu suất của hộp giảm tốc (gồm bộ truyền bánh răng và các ổ trục) $\eta_h = 0,92$.

Tính công suất và tốc độ quay của động cơ điện, từ đó chọn động cơ dẫn động cho tang chủ động của băng tải.



Bài giải:

1. Xác định công suất động cơ điện.

Công suất yêu cầu của động cơ được xác định theo công thức:

$$N_d = \frac{N_r}{\eta} \quad (1-13)$$

trong đó: N_r - công suất trên trục ra của hộp giảm tốc (trục của tang chủ động). Theo đầu bài:

$$N_r = 6,5 \text{ kW};$$

η - hiệu suất chung của cơ cấu:

$$\eta = \eta_d \eta_h = 0,95 \cdot 0,92 = 0,874$$

Thay các số liệu trên vào công thức (1-13), ta xác định được công suất yêu cầu của động cơ:

$$N_d = \frac{6,5}{0,874} = 7,44 \text{ kW}.$$

2. Xác định tốc độ quay của động cơ điện

Tốc độ quay của động cơ được xác định theo công thức:

$$n_d = n_r i \quad (1-14)$$

Trong công thức (1-14):

n_r - tốc độ quay trục ra của hộp giảm tốc, theo đầu bài: $n_r = 125$ vòng/phút;

i - tỷ số truyền chung của cơ cấu:

$$i = i_d \cdot i_h = \frac{D_2}{D_1} \cdot i_h = \frac{200}{100} \cdot 4 = 8$$

Thay giá trị của n_r và i vào công thức (1-14), ta xác định được tốc độ quay của động cơ điện:

$$n_d = 125 \cdot 8 = 1000 \text{ vòng/phút}.$$

Dựa vào công suất và tốc độ quay của động cơ vừa tính ở trên, ta chọn được động cơ điện dẫn động cơ cấu. Khi chọn động cơ, cần lưu ý: Động cơ được chọn phải có công suất cần thiết $N_c \geq N_d$ và tốc độ quay gần với giá trị n_d vừa tính ở trên.

Tuy nhiên, khi chọn công suất động cơ, cho phép vượt tải 5 - 10%.

Theo nguyên tắc đó, tra bảng 1.1, ta chọn động cơ điện không đồng bộ nhãn hiệu 132S6/965 có: Công suất $N_d = 7,5 \text{ kW}$ và tốc độ quay $n_d = 1000$ vòng/phút.

Bảng 1.1. Động cơ điện không đồng bộ kiểu 4A

Công suất, N_0 , kW	Số vòng quay động cơ n_0 , vòng/phút			
	3000	1500	1000	750
0,55	71A2/2840	71A4/1390	71A6/910	80B8/700
0,75	71B2/2810	71B4/1390	71B6/900	90LA8/700
1,1	80A2/2850	80A4/1420	80A6/915	90LB8/700
1,5	80B2/2850	80B4/1415	90B6/920	100L8/700
2,2	90L2/2840	90L4/1425	90L6/935	112MA8/700
3	100S2/2880	100S4/1435	100L6/950	112MB8/700
4	100L2/2880	100L4/1430	112MA6/950	132S8/720
5,5	112M2/2900	112M4/1445	112MB6/950	132M8/720
7,5	132M2/2900	132S4/1455	132S6/965	160S8/730
11	B2M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160MB/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180MB/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30	180M2/2945	180M4/1470	-	-

1.3.3. Các chi tiết đặc trưng và cụm chi tiết dùng trong TĐCK**1.3.3.1. Trục (hình 1.7)****a) Công dụng của trục:**

Trục được dùng để đỡ các chi tiết máy lắp trên trục hoặc để truyền mômen xoắn cho các chi tiết máy lắp trên trục như các bánh đai, đĩa xích, bánh răng, bánh vít,... Trục có thể đảm nhiệm một trong hai công dụng nói trên hay làm đồng thời cả hai công dụng.

b) Phân loại trục:

* Theo đặc điểm chịu tải trọng tác dụng lên trục có:

+ Trục tâm là trục chỉ chịu mômen uốn.

+ Trục truyền là trục chịu cả mômen uốn và mômen xoắn.

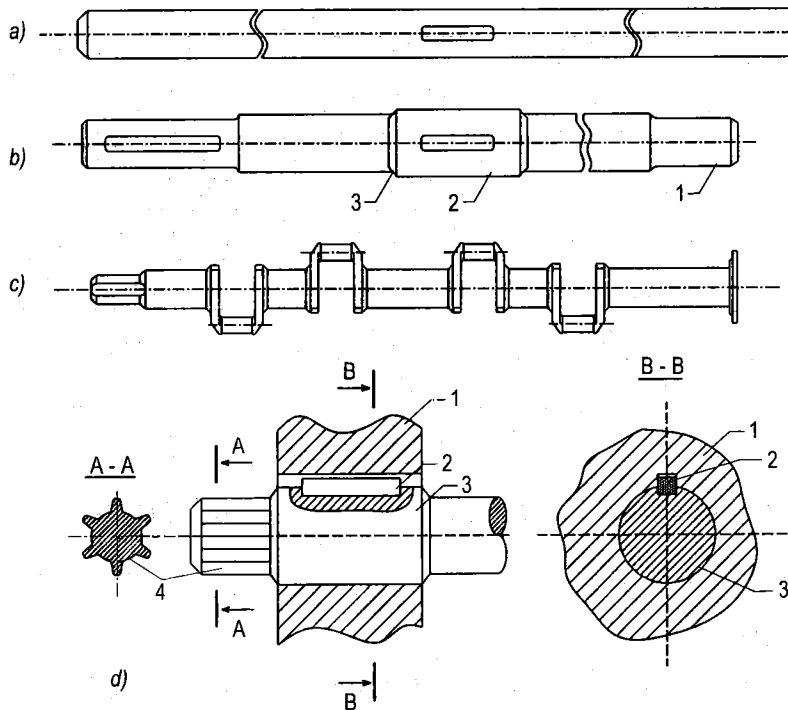
* Theo hình dạng tiết diện của trục có:

+ Trục trơn (hình 1.7a) là trục có đường kính không thay đổi trên suốt chiều dài của nó. Trục trơn có ưu điểm dễ chế tạo, song không hợp lý về sự thay đổi tải trọng tác dụng lên trục. Toàn bộ chiều dài trục được chế tạo với tiết diện không đổi và bằng tiết diện nguy hiểm (tiết diện lớn nhất) của trục, làm tăng khối lượng trục, lãng phí nguyên vật

liệu và lắp ráp khó khăn. Vì vậy, nó chỉ được dùng ở những mối ghép đơn giản, trục có chiều dài nhỏ.

+ Trục bậc (hình 1.7b) là trục có đường kính thay đổi trên chiều dài của trục. Tuy trục này chế tạo phức tạp hơn nhưng nó khắc phục được các nhược điểm của trục trơn nên nó được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

+ Trục mềm có cấu tạo đặc biệt, nó được chế tạo từ các sợi dây thép có cường độ cao cuốn lại như lò xo nên nó có độ bền cao khi chịu xoắn. Trục mềm thường được dùng trong máy đầm dùi để đầm bê tông.



Hình 1.7. Các loại trục:

1- bánh răng; 2 - then thường; 3 - trục; 4 - then hoa

** Theo dạng đường tâm của trục có:*

+ Trục có đường tâm là đường thẳng: Trục trơn, trục bậc...

+ Trục có đường tâm là đường khuỷu (hình 1.7c). Trục khuỷu chuyên dùng trong các động cơ đốt trong.

Trong các loại trục nêu trên, trục bậc (hình 1.7b) được sử dụng rộng rãi nhất trong máy xây dựng. Cấu tạo của nó gồm các phần sau:

- Thân trục số 2 để lắp các chi tiết máy trên trục. Ví dụ: Bánh răng.
- Ngõng trục số 1 là phần trục được lắp với ổ trục.
- Vai trục (hay gờ trục) số 3 để định vị các chi tiết máy lắp trên trục.

Để cố định các chi tiết máy, không cho chúng di trượt dọc trục, thường dùng vai trục (hay gờ trục); bạc chặn; đai ốc lắp ở đầu trục...

c) *Mối ghép bằng then và then hoa (hình 1.7d)*

Then là một chi tiết máy được dùng trong các mối ghép để truyền mômen xoắn từ trục sang chi tiết máy lắp trên nó (ví dụ bánh răng) hoặc ngược lại.

Mối ghép then có hai loại chính: Then thường 2 (xem mặt cắt B - B của hình 1.7d) và then hoa 4 (xem mặt cắt A - A của hình 1.7d). Trong đó, then hoa được chế tạo liền với trục, nó có tiết diện ngang như một bông hoa nhiều cánh (mỗi cánh hoa là một then) (xem mặt cắt A-A trên hình 1.7d). Then hoa được dùng trong các mối ghép mà chi tiết máy lắp trên trục vừa quay cùng với trục và vừa thường xuyên di chuyển dọc trục trong khi làm việc.

Ví dụ: Trục để lắp các bánh răng gài số trong hộp số của ô tô, máy kéo, và các loại xe gắn máy hoặc trục bị động của các loại ly hợp...

- So với then thường, then hoa truyền được mômen xoắn lớn hơn và đảm bảo độ đồng tâm giữa trục và chi tiết máy lắp trên trục tốt hơn khi chi tiết máy đó di chuyển dọc trục.

1.3.3.2. *Ổ trục*

a) *Công dụng của ổ trục*

Ổ trục được dùng để đỡ trục, tiếp nhận các lực tác dụng lên trục và truyền qua thân máy xuống bệ máy. Nhờ có ổ trục mà trục được định vị ở vị trí nhất định. Nếu là trục truyền thì nó còn được quay quanh một đường tâm đã định cũng nhờ ổ trục.

b) *Phân loại ổ*

* Dựa vào dạng ma sát trong ổ, có hai loại:

Loại ổ lăn (hình 1.8a) và ổ trượt (hình 1.8b).

* Dựa vào đặc điểm chịu lực có:

- Ổ đỡ: Là ổ chỉ chịu lực hướng tâm.

- Ổ chặn: Là ổ chỉ chịu lực dọc trục.

- Ổ đỡ - chặn: là ổ chịu cả lực hướng tâm và lực dọc trục.

Trong máy xây dựng ổ đỡ thường dùng để đỡ các trục mà trên đó lắp bánh răng hình trụ có răng thẳng hoặc bánh đai, đĩa xích, pully...; ổ đỡ - chặn được dùng để đỡ các trục trên đó lắp bánh răng nghiêng hoặc răng chữ V và răng cong.

c) *Cấu tạo của ổ:*

* Cấu tạo ổ lăn như hình 1.8a, gồm:

Vòng ngoài 1, vòng trong 2, các con lăn số 3 và vòng ngăn cách 4 để giữ cho các con lăn số 3 luôn cách đều nhau và không bị xô lệch trong khi làm việc.

Khi ổ lăn làm việc sẽ có các trường hợp sau xảy ra:

Vòng ngoài quay cùng với chi tiết máy lắp trên trục, vòng trong cố định với trục. Ví dụ: Ổ đỡ trục các bánh xe của xe honda hoặc xe đạp.

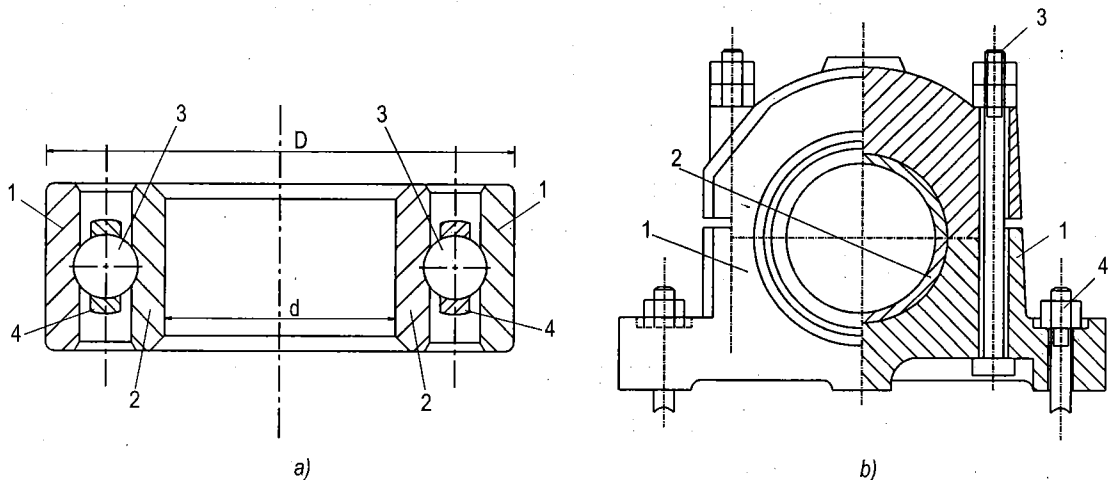
Vòng trong quay cùng với trục và chi tiết máy lắp trên trục, vòng ngoài cố định với thân máy.

Ví dụ: Ổ đỡ trục để lắp các bánh răng trong hộp số của xe honda hoặc ô tô, máy kéo.

Tùy theo tính chất chịu lực của ổ mà con lăn của ổ lăn có nhiều loại: Hình cầu, hình nón cụt, hoặc hình trống, hình đĩa, hình kim... Có thể có một dãy hoặc hai dãy con lăn trong một ổ.

So với ổ trượt, ổ lăn có các ưu điểm: Hệ số ma sát nhỏ hơn (5-10) lần so với ổ trượt. Chăm sóc, bôi trơn đơn giản hơn, không dùng hộp kim của kim loại màu, mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lẫn cao. Vì vậy, ổ lăn được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

Tuy nhiên, ổ lăn có nhược điểm: Lắp ráp khó, đòi hỏi độ chính xác cao, có đường kính lớn hơn và giá thành chế tạo cao nếu chế tạo với số lượng không lớn.



Hình 1.8. Các loại ổ trục

* Cấu tạo ổ trượt:

Có hai loại ổ trượt: Ổ ghép và ổ nguyên.

Cấu tạo ổ ghép được mô tả trên hình 1.8b.

Bộ phận chính của ổ trượt là lót ổ (hay còn gọi là bạc) số 2. Nó được chế tạo bằng hợp kim của kim loại màu và gồm hai nửa. Lót ổ được đặt ở bên trong thân ổ số 1. Thân ổ cũng được làm thành hai nửa và được ghép lại với nhau bằng các bulông 3. Các bu lông số 4 để lắp ổ với thân máy.

Ngoài ra còn có ổ nguyên với lót ổ là bạc nguyên hình trụ rỗng. Thân ổ cũng được làm liền thành một khối.

Trong hai loại ổ trượt nêu trên, ổ ghép được dùng phổ biến hơn trên máy xây dựng vì khi lắp với trục thì ổ ghép được lắp dễ dàng hơn so với ổ nguyên.

Hiện nay, trên máy xây dựng, ổ trượt được sử dụng ít hơn ổ lăn. Nó thường được dùng để đỡ những trục quay với tốc độ chậm và chịu tải trọng lớn.

1.3.3.3. Khớp nối trục

A. Công dụng: Khớp nối được dùng để nối hai trục hoặc các chi tiết máy quay với nhau; đồng thời để truyền mômen xoắn, đóng mở các cơ cấu, giảm tải trọng động cũng như va đập tác dụng lên trục và đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải...

B. Các loại khớp nối:

Theo công dụng, cấu tạo và nguyên lý làm việc, khớp nối gồm có:

a) Khớp nối chặt:

Khớp nối chặt thường được dùng để nối chặt hai trục đồng tâm với nhau. Ví dụ: Nối hai trục ngắn để tạo thành trục dài vì nếu làm trục liền thì nó dài quá, chế tạo, vận chuyển và lắp ráp sẽ rất khó khăn.

Trong các khớp nối chặt, người ta thường dùng khớp nối ống (hình 1.9a). Hai đầu trục 1 và 2 đồng tâm với nhau, cùng được lắp vào trong ống 3; Ống này được lắp cố định với đầu của hai trục bằng chốt số 4 hoặc bằng then. Chuyển động quay được truyền từ trục 1 qua chốt số 4 (hoặc then) và ống 3 sang trục 2.

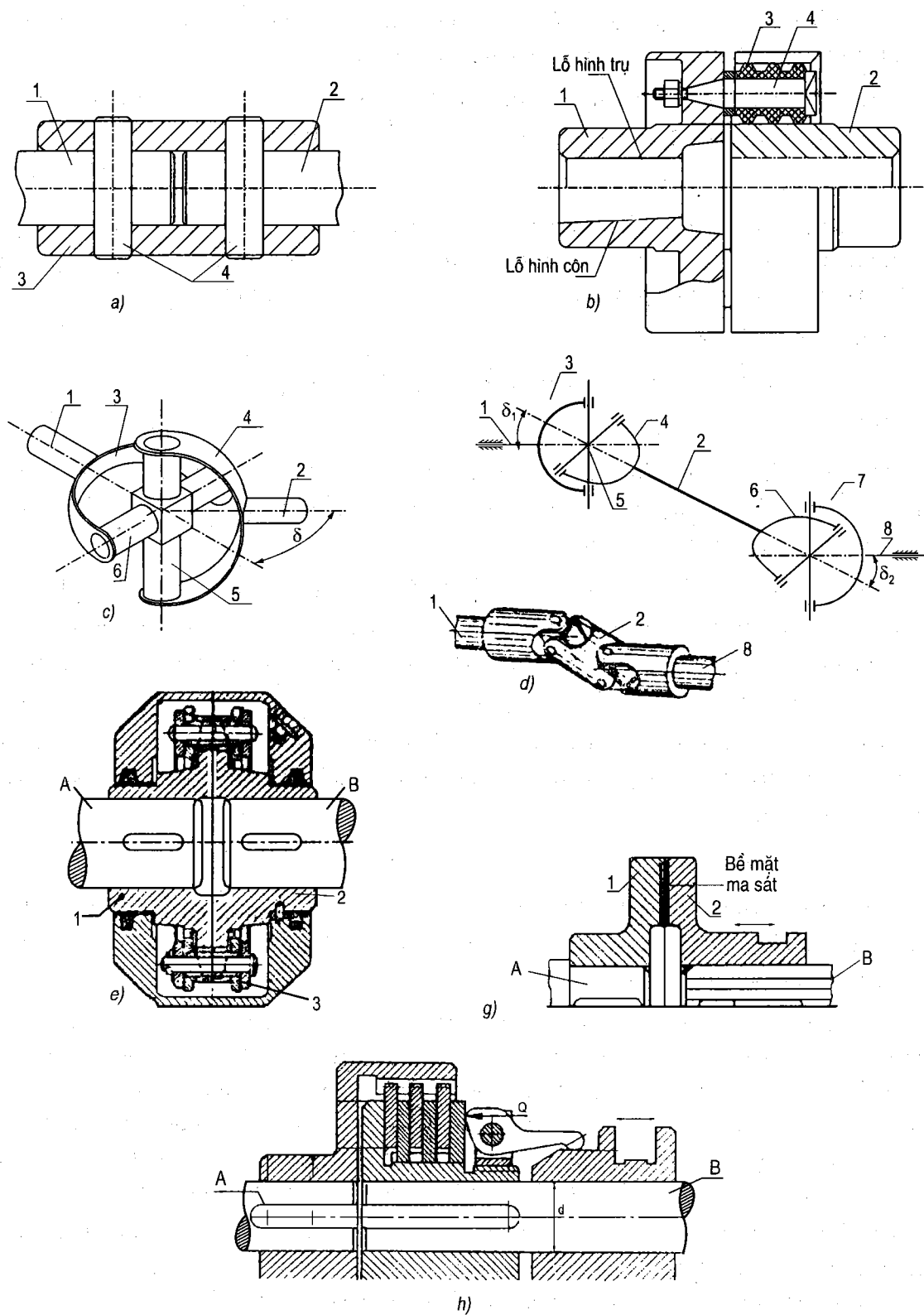
Ngoài ra, còn có khớp nối chặt kiểu đĩa. Nó gồm hai đĩa có moayơ của chúng được lắp bằng then hoặc lắp có độ dôi với đầu của hai trục. Hai đĩa này được lắp chặt với nhau bằng các bulông.

b) Khớp nối bù:

Nhờ có khả năng bù lại sự sai lệch về tâm giữa hai trục mà khớp nối bù được dùng để nối hai trục không đồng tâm hoặc có đường tâm nghiêng với nhau một góc $\alpha \leq 40^\circ$. Khớp nối bù gồm các loại sau:

* Khớp đàn hồi (hình 1.9b) gồm có hai nửa khớp số 1 và 2, được liên kết với đầu của hai trục bằng then và được nối với nhau bằng các chốt số 4. Đầu hình côn của chốt 4 được bắt cứng với một nửa khớp (thường là nửa khớp bên trái), đầu kia của chốt có dạng hình trụ, được lắp vào lỗ của nửa khớp còn lại; xung quanh phần chốt hình trụ có bọc vòng đàn hồi số 3, được làm bằng cao su chịu nén. Mômen xoắn được truyền từ nửa khớp này sang nửa khớp kia là nhờ các chốt liên kết hai nửa khớp với nhau.

Khớp đàn hồi ưu việt hơn các khớp nối khác là ngoài công dụng nối trục, khớp đàn hồi còn có thể giảm tải trọng động và va đập tác dụng lên trục, ngăn ngừa cộng hưởng do trục bị dao động xoắn, đồng thời nó cũng có khả năng bù trừ sự sai lệch nhỏ về đường tâm giữa hai trục trong khi nối. Có được các ưu điểm đó là nhờ khớp đàn hồi có các vòng đàn hồi số 3.



Hình 1.9. Các loại khớp nối trực và ly hợp

* Khớp các đăng (hình 1.9c, d), được dùng để nối hai trục có đường tâm nghiêng với nhau một góc $\delta \leq 40^\circ$. Nửa khớp các đăng số 3 được lắp với đầu trục số 1. Nửa khớp các đăng số 4 được lắp với đầu trục số 2. Hai nửa khớp này được liên kết với nhau bởi trục chữ thập số 5 và 6.

Nếu chỉ dùng một khớp các đăng để nối hai trục (hình 1.9c) thì trục chủ động 1 quay với tốc độ đều nhưng trục bị động 2 sẽ quay với tốc độ không đều. Còn nếu dùng hai khớp các đăng (hình 1.9d) lắp qua trục trung gian 2 thì trục bị động số 8 sẽ quay với tốc độ đều và cùng vận tốc góc với trục chủ động số 1, nếu $\delta_1 = \delta_2$.

Khớp các đăng thường được sử dụng trên ô tô, máy kéo và các máy xây dựng di chuyển bằng bánh hơi để truyền chuyển động từ hộp số hoặc hộp phân phối mômen đến các cầu chủ động.

Ngoài khớp đàn hồi và khớp các đăng, trong khớp nối bù còn có khớp nối xích.

Khớp nối xích (hình 1.9e) gồm có hai đĩa xích 1 và 2 có số răng và đường kính như nhau lắp với hai đầu trục A và B bằng then. Một vòng xích 3 ăn khớp với răng của cả hai đĩa xích này. Khớp nối xích thường được dùng trên xe lu tự hành dẫn động chung.

c) Ly hợp:

Ly hợp (hình 1.9g) cũng là một loại khớp nối. Nó có đĩa chủ động số 1 thường được lắp cố định với đầu trục dẫn A, còn đĩa bị động 2 di trượt được trên trục bị dẫn bằng then hoa hoặc then dẫn hướng để đóng mở ly hợp. Ly hợp khác khớp nối ở chỗ: Nó có thể nối hoặc tách hai trục bất kỳ lúc nào ngay trong khi hai trục đang làm việc. Còn các khớp nối nối chung (như đã trình bày ở trên), chúng luôn luôn nối hai trục với nhau trong khi hai trục đang làm việc, chỉ tách hai trục khi cần phải sửa chữa hoặc thay thế trục.

Dựa vào nguyên lý và đặc điểm làm việc, ly hợp được chia thành:

Ly hợp ma sát và ly hợp ăn khớp giữa các răng hoặc các vấu với nhau.

Ly hợp ma sát truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát sinh ra trên các bề mặt ma sát. Tùy theo hình dạng bề mặt ma sát, có: Ly hợp ma sát đĩa, ly hợp ma sát nón cụt, ly hợp ma sát hình trụ.

Ly hợp ma sát đĩa có thể có một đĩa bị động (xem hình 1.9g) hoặc nhiều đĩa bị động (hình 1.9h) tùy thuộc giá trị mômen xoắn mà nó phải truyền. Khi cần truyền mômen xoắn lớn thì dùng ly hợp nhiều đĩa bị động và ngược lại.

Ly hợp ma sát có ưu điểm: Truyền lực êm, có khả năng đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải nhưng truyền được mômen xoắn nhỏ hơn so với ly hợp ăn khớp.

Ly hợp ma sát thường được dùng trên ô tô, máy kéo. Chúng có loại luôn luôn đóng (thường được dùng trên ô tô và máy kéo bánh hơi) và loại luôn luôn mở (thường được dùng trên máy kéo bánh xích có công suất lớn).

Ly hợp vấu truyền được mômen xoắn lớn hơn so với ly hợp ma sát nhưng không trượt được khi quá tải. Nó thường được dùng làm ly hợp chuyển hướng của các loại máy đào một gầu bánh xích dẫn động chung.

1.3.3.4. Các loại phanh

a) Công dụng và phân loại:

* Công dụng:

Phanh được dùng trên máy xây dựng để hạn chế tốc độ hoặc dừng hẳn chuyển động quay của các chi tiết và các cụm chi tiết máy như trục quay, tang quay, mâm (hoặc bàn) quay... và để hạn chế tốc độ hoặc dừng hẳn chuyển động tịnh tiến của cơ cấu di chuyển máy xây dựng nói chung cũng như cơ cấu di chuyển xe con mang vật nâng của một số loại cần trục.

* Phân loại phanh:

- Dựa vào cấu tạo bộ phận làm việc, phanh gồm có: Phanh má và phanh đai.

Phanh má thường được dùng trên những máy xây dựng dẫn động điện. Phanh đai thường được dùng trên các máy xây dựng có các cơ cấu được dẫn động chung từ một động cơ.

Phanh má lại chia thành hai loại:

+ Phanh má điện - từ.

+ Phanh má điện - thủy lực.

- Dựa theo nguyên lý làm việc có phanh thường mở và phanh thường đóng.

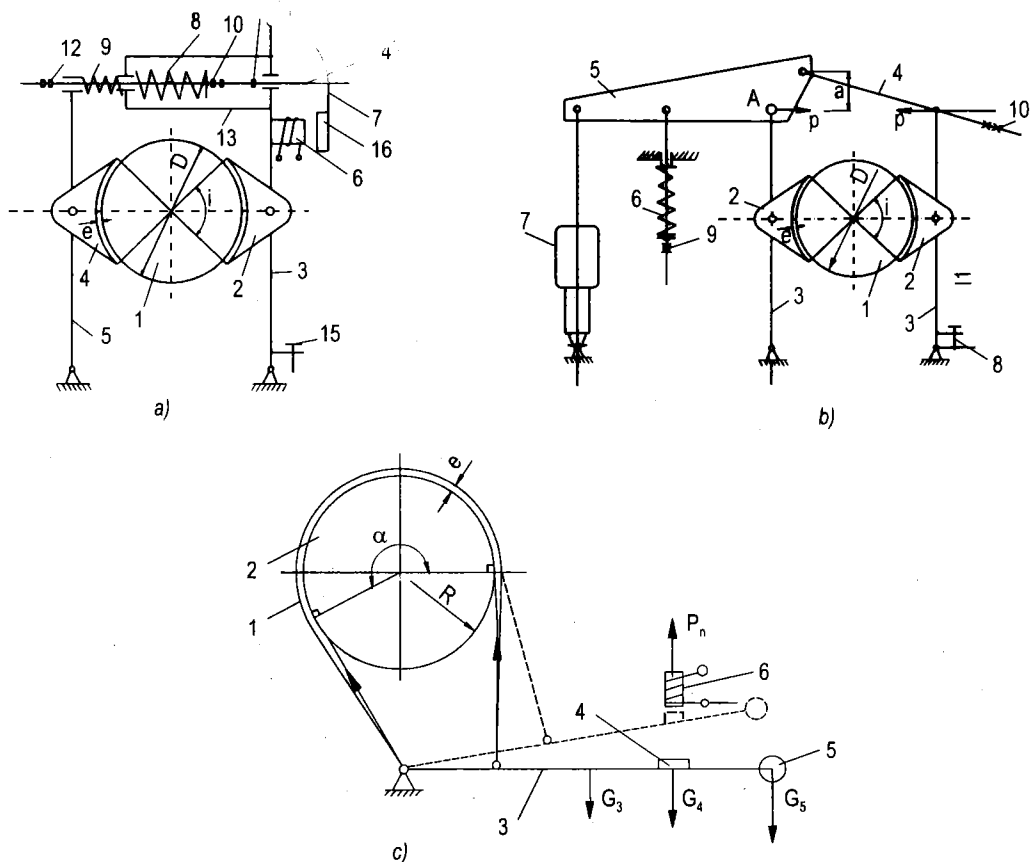
Dưới đây, xin giới thiệu cấu tạo và nguyên lý làm việc của một số loại phanh đang được sử dụng trên máy xây dựng.

b) Phanh má điện - từ (hình 1.10a):

Đây là loại phanh thường đóng. Khi chưa làm việc, do bị chặn bởi các đai ốc số 10, đầu bên trái của lò xo chính số 8 tì vào ống 13, luôn luôn muốn kéo tay đòn 3 và má phanh 2 ép vào bánh phanh 1. Mặt khác, đầu bên phải của lò xo 8 luôn luôn muốn đẩy đai ốc 10 và thanh 14 đi sang phải, qua đai ốc 12, kéo tay đòn 5 và má phanh 4 ép vào bánh phanh 1. Nhờ vậy, phanh luôn luôn ở trạng thái đóng.

Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện và có từ tính. Do đó nam châm sẽ hút miếng thép 16 gắn ở đầu dưới của tay đòn 7, đẩy thanh 14 sang trái. Dưới tác dụng của lò xo phụ 9, tay đòn 5 kéo má phanh 4 tách khỏi bánh phanh 1. Mặt khác, dưới tác dụng trong lò xo nam châm, tay đòn 3 và má phanh 2 cũng tách ra khỏi bánh phanh đến khi cái hạn chế hành trình 15 chạm vào đế phanh phía dưới. Khi đó, phanh được mở để cơ cấu làm việc bình thường.

Mômen phanh được điều chỉnh bằng đai ốc 10, còn hành trình phanh được điều chỉnh nhờ đai ốc 12 và cái hạn chế hành trình số 15.



Hình 1.10. Các loại phanh dùng trên máy xây dựng

c) Phanh má điện - thủy lực (hình 1.10b)

Đây cũng là loại phanh thường đóng. Nguyên lý làm việc của nó như sau:

Khi chưa làm việc, lò xo 6 bị nén bởi đai ốc 9, dưới tác dụng lực đẩy của lò xo 6, thanh truyền 5 bị kéo đi xuống làm xuất hiện lực phanh P ở đầu trên của các tay đòn 3. Các lực này ép các má phanh số 2 vào sát bánh phanh số 1 để hãm bánh phanh. Do đó phanh luôn được đóng.

Muốn mở phanh, người ta cho con đẩy thủy lực 7 làm việc, đẩy đầu trái của thanh truyền 5 đi lên, lò xo 6 bị ép lại, qua đòn bẩy 4 và 3 làm má phanh bên phải tách ra khỏi bánh phanh đến khi cái hạn chế hành trình số 8 chạm vào đế phanh thì má phanh bên trái được tách ra khỏi bánh phanh. Khi đó phanh được mở để cơ cấu làm việc bình thường.

Các đai ốc số 10 trên thanh đẩy 4 và cái hạn chế hành trình số 8 được dùng để điều chỉnh khe hở e giữa má phanh và bánh phanh, đồng thời để các má phanh mở đều sang hai bên.

Muốn điều chỉnh mômen phanh thì xiết chặt hoặc nới lỏng các đai ốc 9 để điều chỉnh lực nén của lò xo 6.

d) Phanh đai (hình 1.10c)

Phanh đai gồm có dây đai số 1 bao quanh bánh phanh số 2. Mô men phanh được tạo ra là do lực ma sát giữa đai và bánh phanh. Đai được chế tạo từ thép và trên bề mặt làm việc của nó có gắn lớp da hoặc amiăng để tăng ma sát giữa đai và bánh phanh. Khi cơ cấu chưa làm việc, nhờ trọng lượng của đối trọng 5, tay đòn 3 và miếng ngàm 4 sinh ra lực để kéo tay đòn 3 đi xuống làm cho dây đai 1 ôm chặt lấy bánh phanh 2, nghĩa là phanh thường được đóng.

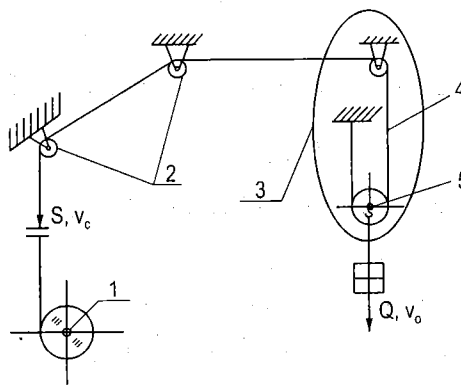
Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện và có từ tính. Nam châm sẽ hút miếng ngàm (bằng thép) số 4 để nâng đối trọng và tay đòn 3 lên làm cho dây đai 1 tách khỏi bánh phanh 2. Lúc đó phanh được mở và cơ cấu làm việc bình thường.

1.4. TRUYỀN ĐỘNG CÁP

1.4.1. Khái niệm về truyền động cáp

Truyền động cáp gồm có tời kết hợp với palăng cáp để nâng (hạ) vật theo phương đứng hoặc kéo xe mang vật nâng di chuyển theo phương ngang. Đôi khi, người ta còn dùng truyền động cáp để dẫn động cơ cấu quay của một số loại máy xây dựng.

Sơ đồ truyền động cáp đơn giản để nâng vật được thể hiện trên hình 1.11.



Hình 1.11. Truyền động cáp.

- 1- Tang nâng vật; 2- Các pully đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;
3- Palăng cáp nâng vật.; 4- cáp thép; 5- Cụm pully di động của palăng

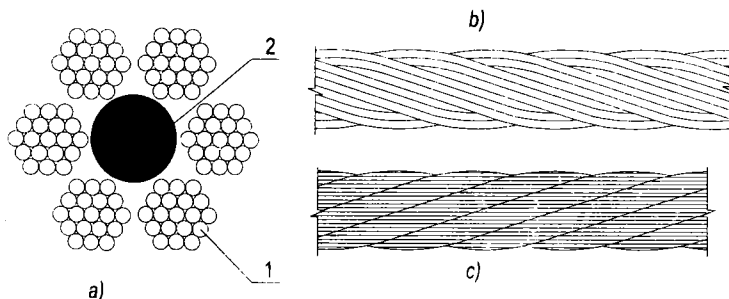
Các bộ phận chính của truyền động cáp gồm có:

Cáp thép, các pully cố định và di động, tang cuốn cáp, palăng cáp.

1.4.2. Cáp thép

Sơ đồ cấu tạo của cáp thép được thể hiện trên hình 1.12. Trong đó, hình 1.12a mô tả mặt cắt ngang của cáp. Cấu tạo của cáp gồm:

Các nhánh cáp số 1 được bện từ các sợi dây thép có đường kính từ 0,5 đến 2mm (có thể tới 3mm) với giới hạn bền kéo cao: 1600 - 1800 N/cm²; Các nhánh số 1 lại được bện với nhau quanh lõi số 2.



Hình 1.12. Cấu tạo của cáp thép

Lõi này được làm từ dây đay hoặc dây gai để cho cáp mềm, dễ uốn khi vòng quanh tang hoặc puly. Đồng thời lõi số 2 còn có tác dụng tích trữ mỡ, để tự bôi trơn cho cáp trong quá trình làm việc. Bên ngoài các sợi dây thép được tráng lớp kẽm để chống rỉ.

Tùy theo cách bện cáp, có hai loại:

Cáp bện xuôi có chiều bện của các sợi thép trong từng nhánh cùng chiều với chiều bện của các nhánh quanh lõi số 2 (hình 1.12b), còn nếu chúng ngược nhau thì đó là cáp bện chéo hay còn gọi là cáp bện ngược (hình 1.12c).

Trong đó, cáp bện chéo có độ cứng lớn, không bị bung ra và không bị xoắn lại khi làm việc nên được dùng phổ biến trong các cơ cấu nâng của các loại máy xây dựng.

Tuy nhiên cáp bện chéo có tuổi thọ không cao bằng cáp bện xuôi.

Cáp bện xuôi hay bị bung ra hoặc bị xoắn lại nhất là khi vật nặng được treo trên một dây cáp. Vì vậy, cáp bện xuôi chỉ được dùng để chằng buộc vật nặng hoặc nâng vật theo dẫn hướng trong các loại máy vận thăng (thang nâng). Song cáp bện xuôi có ưu điểm là mềm và có tuổi thọ cao hơn cáp bện chéo.

1.4.3. Puly

Puly là bánh xe có rãnh để cáp vòng qua khi cần thay đổi hướng cáp hoặc thay đổi lực căng của cáp.

Tùy theo công dụng, có hai loại puly được dùng trên máy xây dựng:

+ Puly cố định để đổi hướng cáp (hình 1.13a).

Trong trường hợp này lực căng cáp: $S_c = \frac{Q}{\eta_p}$.

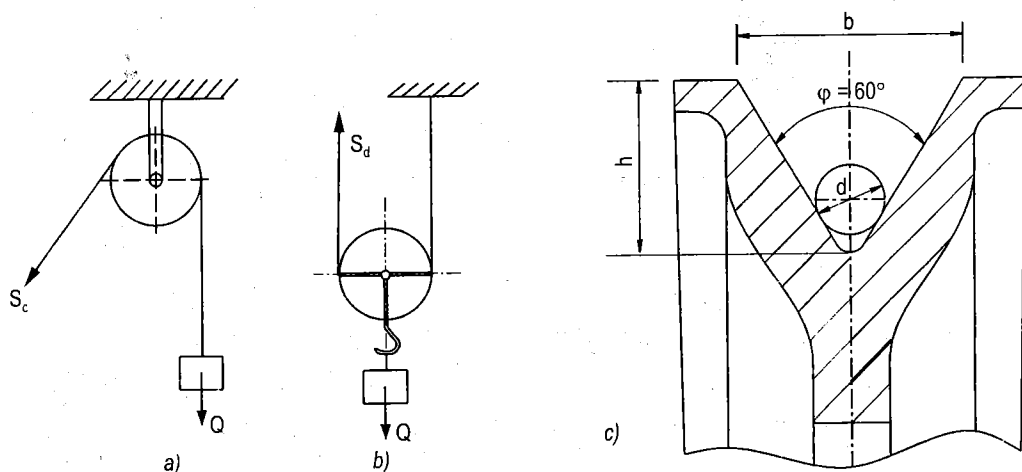
+ Puly di động để giảm lực căng cáp (hình 1.13b).

Lực căng cáp:

$$S_d = \frac{Q}{2\eta_{pl}}$$

trong đó: η_{pl} - Hiệu suất của puly.

Ngoài ra còn có puly cân bằng được dùng trong các palăng cáp.



Hình 1.13. Cấu tạo puly

Cấu tạo của puly được thể hiện trên hình 1.13c. Các thông số cơ bản của puly gồm có:

- Chiều sâu h của rãnh đặt cáp phải đảm bảo sao cho cáp không bị tuột ra khỏi rãnh puly khi vật nâng bị lắc hoặc quay trong quá trình nâng (hạ). Để thỏa mãn điều kiện đó thì:

$$h = (1,5 \div 2,5)d_c$$

trong đó: d_c - đường kính cáp.

Một số trường hợp đặc biệt, ví dụ: Puly ở đầu cần của các loại cần trục, máy đào gầu dây hoặc máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp, thường có rãnh sâu hơn: $h = 5d_c$.

- Góc nghiêng giữa hai thành bên của rãnh puly:

$$\varphi = 40 - 60^\circ.$$

Khi $\varphi = 60^\circ$ thì góc lệch β cho phép giữa cáp và mặt phẳng puly là $\beta = 6^\circ$.

Đáy rãnh puly là một cung tròn có bán kính: $r = (0,5 \div 0,6)d_c$.

Độ mở hay chiều rộng phía trên của rãnh puly: $b = (2 \div 2,5)d_c$.

Puly dùng trong máy xây dựng có chế độ làm việc nhẹ và trung bình được đúc từ gang xám. Khi chế độ làm việc nặng và rất nặng thì puly được đúc từ thép đúc.

1.4.4. Tang

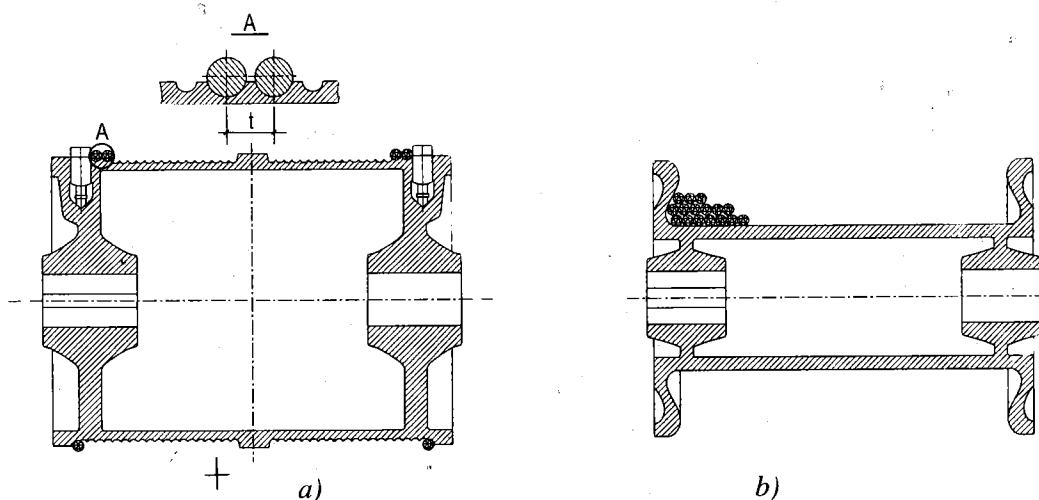
Tang được dùng để cuốn cáp, biến chuyển động quay của tang thành chuyển động tịnh tiến của cáp, đồng thời truyền lực tới cáp và các bộ phận khác.

1.4.4.1. Cấu tạo của tang

Tang có dạng hình trụ, hình côn hoặc hình trụ có đường kính thay đổi. Được dùng phổ biến trên máy xây dựng là tang hình trụ (hình 1.14).

Trên tang có thể quấn một lớp cáp (hình 1.14a) hoặc nhiều lớp cáp (hình 1.14b).

Trong đó, tang quấn một lớp cáp được dùng phổ biến hơn trên máy xây dựng.



Hình 1.14. Cấu tạo của tang

Khi tang quấn một lớp cáp thì bề mặt trụ của tang được chế tạo rãnh (hình 1.14a) để cho cáp nằm vào đó, các vòng cáp không tiếp xúc với nhau đồng thời tăng diện tích tiếp xúc giữa cáp và tang, tránh hiện tượng cáp bị trượt dọc theo bề mặt tang. Nhờ vậy, cáp không bị mài mòn và tăng tuổi thọ cho cáp.

Tang quấn nhiều lớp cáp (hình 1.14b) thường được sử dụng khi dung lượng cáp lớn, nhưng các kích thước của tang lại bị hạn chế.

1.4.4.2. Các thông số cơ bản của tang

a) Dung lượng của cáp cuốn vào tang nhiều lớp cáp L :

$$L = \pi (D_1 + m d_c) m Z$$

Với tang cuốn một lớp cáp:

$$L = \pi (D + d_c) Z$$

b) Chiều dài làm việc của cáp cuốn lên tang L_c :

$$L_c = H.a + (1,5 - 2) \pi (D_1 + d_c)$$

Chiều dài này phải nhỏ hơn dung lượng cáp cuốn vào tang: $L_c < L$.

Trong hai công thức trên: D_t, d_c - đường kính tang và đường kính cáp, m;

m - số lớp cáp cuốn trên tang;

a - bội suất palăng, đó là số nhánh cáp treo cụm puly di động và vật nâng (ở hình 1.11: $a = 2$);

H - chiều cao nâng lớn nhất, m;

c) Số vòng cáp làm việc cuốn trên tang Z :

+ Với tang nhiều lớp, Z được xác định theo công thức:

$$Z = \frac{L_c}{\pi \cdot m \cdot (D_t + m \cdot d_c)}$$

+ Với tang một lớp, Z được xác định theo công thức:

$$Z = \frac{L_c}{\pi \cdot (D_t + d_c)}$$

d) Chiều dài làm việc của tang L_t :

$$L_t = Z \cdot t$$

trong đó: t - bước cáp trên tang; Bước cáp là khoảng cách giữa tâm của hai vòng cáp liên tiếp nhau cuốn trên tang. Với tang trơn có thể lấy $t = d_c$ (đường kính cáp).

1.4.5. Cách tính chọn cáp

a) Xác định lực căng của cáp trong palăng cáp

Thường sau khi ra khỏi palăng cáp còn vòng qua các puly cố định (nằm ngoài palăng) đổi hướng rồi mới cuốn vào tang. Do đó lực căng lớn nhất của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^r} \quad (1-15)$$

trong đó:

Q, q - trọng lượng của vật nâng và trọng lượng của thiết bị mang vật;

η_{pa}, η_{pl}^r - hiệu suất của palăng và của các puly đổi hướng nằm ngoài palăng;

a - bội suất của palăng cáp (ở sơ đồ hình 1.11: $a = 2$) (được trình bày ở mục 1.4.6.2);

r - số puly đổi hướng nằm ngoài palăng (ở sơ đồ hình 1.11; $r = 2$).

b) Cách chọn cáp và các chú ý khi sử dụng cáp để đảm bảo an toàn

Khi chọn cáp cho các cơ cấu của máy xây dựng cần phải dựa vào các thông số sau:

+ Lực căng lớn nhất của cáp được xác định theo công thức (1-15) phải thoả mãn điều kiện:

$$S_{\max} \leq \frac{S_d}{n} \quad (1-16)$$

trong đó:

S_d - lực làm đứt cáp tức là khi lực căng cáp đạt đến giá trị S_d thì cáp bị đứt;

n - hệ số an toàn. Khi dẫn động điện, có thể chọn hệ số an toàn như sau:

Với chế độ làm việc nhẹ: $n = 5,0$;

Với chế độ làm việc trung bình: $n = 5,5$;

Với chế độ làm việc nặng: $n = 6,0$;

Với thang máy chở người: $n = 9,0$;

+ Để đảm bảo cho cáp dễ dàng vòng qua các tang (hoặc pu ly) và góp phần tăng độ bền lâu của cáp thì đường kính của cáp được chọn, phải thoả mãn điều kiện sau:

$$D \geq (k_0 - 1)d_c \quad (1-17)$$

trong đó:

D - đường kính tang hoặc puly;

d_c - đường kính cáp;

k_0 - hệ số, phụ thuộc vào chế độ làm việc của máy;

Với chế độ làm việc nhẹ: $k_0 = 16$;

Với chế độ làm việc trung bình: $k_0 = 18$;

Với chế độ làm việc nặng: $k_0 = 20$.

+ Để đảm bảo an toàn, khi sử dụng cáp cần phải tuân theo các quy định sau:

- Tuyệt đối không được phép nối cáp để tăng chiều dài của nó khi muốn tăng chiều cao nâng vật. Các chi tiết để cố định đầu cáp trên các trục, trên tang phải đủ bền và có độ tin cậy cao.

- Phải kiểm tra bảo dưỡng bôi trơn cho cáp thường xuyên, định kỳ theo đúng quy định trong tiêu chuẩn;

- Số sợi thép đứt trên chiều dài một bước ben phải trong giới hạn cho phép theo quy phạm an toàn, nếu vượt quá thì phải thay cáp mới.

Ví dụ: Với cáp 6 nhánh ($6 \times 19 = 144$), khi hệ số an toàn $n \leq 6$ thì số sợi đứt cho phép trên một bước ben với cáp ben xuôi là 6 và với cáp ben chéo là 12.

1.4.6. Palăng cáp

1.4.6.1. Công dụng và phân loại palăng cáp

Palăng cáp là một hệ thống gồm các puly cố định và puly di động được nối với nhau bằng cáp để giảm lực căng cáp so với lực kéo của hệ thống hoặc tăng tốc độ kéo của hệ thống so với tốc độ của cáp.

Dựa vào công dụng nêu trên, palăng cáp được phân thành:

* Palăng lợi lực, gọi tắt là palăng lực (hay còn gọi là palăng thuận). Dùng palăng này sẽ lợi về lực nhưng thiệt về đường đi và vận tốc.

* Palăng lợi về vận tốc, gọi tắt là palăng vận tốc (hay palăng nghịch). Dùng palăng này sẽ lợi về vận tốc và đường đi nhưng thiệt về lực.

Palăng lợi lực lại gồm có palăng đơn và palăng kép. Palăng đơn chỉ có một đầu cáp quấn vào tang. Palăng kép có hai đầu cáp quấn vào tang.

1.4.6.2. Palăng đơn lợi lực

a) Các loại palăng đơn lợi lực

- Palăng đơn loại I có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly cố định (hình 1.15a). Loại này có số puly bằng số nhánh cáp treo vật.

- Palăng đơn loại II có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly di động (hình 1.15b). Loại này có số puly trong palăng bằng số nhánh cáp treo vật trừ đi 1.

b) Các thông số cơ bản của palăng đơn lợi lực

- Bội suất a là thông số đặc trưng của palăng lợi lực. Nó là số lần lực căng cáp giảm đi so với trọng lượng vật nâng nếu bỏ qua hiệu suất puly và được xác định bằng công thức:

$$a = \frac{n}{m} \quad (1-18)$$

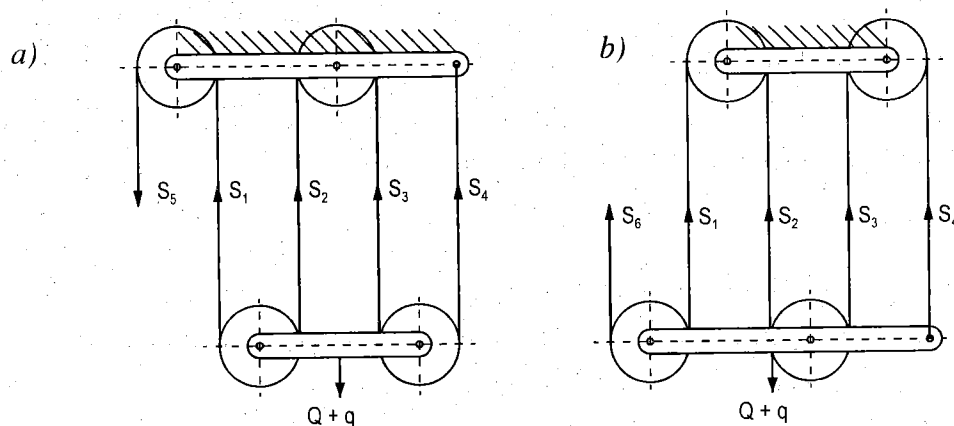
trong đó:

n - Số nhánh cáp treo vật;

m - Số nhánh cáp cuốn vào tang.

Trên hình vẽ, ta có thể xem bội suất a của palăng chính bằng số nhánh cáp treo cụm puly di động và vật nâng.

Ví dụ: Palăng trên hình 1.15a có $a = 4$ và palăng trên hình 1.15b có $a = 5$.



Hình 1.15. Các loại palăng đơn lợi lực

- Vận tốc của cáp cuốn vào tang v_c được xác định theo công thức:

$$v_c = a v_n \quad (1-19)$$

Trong đó: v_n - vận tốc của vật nâng (thường gọi là vận tốc nâng vật).

- Hiệu suất của palăng loại I được xác định theo công thức:

$$\eta_{pa}^I = \frac{\eta(1 - \eta^r)}{r(1 - \eta)} \quad (1-20)$$

- Hiệu suất của palăng loại II được xác định theo công thức:

$$\eta_{pa}^{II} = \frac{(1 - \eta^r)}{r(1 - \eta)} \quad (1-21)$$

Trong đó: η - hiệu suất của puly;

r - số puly trong palăng.

VÍ DỤ THỨ HAI:

(Thực hành tính toán truyền động cáp)

Cho sơ đồ tời điện kết hợp với palăng cáp để nâng vật trong thang nâng hàng như hình vẽ bên.

Biết:

Trọng lượng vật cần nâng: $Q = 15,4 \text{ kN}$;

Vận tốc nâng vật: $v_n = 0,54 \text{ m/s}$;

Chế độ làm việc trung bình: $CD = 25\%$;

Hiệu suất của tời: $\eta_t = 0,9$;

Hiệu suất của palăng cáp:

Hiệu suất của puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng: $\eta_{pl} = 0,95$;

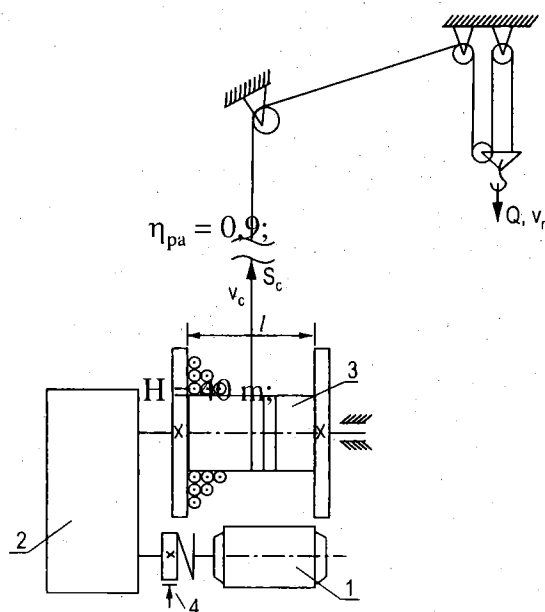
Chiều cao nâng:

Trên tang cuốn 3 lớp cáp.

Cho phép bỏ qua trọng lượng bản thân của thiết bị mang vật ($q = 0$).

Yêu cầu:

1. Tính chọn cáp.
2. Xác định các thông số cơ bản của tang số 3;
3. Tính chọn động cơ điện số 1;
4. Tính chọn hộp giảm tốc số 2;



Bài giải:

1. Tính chọn cáp:

Lực căng của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \eta_{pl}^r} \quad (D2-1)$$

Theo số liệu trong đầu bài, có:

$Q = 15,4 \text{ kN}$ - trọng lượng của vật nâng;

$q = 0 \text{ kN}$ - trọng lượng bản thân thiết bị mang vật;

$a = 3$ - bội suất của palăng cáp;

$\eta_{pa} = 0,9$ - hiệu suất của palăng cáp;

$\eta_{pl} = 0,95$ - hiệu suất của pully đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;

$r = 1$ - số pully đổi hướng nằm ngoài palăng.

Thay các số liệu vào công thức (D2-1), ta có:

$$S_c = \frac{15,4}{3 \times 0,9 \times 0,95} = 6, \text{ kN}$$

Lực làm đứt cáp (phá huỷ cáp):

$$S_d = k \cdot S_c$$

Trong đó: k - Hệ số an toàn. Với chế độ làm việc trung bình $CD = 25\%$ ta lấy $k = 5,5$.

Đó đó:

$$S_d = 5,5 \times 6 = 33 \text{ kN} = 33000 \text{ N}.$$

Theo bảng (5-2) trong tài liệu tham khảo [2], ta chọn cáp LK-P có đường kính $d_c = 8,3 \text{ mm}$ với lực phá huỷ cáp $S_d = 34800 \text{ N}$ và giới hạn bền của các sợi thép chế tạo cáp là 1570 N/cm^2 .

2. Xác định các thông số cơ bản của tang:

a) Xác định đường kính tang:

Vì trên tang cuốn 3 lớp cáp nên ta chọn tang trơn. Để đảm bảo cho cáp có thể cuốn vào tang một cách dễ dàng thì đường kính ngoài bề mặt trụ của tang phải thoả mãn điều kiện:

$$D_t > (k_0 - 1) d_c \quad (D2-2)$$

trong đó:

d_c - đường kính cáp, $d_c = 8,3 \text{ mm}$;

k_0 - hệ số tỷ lệ. Với chế độ làm việc trung bình thường chọn $k_0 = 18$;

$$D_t > (18 - 1) 8,3 = 141,1 \text{ mm}.$$

Để thoả mãn điều kiện (D2-2), với thang nâng hàng, ta chọn đường kính của tang theo tài liệu tham khảo [2]:

$$D_1 = 230\text{mm} = 0,23\text{m}.$$

b) Xác định chiều dài làm việc của cáp cuốn lên tang L_c :

$$L_c = H.a + 2\pi(D_1 + d_c) \quad (D2-3)$$

Trong đó: $H = 40\text{ m}$ - chiều cao nâng;

$a = 3$ - bội suất của palăng cáp.

Vậy: $L_c = 40 \times 3 (0,23 + 0,0083) = 81,5\text{ m}$

c) Xác định chiều dài làm việc của tang:

$$l = z.t = \frac{L_c t}{\pi.m(D_1 + m d_c)} \quad (D2-4)$$

trong đó:

z - số vòng cáp cuốn trên tang, được xác định theo công thức:

$$z = \frac{L_c}{\pi.m(D_1 + m d_c)} = \frac{81,5}{3,14 \times 3(0,23 + 3 \times 0,0083)} = 34 \quad (D2-5)$$

Vậy: $z = 34$ vòng cáp cuốn trên tang.

t - bước cáp trên tang, với tang tròn có thể lấy: $t = d_c = 0,0083\text{ m}$;

m - số lớp cáp cuốn trên tang, theo đầu bài: $m = 3$.

Thay các số liệu vào công thức (D2-5), ta xác định được chiều dài tang:

$$l = \frac{81,5 \times 0,0083}{3,14 \times 3(0,23 + 3 \times 0,0083)} = 0,282\text{ m}$$

d) Xác định dung lượng cáp:

$$L = \pi(D_1 + m d_c) m z = 3,14 (0,23 + 3 \cdot 0,0083) \cdot 3 \cdot 34 = 81,64\text{m}$$

3) Tính chọn động cơ điện:

Công suất động cơ được xác định theo công thức:

$$N_d = \frac{S_c \cdot v_c}{1000 \cdot \eta_t} \quad (D2-6)$$

Trong đó: $S_c = 6\text{kN} = 6000\text{ N}$ - lực căng của cáp cuốn vào tang;

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$v_c = a v_n = 3 \cdot 0,54 = 1,62\text{m/s}.$$

$\eta_t = 0,9$ - hiệu suất của tời;

Vậy công suất động cơ:

$$N_d = \frac{6000 \times 1,62}{1000 \times 0,9} = 10,8\text{kW}$$

Theo bảng 1.2, với chế độ làm việc $CD = 25\%$ ta chọn động cơ điện MTB -311.6 có công suất $N_d = 11\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 945$ vòng/phút.

Bảng 1.2. Đặc tính kỹ thuật của động cơ điện

Loại động cơ	Công suất, kW		Tốc độ quay, vòng/phút		Khối lượng, kg
	CD = 25%	CD = 40%	CD = 25%	CD = 40%	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
MT-42-8	16,0	13,0	718	724	280
MT-51-8	22,0	17,0	723	728	435
MT-52-8	30,0	25,5	725	730	530
MT-61-10	30,0	24,0	574	579	715
MT-62-10	45,0	36,0	577	582	945
MTK-011-6	1,4	1,1	840	885	47
MTK-012-6	2,2	1,8	830	870	53
MTK-111-6	3,5	28	875	900	70
MTK-112-6	5,0	4,2	875	900	80
MTK-211-6	7,5	6,0	800	910	110
MTB-311-6	11,0	9,0	990	920	155
MTB-312-6	16,0	13,0	900	925	195
MTB-412-6	30,0	24,0	935	950	315
MTB-311-8	7,5	6,0	670	690	155
MTB-312-8	11,0	8,5	680	700	195
MTB-411-8	16,0	13,0	685	700	255
MTB-311-6	11,0	7,5	945	945	155
MTB-312-6	16,0	11,0	955	950	195
MTB-411-6	22,0	16,0	965	957	280
MTB-412-6	30,0	22,0	970	960	315
MTB-312-8	11,0	7,5	710	695	195
MTB-411-8	16,0	11,0	715	710	255
MTB-412-8	220	16,0	720	715	315
MTB-512-8	40,0	30,0	730	716	490
4AC80A6Y3	0,9	0,8	1000	860	24
4AC906Y3	-	1,7	-	900	27
4AC1006Y3	-	26	-	920	47
4AC112MA6Y3	3,8	3,2	1000	910	80
4AC1326Y3	7,5	8,3	1000	940	100
4AC132M6Y3	10,0	8,5	1000	940	125

4) Lựa chọn hộp giảm tốc

Vận tốc của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi D \cdot n_t}{60}$$

Suy ra tốc độ quay của tang: $n_t = \frac{60 \cdot v_c}{\pi D}$ (D2-7)

trong đó: $v_c = 1,62$ m/s - vận tốc của cáp cuốn vào tang;

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng cuốn trên tang được xác định theo công thức:

$$D = D_t + (2m - 1)d_c = 0,23 + (2 \times 3 - 1) \times 0,0083 = 0,27 \text{ m}$$

Thay số vào công thức (D2-7), ta xác định được tốc độ quay của tang:

$$n_t = \frac{60 \times 1,62}{3,14 \times 0,27} = 114,65 \text{ vòng/phút}$$

Tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định theo công thức:

$$i_h = \frac{n_d}{n_t} = \frac{945}{114,65} = 8,24.$$

Dựa vào công suất và tỷ số truyền tính được ở trên, theo bảng 1.3, ứng với chế độ làm việc $CD = 25\%$, ta chọn hộp giảm tốc IJ 2-200 có tỷ số truyền: $i_h = 8,32$; công suất trên trục vào (trục chủ động) $N = 11,5 \text{ kW}$ và tốc độ quay $n = 1000 \text{ v/ph}$.

Bảng 1.3. Công suất trên trục chủ động (trục vào) của hộp giảm tốc

Tốc độ quay, vòng/phút	Tỷ số truyền									CD, %
	8,32	9,8	12,41	16,3	19,88	24,9	32,42	41,34	50,94	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
Hộp giảm tốc IJ2 - 200										
600	7,7	6,8	6,1	5,8	5,4	4,4	3	2,4	2	25
	5,9	5,2	4,2	3,9	3,6	2,5	1,6	1,6	1,1	40
	4,6	3,8	3,3	2,1	1,7	1,3	0,9	0,7	0,5	100
750	9,3	8	6,7	6,2	5,5	5,4	3,8	3,2	2,7	25
	7,2	6,1	4,8	4,2	3,7	2,7	1,8	1,8	1,3	40
	5,7	4,8	3,8	2,6	2,1	1,7	1,3	0,8	0,7	100
1000	11,5	10	8	7,9	6,6	5,4	4,1	4,1	3,7	25
	8,8	7,8	6,1	5,9	4,2	3,2	2,1	2,1	1,6	40
	7,65	6,3	5,1	3,4	2,8	2,2	1,7	1,1	0,9	100

Bảng 1.3 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
Hộp giảm tốc IJ2-250										
600	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7	5,2	4,3	3,9	25
	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3	2,6	40
	7,9	6,7	5,3	3,6	2,2	2,3	1,8	1,2	2	100
750	23	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2	25
	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3	40
	9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2	100
1000	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6	25
	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5	4,2	3,5	40
	12	10	8	6	4,9	3,9	3	2	1,6	100
Hộp giảm tốc IJ2-350										
600	45,7	39,6	34	26,8	22,3	16,6	12	10,2	9,4	25
	34	29,4	25,7	17,2	15,2	13	11	7,2	6,3	40
	17,1	16	12,5	8,5	7	5,5	4,3	4,9	2,3	100
750	61	52	43,5	32	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1	25
	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3	40
	21,4	18	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9	100
1000	71,9	61,2	50,8	37,1	33,5	2,71	21,8	17,3	14,5	25
	42,8	39	33	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9	40
	28,7	23,9	19,2	19,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9	100
Hộp giảm tốc IJ2-500										
600	137	120	113	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8	25
	102	90,6	77	53,6	51	44,1	28,7	24,1	20,4	40
	57,8	49	38,7	26,3	23,6	19	14,3	10	8	100
750	163	140	112	103	89,2	75,6	52,7	42,2	37	25
	121	106	84,7	61	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3	40
	72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10	100
1000	197	178	143	122	104	91,7	68,6	58,5	49	25
	145	132	103,2	74,2	65,4	52,8	40,2	37	28,5	40
	100	82	64	44	36	31,4	24	16,5	13,5	100

1.5. TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC (TĐTL)

1.5.1. Các dạng TĐTL và đặc điểm cơ bản của chúng

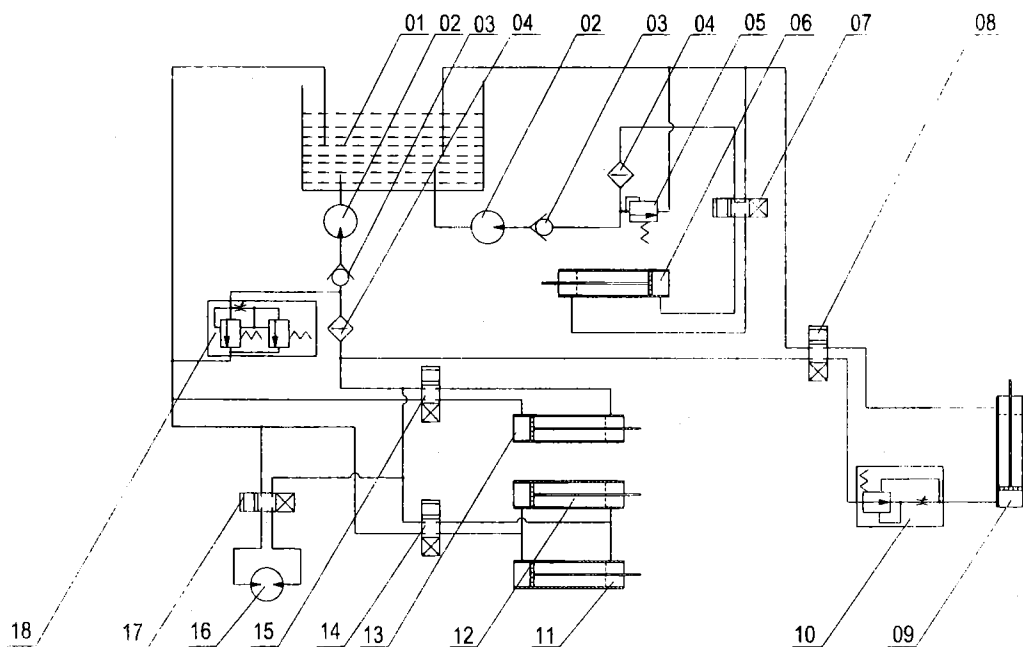
* Truyền động thủy tĩnh hay còn gọi là TĐTL thể tích với đặc điểm là: Áp suất của dòng chất lỏng không thay đổi trong quá trình làm việc.

* Truyền động thủy lực động có áp suất của dòng chất lỏng thay đổi khi dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc cao trong quá trình làm việc.

Trong đó TĐTL tĩnh thường được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng. TĐTL động chỉ dùng ở những máy có các cơ cấu làm việc với vận tốc lớn.

1.5.2. Sơ đồ hệ thống TĐTL thể tích thường dùng dùng trên máy xây dựng

Sơ đồ hệ thống TĐTL tĩnh hay TĐTL thể tích đang sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng, được thể hiện trên hình 1.16. Nguyên lý làm việc của nó như sau: Khi các bơm số 2 làm việc, chất lỏng (thường là dầu) được hút từ thùng chứa dầu 1 về bơm. Sau khi qua bơm, dầu được tăng áp suất đạt được trị số cần thiết và đi đến các van phân phối 7, 8, 14, 15, 17. Người lái máy chỉ việc điều khiển các van này cho dầu đến các xi lanh công tác 9, 11, 12, 13 để điều khiển các cơ cấu của máy. Vì một lý do nào đó, áp suất dầu tăng vượt quá trị số cho phép. Khi này, van an toàn 5 và 18 sẽ mở ra, dầu từ bơm đi qua van an toàn trở về thùng số 1 để đảm bảo an toàn cho cả hệ thống thủy lực.



Hình 1.16. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy lực tĩnh:

1. Thùng dầu; 2. Bơm thủy lực; 3. Van 1 chiều; 4. Bình lọc dầu;
- 5, 18. Van an toàn; 6. Xi lanh trợ lực cơ cấu lái; 7. Van phân phối cơ cấu lái;
- 8, 14, 15, 17. Van phân phối dầu đến các xi lanh công tác; 9, 11, 12, 13. Các xi lanh công tác;
10. Van tiết lưu của xi lanh nâng vật; 16. Động cơ dẫn động cơ cấu quay.

1.5.3. Cấu tạo, nguyên lý làm việc của bơm thủy lực

a) Bơm bánh răng

Sơ đồ cấu tạo của bơm bánh răng như hình 1.17.

Theo hình vẽ này, khi bơm đang làm việc: Bánh răng 1 quay ngược chiều kim đồng hồ, bánh răng 2 quay thuận chiều kim đồng hồ. Dầu vào cửa hút và đi men theo khe hở giữa các bánh răng và vỏ bơm để sang cửa đẩy.

Lưu lượng của bơm bánh răng được xác định theo công thức sau đây:

$$Q_b = 2 \cdot \pi \cdot Z \cdot m^2 \cdot b \cdot n, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (1-22)$$

trong đó:

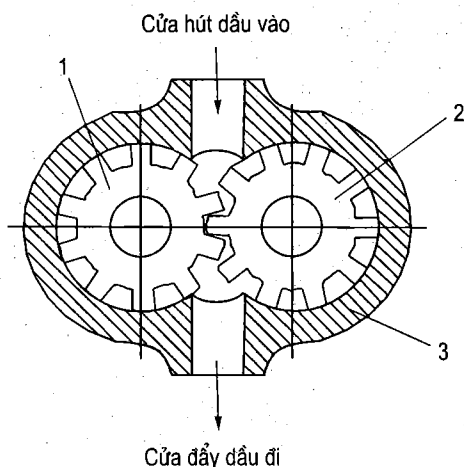
Z - số răng của bánh răng chủ động;

m - môđun ăn khớp, cm;

b - chiều rộng răng của bánh răng chủ động, cm;

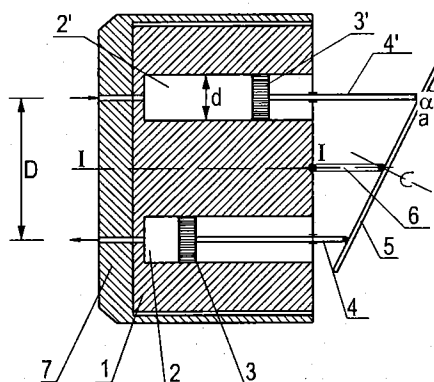
n - tốc độ quay của bánh răng chủ động, vòng/phút.

Bơm bánh răng có cấu tạo đơn giản, tạo được áp suất tới 1000N/cm^2 .



Hình 1.17. Bơm bánh răng

1. Bánh răng chủ động; 2. Bánh răng bị động;
(Hai bánh răng này thường có số răng và đường kính bằng nhau); 3. Vỏ bơm.



Hình 1.18. Bơm pittông hướng trục

- 1- Khối xi lanh (blocs xi lanh); 2, 2'- Các xi lanh của bơm; 3, 3'- Các Pittông; 4, 4'- Tay biên;
5- Đĩa (mâm) chủ động; 6- Thanh truyền.
7 - thân bơm.

b) Bơm pittông:

Có hai loại: Bơm pittông hướng trục và bơm pittông hướng kính, trong đó bơm hướng trục được sử dụng phổ biến hơn.

- Sơ đồ cấu tạo của bơm pittông hướng trục như hình 1.18.

- Nguyên lý làm việc của bơm: Đây là bơm có hai xi lanh với các pittông của chúng được nối với đĩa chủ động 5 bằng các tay biên 4 và 4'. Khi đĩa chủ động 5 quay, qua thanh truyền 6 và các tay biên 4, 4', đĩa 5 đẩy khối xi lanh số 1 (trong đó có các xi lanh 2 và 2') quay quanh trục I-I; do đó các xi lanh 2 và 2' quay hành tinh xung quanh trục I-I. Các pittông số 3, 3' (nằm trong xi lanh) nên cũng quay hành tinh cùng với các xi lanh. Mặt khác, do đĩa chủ động số 5 được đặt nghiêng so với phương thẳng đứng góc α nên khi đĩa quay, các pittông còn chuyển động tịnh tiến trong các xilanh. Trong chu kỳ thứ nhất, khi pittông 3' chuyển động tịnh tiến sang phải thì xi lanh 2' được thông với cửa hút dầu vào. Còn pittông 3 tịnh tiến sang trái thì xi lanh 2 được thông với cửa đẩy dầu đi. Khi đĩa 5 quay đi 180° để thực hiện chu kỳ làm việc tiếp theo thì xi lanh 2 lại thông với cửa hút dầu và xi lanh 2' thông với cửa đẩy dầu. Như vậy, cứ ứng với nửa vòng quay của đĩa số 5 (góc quay bằng 180°) sẽ có một xi lanh của bơm hút dầu vào và xi lanh kia đẩy dầu đi đến các cơ cấu của máy.

Lưu lượng của bơm pittông được xác định theo công thức:

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} i D n \operatorname{tg} \alpha, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (1-23)$$

trong đó:

- d - đường kính trong của các xilanh trong bơm, cm;
- i - số xilanh của bơm;
- D - khoảng cách giữa đường tâm của hai xi lanh trong bơm, cm;
- n - tốc độ quay của đĩa chủ động, vòng/phút;
- α - Góc nghiêng của đĩa chủ động so với phương thẳng đứng.

Những bơm pittông có thể điều chỉnh được góc nghiêng α để điều chỉnh lưu lượng được gọi là bơm có điều chỉnh; những bơm không điều chỉnh được góc α là bơm không điều chỉnh.

Bơm pittông tạo được áp suất của dòng chất lỏng khi làm việc cao nhất trong các loại bơm thủy lực, có thể tới 5000 N/cm^2 .

1.6. HỆ THỐNG DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG

1.6.1. Công dụng và phân loại hệ thống di chuyển

a) Công dụng

Hệ thống di chuyển có chức năng biến chuyển động quay từ động cơ truyền tới các bánh chủ động thành chuyển động tịnh tiến của máy xây dựng, đồng thời tiếp nhận toàn bộ trọng lượng bản thân máy và các tải trọng tác dụng lên máy rồi truyền xuống đất.

b) Phân loại hệ thống di chuyển của máy xây dựng

Hệ thống di chuyển máy xây dựng gồm có:

- Hệ thống di chuyển bằng xích;
- Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi;
- Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên ray.
- Hệ thống di chuyển tự bước được dùng trong các máy đào đất làm việc trên nền đất rất yếu hoặc các vùng đầm lầy.
- Hệ thống di chuyển bằng phao dùng cho các máy làm việc trên mặt nước.

Trong đó ba loại đầu đang được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng.

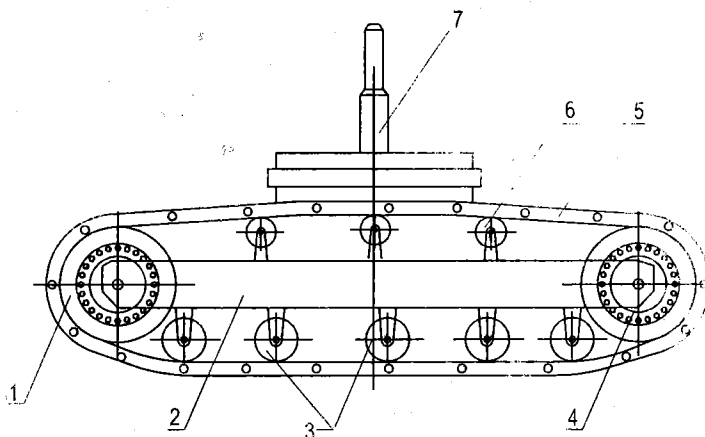
1.6.2. Hệ thống di chuyển bằng xích

Hệ thống di chuyển bằng xích đang được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng.

Cấu tạo của nó được thể hiện trên hình 1.19, gồm có: Dải xích 5 ăn khớp với các răng của đĩa xích chủ động (còn gọi là bánh sao chủ động) số 1 và vòng qua bánh bị động số 4. Trục của bánh sao chủ động và bánh bị động được lắp trên khung di chuyển số 2. Các con lăn tỳ xích số 3 chịu toàn bộ trọng lượng của máy và truyền qua bề mặt tựa của hai dải xích xuống đất. Nhờ các con lăn tỳ mà áp suất của máy xuống đất được phân bố đều trên bề mặt tựa của xích. Các con lăn 6 để đỡ nhánh xích phía trên thường có số lượng ít hơn các con lăn tỳ xích phía dưới. Với các loại máy xây dựng có bàn quay như máy đào một gầu, cần trục tự hành... thì hệ thống di chuyển bằng xích còn có trục trung tâm số 7 để dẫn hướng cho bàn quay khi nó quay xung quanh trục này.

Dựa vào kết cấu và cách lắp ghép các con lăn tỳ, hệ thống di chuyển bằng xích gồm có hai loại: Treo cứng và treo đàn hồi hay treo mềm.

Hệ thống di chuyển bằng xích treo cứng (hình 1.19) có đặc điểm là: Các con lăn tỳ xích số 3 được liên kết cứng với khung số 2 của cơ cấu di chuyển qua các ổ đỡ.



Hình 1.19. Hệ thống di chuyển bằng xích (loại treo cứng)

Loại treo cứng có cấu tạo đơn giản, việc tháo lắp các bánh tỳ xích khi sửa chữa hoặc thay thế rất dễ dàng. Mặt khác, nó còn đảm bảo phân bố đều áp suất xuống đất trên suốt chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển nên được sử dụng phổ biến trên máy xây dựng. Tuy nhiên, nó có nhược điểm là không thích hợp với mặt đất gồ ghề, có nhiều mấp mô, đồng thời không có khả năng giảm va đập do mặt đường gây ra truyền lên khung máy và cabin, làm ảnh hưởng xấu đến tuổi thọ của máy cũng như sức khỏe của người công nhân điều khiển máy.

Hệ thống di chuyển bằng xích treo mềm (treo đàn hồi) khác với loại treo cứng ở chỗ: Các con lăn tỳ xích được lắp thành từng cặp với nhau và liên kết mềm với khung di chuyển qua các lò xo đàn hồi. Nhờ vậy nó khắc phục được nhược điểm của hệ thống di chuyển loại treo cứng đảm bảo cho dải xích tiếp xúc tốt với mặt đường dù đó là đường gồ ghề, có nhiều mấp mô và tăng khả năng bám của xích với mặt đường. Đồng thời có khả năng giảm va đập do mặt đường gây ra truyền lên khung máy và cabin, góp phần nâng cao tuổi thọ của máy và đảm bảo sức khỏe cho người công nhân điều khiển máy. Nhưng loại này có cấu tạo phức tạp và chỉ chịu được tải trọng nhỏ nên nó chỉ thích hợp với những máy xây dựng có công suất và trọng lượng không lớn.

Với các máy xây dựng có trọng lượng nhỏ và trung bình, hệ thống di chuyển bằng xích thường chỉ dùng hai dải xích ở hai bên máy. Những máy xây dựng có trọng lượng lớn hoặc rất lớn thì hệ thống di chuyển của chúng có thể dùng nhiều dải xích để tăng diện tích tiếp xúc của xích với mặt đất và giảm áp suất của máy xuống đất, do đó máy có thể làm việc ở những nơi nền đất yếu.

So với hệ thống di chuyển bằng bánh hơi, hệ thống di chuyển bằng xích có những ưu điểm sau:

- Do diện tích tiếp xúc giữa hai dải xích và mặt đường lớn, áp suất truyền xuống đất nhỏ nên máy di chuyển bằng bánh xích có thể làm việc ở những nơi nền đất mềm yếu, ẩm ướt, không có đường xá mà tại những nơi đó, các máy di chuyển bằng bánh hơi không thể làm việc được. Vì vậy, các máy di chuyển bằng bánh xích có tính cơ động cao hơn.

- Có khả năng bám tốt với mặt đường nên xích ít khi bị trượt trơn.

- Có khả năng leo được dốc cao, có thể tới 30° hoặc cao hơn.

- Có bán kính quay vòng nhỏ, thậm chí có thể quay 360° .

Tuy nhiên, hệ thống di chuyển bằng xích có nhược điểm là:

- Trọng lượng bản thân lớn, có thể chiếm 35% trọng lượng máy.

- Di chuyển chậm chạp, nặng nề và khó khăn, chỉ thích hợp di chuyển trong phạm vi công trường, không thể di chuyển đi xa như hệ thống di chuyển bánh hơi.

1.6.3. Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi

Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi gồm có cầu xe và các bánh xe. Cầu xe có 2 loại: cầu chủ động và cầu bị động. Trên cầu chủ động có lắp cặp bánh răng nón (được gọi là bộ truyền lực chính). Bộ truyền lực chính nhận được chuyển động quay từ hộp số truyền tới,

đồng thời làm tăng mômen quay, truyền qua hộp vi sai và các bán trục đến các bánh xe chủ động làm cho các bánh xe này quay và đẩy xe di chuyển (xem hình 2.1 chương 2).

Trên một chiếc máy xây dựng di chuyển bằng bánh hơi có thể có một, hai hoặc ba cầu chủ động.

Tùy theo áp suất hơi trong bánh mà có hai loại bánh xe:

- Loại với áp suất hơi trong lốp thấp, từ 0,08 - 0,4MPa tức 8 - 40N/cm². Loại này thường được sử dụng ở các máy xây dựng thường xuyên làm việc trên nền đất yếu như máy đào bánh hơi, cần trục tự hành bánh hơi...

- Loại áp suất cao, loại này có áp suất hơi lớn hơn 40N/cm², thường được dùng trên ô tô, di chuyển trên nền đường cứng.

Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi có ưu điểm: Có tốc độ di chuyển nhanh, cơ động và linh hoạt có thể di chuyển đi xa song không thích hợp với những nơi nền đất yếu, địa hình chật hẹp, có độ dốc cao hoặc không có đường xá.

1.6.4. Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray

Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray thường được dùng ở các loại cần trục tháp, cầu trục, cổng trục, các loại máy đào nhiều gầu đào ngang... Nó có ưu điểm: lực cản di chuyển nhỏ, tiếp nhận được tải trọng lớn, kết cấu đơn giản, trọng lượng bản thân nhỏ, có độ tin cậy và tuổi thọ tương đối cao. Tuy nhiên nó có tính cơ động kém vì phụ thuộc vào đường ray, công nghệ làm đường ray tốn kém nhiều công sức và tiền bạc. Khi máy di chuyển trên đường vòng, sẽ xuất hiện lực ma sát giữa gờ bánh xe và đường ray làm tăng lực cản di chuyển máy.

1.7. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ - KỸ THUẬT CỦA MÁY XÂY DỰNG

1.7.1. Năng suất của máy xây dựng

1.7.1.1. Định nghĩa

Năng suất máy xây dựng là số lượng sản phẩm hữu ích mà máy sản xuất được trong một đơn vị thời gian. Đơn vị thời gian thường là giờ, ca, hoặc năm.

1.7.1.2. Các loại năng suất

a) Năng suất lý thuyết:

Do người thiết kế máy xây dựng tính toán ra, hoàn toàn dựa vào lý thuyết.

- Đối với những máy làm việc theo chu kỳ (ví dụ: Cần trục, máy đào đất, máy ủi đất...) năng suất lý thuyết được xác định theo công thức tổng quát:

$$N_{lt} = n.Q, [m^3/h] \quad (1-24)$$

trong đó: Q - số lượng sản phẩm mà máy sản xuất được sau một chu kỳ làm việc của máy;

n - số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

- Đối với những máy làm việc liên tục (như băng tải, vít tải...) năng suất lý thuyết được xác định theo công thức:

$$N_{lt} = 3600.F.v, [m^3/h] \quad (1-25)$$

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu được vận chuyển, m²;

v - vận tốc di chuyển của dòng vật liệu, m/s.

Ví dụ: Với máy đào một gầu là một trong loại máy xây dựng làm việc theo chu kỳ đang được sử dụng phổ biến thì năng suất của chúng được xác định như sau:

Năng suất lý thuyết của máy được xác định theo công thức:

$$N_{lt} = \frac{3600}{T_{ck}}.q \quad (1-26)$$

trong đó: q - dung tích hình học của gầu, m³;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy, s.

Biểu thức $\frac{3600}{T_{ck}} = n$ - số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

Rõ ràng ta thấy năng suất lý thuyết chỉ phụ thuộc vào các thông số của máy. Vì vậy, nó được dùng để so sánh các máy với nhau khi chọn máy.

b) Năng suất kỹ thuật

Năng suất kỹ thuật của máy đào một gầu được xác định theo công thức:

$$N_{kt} = N_{lt} \cdot \frac{k_d}{k_t}$$

$$\text{Hay:} \quad N_{kt} = \frac{3600}{T_{ck}}.q \cdot \frac{k_d}{k_t}, m^3/h \quad (1-27)$$

Trong đó:

k_d - hệ số làm đầy gầu, nó kể đến mức độ đất chứa trong gầu đầy hay vơi. Nếu đầy thì k_d > 1, nếu vơi thì k_d < 1. Điều đó phụ thuộc chủ yếu vào trình độ tay nghề của người lái máy. Vì vậy, năng suất kỹ thuật được dùng để so sánh trình độ tay nghề của các công nhân điều khiển máy.

k_t - hệ số ảnh hưởng do độ tơi xốp của đất, k_t > 1.

c) Năng suất sử dụng (hay năng suất thực tế) của máy đào một gầu:

$$N_{sd} = N_{kt} \cdot k_{tg} = \frac{3600}{T_{ck}}.q \cdot \frac{k_d}{k_t} \cdot k_{tg}, m^3/h \quad (1-28)$$

trong đó: k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy.

Hệ số này phụ thuộc chủ yếu vào trình độ quản lý và tổ chức thi công của các cán bộ kỹ thuật.

Vì vậy, năng suất sử dụng được dùng để so sánh trình độ quản lý và tổ chức thi công của các cán bộ kỹ thuật với nhau.

1.7.2. Các chỉ tiêu kỹ thuật của máy xây dựng

1.7.2.1. Chỉ tiêu về trình độ sử dụng máy

a) Hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy

$$k_{tg} = \frac{T_t}{T_q} \quad (1-29)$$

trong đó: T_t - thời gian thực tế máy làm việc ở hiện trường;

T_q - thời gian quy định máy phải làm việc.

Ví dụ: Xác định hệ số sử dụng thời gian một ca làm việc của máy ở Việt Nam.

Một ca làm việc ở nước ta quy định là 8 giờ: $T_q = 8$.

Một ngày nào đó, do mất điện hoặc do sương mù hoặc do máy bị hỏng hóc bất thường nên thực tế máy chỉ làm việc 6,4 giờ, nghĩa là: $T_t = 6,4$.

Vậy, hệ số sử dụng thời gian ca làm việc của máy trong ngày hôm đó là:

$$k_{tg} = \frac{T_t}{T_q} = \frac{6,4}{8} = 0,8$$

b) Hệ số sử dụng máy:

$$k_{tg} = \frac{M_{sd}}{M_T} \quad (1-30)$$

M_{sd} - số máy đang được sử dụng ngoài hiện trường;

M_T - tổng số máy hiện có của đơn vị thi công.

c) Năng suất sử dụng của máy tính theo đầu người:

$$n = \frac{N_{sd}}{i} \quad (1-31)$$

trong đó: N_{sd} - năng suất sử dụng của máy, m^3/h ;

i - số lượng công nhân phục vụ máy đó.

1.7.2.2. Chỉ tiêu về trình độ cơ giới hoá.

a) Mức độ cơ giới hoá:

$$m_{cg} = \frac{Q_m}{Q_T} \times 100\% \quad (1-32)$$

Mức độ cơ giới hoá là tỷ số tính bằng % giữa khối lượng công trình được hoàn thành bằng máy Q_m và tổng khối lượng công trình Q_T .

b) *Mức độ trang bị cơ giới:*

$$m_{TB} = \frac{T_{cg}}{T} \times 100\% \quad (1-33)$$

Mức độ trang bị cơ giới là tỷ số tính bằng % giữa chi phí cho trang bị cơ giới T_{cg} và tổng giá thành công trình T .

c) *Mức độ trang bị động lực:*

$$m_{dl} = \frac{N_T}{n} \text{ (kW/người)} \quad (1-34)$$

Mức độ trang bị động lực là tỷ số giữa tổng công suất của các loại máy phục vụ xây dựng công trình và tổng số người tham gia xây dựng công trình đó hay là công suất máy tính theo đầu người tham gia xây dựng công trình.

trong đó: N_T - tổng công suất của các máy phục vụ xây dựng công trình (kW);

n - tổng số công nhân tham gia xây dựng công trình đó.

Chương 2

ÔTÔ - MÁY KÉO

2.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI ÔTÔ VÀ MÁY KÉO

2.1.1. Công dụng

Ôtô - máy kéo là điển hình của máy vận chuyển ngang, được dùng để vận chuyển vật liệu, hàng hoá và người. Riêng máy kéo, đặc biệt là máy kéo bánh xích, có thể trở thành những máy có công dụng khác nhau khi người ta lắp trên nó những thiết bị làm việc khác nhau. Ví dụ: Thiết bị ủi đất, thiết bị cày bừa, thiết bị cần trục... đều có thể lắp trên máy kéo.

2.2.2. Phân loại ô tô - máy kéo

a) Phân loại ô tô

* Dựa vào công dụng có:

Ô tô du lịch (Toyota, Ford...); Ô tô chở khách; Ô tô vận tải; Ô tô kéo; Ô tô chuyên dùng như xe cứu hoả, xe làm sạch đường phố, xe vận tải bê tông, xe chở côngtenơ siêu trường siêu trọng.

* Dựa vào động cơ có:

Ô tô xăng, Ô tô diezen và Ô tô điện. Trong đó Ô tô xăng và diezen đang được dùng phổ biến, nhưng nó gây ô nhiễm môi trường nên tương lai sẽ được thay thế bằng ô tô điện, đặc biệt là các xe bus chạy trong thành phố.

* Dựa vào trọng tải có:

- Ô tô loại nhẹ với trọng tải $Q < 7$ tấn;
- Ô tô loại trung bình với $Q = 7 - 12$ tấn;
- Ô tô loại nặng với $Q = 12 - 20$ tấn.
- Ô tô loại rất nặng với $Q > 20$ tấn.

* Dựa vào số cầu chủ động có:

- Ô tô một cầu chủ động, Ô tô hai cầu chủ động hoặc ba cầu chủ động.

Số cầu chủ động càng nhiều thì khả năng bám của xe với mặt đường càng tốt song việc quay vòng để lái xe quay vòng sẽ nặng hơn.

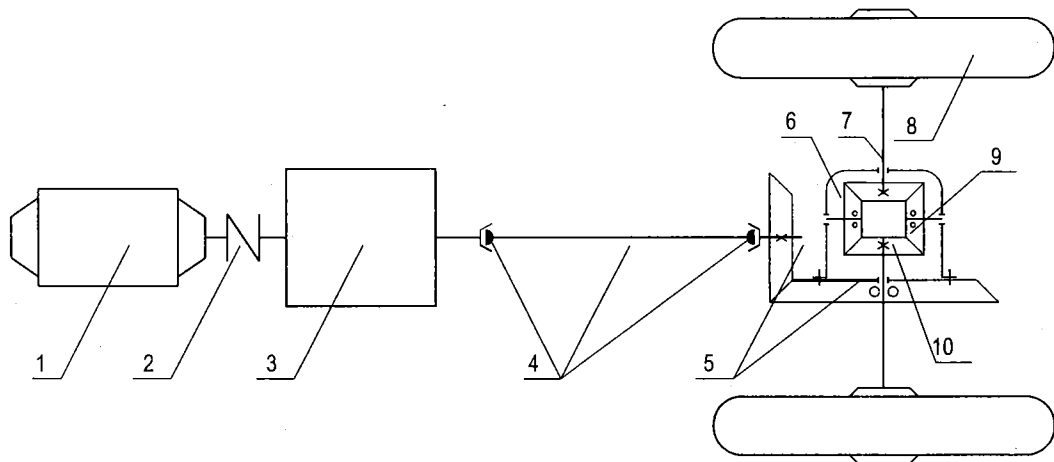
b) Phân loại máy kéo

Dựa vào cơ cấu di chuyển có: Máy kéo bánh hơi và máy kéo bánh xích.

2.2. HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC (HTTL) CỦA ÔTÔ, MÁY KÉO

2.2.1. Hệ thống truyền lực của ô tô một cầu chủ động

Sơ đồ hệ thống truyền lực của ô tô một cầu chủ động được thể hiện trên hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ HTTL của ô tô một cầu chủ động.

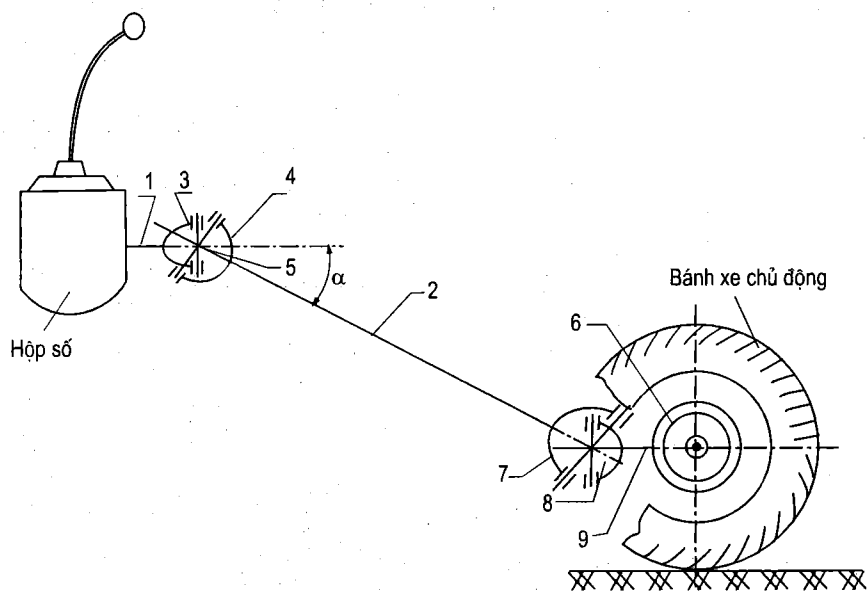
- 1- Động cơ; 2- Ly hợp chính; 3- Hộp số; 4- Trục và khớp các đăng;
5- Bộ truyền lực chính; 6- Hộp vi sai, trong đó có bốn bánh răng nón 9 và 10;
7- Các bán trục; 8- Các bánh xe chủ động.

Công dụng của động cơ và các bộ phận trong hệ thống truyền lực của ô tô:

1. **Động cơ:** để phát ra nguồn động lực cung cấp cho cơ cấu di chuyển.
2. **Ly hợp chính:** Để tách hoặc nối chuyển động quay từ động cơ sang hộp số. Đây là ly hợp ma sát nên nó còn có tác dụng đảm bảo an toàn cho động cơ khi xe bị quá tải.
3. **Hộp số để:**
 - Thay đổi tốc độ di chuyển tức là thay đổi lực kéo tiếp tuyến của xe. Số 1 có tốc độ di chuyển chậm nhất nhưng có lực kéo tiếp tuyến lớn nhất và ngược lại.
 - Tạo cho xe có chuyển động tiến hoặc lùi.
 - Khi về số “0”, xe có thể dừng tại chỗ trong một thời gian dài mà không cần tắt động cơ, do đó giảm số lần khởi động động cơ và làm tăng tuổi thọ cho động cơ.
4. **Khớp và trục các đăng được thể hiện trên hình 2.2.** Có hai khớp các đăng:

Khớp các đăng phía trên gồm: Nửa khớp 3 nối với đầu 1 (trục ra) của hộp số; nửa khớp 4 được nối với trục các đăng 2. Trục này có chiều dài lớn và được đặt nghiêng so

với phương ngang. Đầu dưới của trục được nối với nửa khớp 7 của khớp các đăng dưới, nửa khớp 8 phía sau được nối với trục 9. Ở đầu trục 9 có lắp của bánh răng chủ động của bộ truyền lực chính trong cầu chủ động. Vì hộp số và bộ truyền lực chính trong cầu chủ động 6 của ô tô cách xa nhau và không nằm trên cùng độ cao nên người ta dùng trục và khớp các đăng để truyền chuyển động giữa chúng nhằm hạ thấp cầu chủ động xuống, góp phần hạ thấp trọng tâm của ô tô. Nhờ vậy, làm tăng độ ổn định cho ô tô trong trường hợp xe đang di chuyển với tốc độ nhanh và phanh đột ngột.



Hình 2.2. Khớp và trục các đăng dùng trong HTTL ô tô

5. **Bộ truyền lực chính:** Thực chất là cặp bánh răng nón với bánh chủ động rất nhỏ và bánh bị động lớn tức là tỷ số truyền của truyền lực chính lớn. Do đó, nó được dùng để truyền chuyển động quay đồng thời làm tăng mô men quay từ trục các đăng sang hai bán trục của cầu chủ động theo phương vuông góc với nhau.

6. **Hộp vi sai:** Trong đó có bốn bánh răng hình nón gồm hai bánh trung tâm (hay bánh răng mặt trời) số 10 được lắp với đầu của hai bánh trục số 7 (xem hình 2.1) và hai bánh răng hành tinh số 9 được lắp bằng ổ bi với trục, trục này lắp với vỏ hộp vi sai 6. Vỏ hộp vi sai lại được lắp bằng bu lông với bánh răng nón bị động của truyền lực chính

Khi xe di chuyển thẳng, vỏ hộp vi sai quay cùng với bánh răng bị động của truyền lực chính, hai bánh răng hành tinh số 9 chỉ quay hành tinh cùng vỏ hộp vi sai xung quanh các bánh răng mặt trời làm cho hai bánh răng mặt trời số 10 quay xung quanh mình nó với tốc độ như nhau (hình 2.1), đẩy các bán trục 7 quay theo với tốc độ như nhau, nghĩa là các bánh xe chủ động 8 quay cùng tốc độ.

Khi xe đi vòng (ví dụ vòng trái) thì phản lực ngang của mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động gần tâm quay vòng (bánh xe bên trái) sẽ lớn hơn bánh xe xa tâm quay vòng (bánh xe bên phải). Qua bán trục bên trái, phản lực này muốn giữ bánh răng mặt trời bên

trái quay chậm lại và làm cho các bánh răng hành tinh quay xung quanh trục của nó. Nhờ có việc quay xung quanh mình nó mà các bánh răng hành tinh đẩy bánh răng mặt trời bên phải và bán trục bên phải quay nhanh hơn bán trục bên trái, nghĩa là bánh xe chủ động bên phải quay nhanh hơn bánh xe bên trái và xe đi vòng được.

Vậy, hộp vi sai có công dụng là tạo ra sự chênh lệch về tốc độ quay của các bánh xe chủ động khi xe đi vòng.

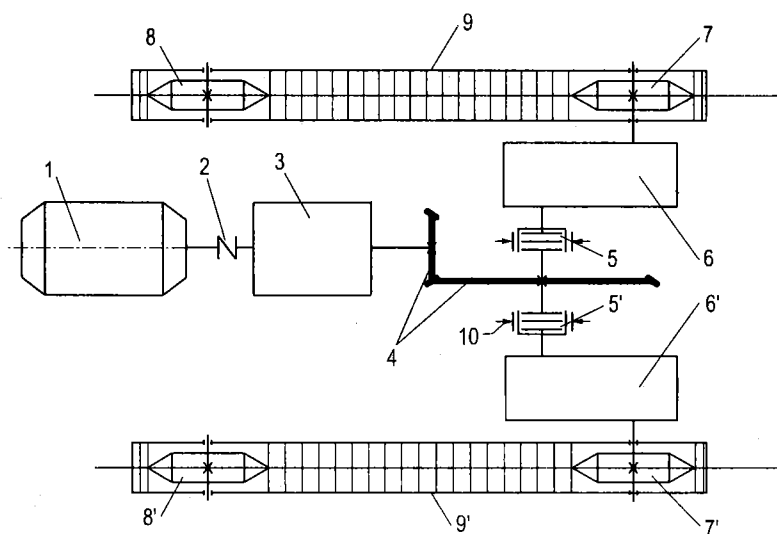
7. Hai bán trục: Để truyền chuyển động quay từ hộp vi sai đến các bánh xe chủ động.

8. Các bánh xe chủ động: Để biến chuyển động quay mà chúng nhận được từ hai bán trục thành chuyển động tịnh tiến của ô tô.

2.2.2. Hệ thống truyền lực (HTTL) của máy kéo bánh hơi

Hệ thống truyền lực của máy kéo bánh hơi, cơ bản giống hệ thống truyền lực của ô tô; Công dụng của các bộ phận trong HTTL của máy kéo bánh hơi cũng tương tự như của ô tô. Tuy nhiên, có điểm khác là: Máy kéo bánh hơi còn có hộp truyền lực cuối cùng, được đặt trước các bánh xe chủ động. Thực chất đây là hộp giảm tốc bánh răng để giảm tốc độ và làm tăng mômen quay cho bánh xe chủ động tức là tăng lực kéo tiếp tuyến cho máy kéo.

2.2.3. Hệ thống truyền lực của máy kéo bánh xích



Hình 2.3. Sơ đồ HTTL của máy kéo bánh xích.

- 1- động cơ; 2- ly hợp chính; 3- hộp số; 4- bộ truyền lực chính;
5, 5'- ly hợp chuyển hướng; 6- hộp truyền lực cuối cùng; 7- đĩa xích chủ động;
8- đĩa xích bị động; 9- xích di chuyển; 10- phanh đai

Trong HTTL của máy kéo bánh xích (hình 2.3): Ly hợp chính 2, hộp số 3 và bộ truyền lực chính 4 có công dụng giống như trong HTTL của ô tô đã được trình bày ở trên. Tuy nhiên, do máy kéo bánh xích cần có tính đa năng hơn và phải làm việc ở

những địa hình phức tạp hơn nên HTTL của máy kéo bánh xích có một điểm khác với ô tô. Cụ thể là:

- Máy kéo bánh xích thường không có khớp và trục các đăng vì máy kéo có tốc độ di chuyển chậm nên không cần hạ thấp trọng tâm như ô tô. Ngược lại, nó thường hoạt động ở những địa hình phức tạp, có nhiều mấp mô mặt đất lớn nên gầm máy kéo cần được nâng cao; mặt khác khoảng cách từ hộp số đến bộ truyền lực chính nhỏ. Bởi hai lý do trên mà máy kéo bánh xích thường không dùng khớp và trục các đăng. Chỉ những máy bánh xích di chuyển với tốc độ lớn mới dùng trục và khớp các đăng. Ví dụ: Xe tăng phục vụ quân sự.

- Máy kéo bánh xích thường xuyên làm việc ở những địa hình chật hẹp, nên phải có bán kính quay vòng nhỏ, thậm chí có thể quay 360°. Để đáp ứng được tính năng này, máy kéo bánh xích không dùng hộp vi sai như ô tô mà thay vào đó bằng hai ly hợp chuyển hướng 5 và 5'. Đây là li hợp nhiều đĩa ma sát và luôn đóng. Khi chúng đóng thì máy kéo di chuyển thẳng về phía trước, muốn cho máy kéo quay vòng sang bên nào thì tách bộ li hợp phía bên đó. Muốn quay vòng tại chỗ, sau khi tách ly hợp phải dùng phanh đai số 10, để phanh tang bị động của ly hợp.

- Cũng như máy kéo bánh hơi, máy kéo bánh xích cần lực kéo tiếp tuyến lớn mà không cần có tốc độ di chuyển nhanh nên HTTL của nó cũng có hộp truyền lực cuối cùng số 6. Đây là hộp giảm tốc với hai cặp bánh răng để làm tăng mô men cho đĩa xích chủ động số 7, tức là tăng lực kéo tiếp tuyến cho máy kéo.

- Nhờ di chuyển trên hai dải xích số 9, diện tích tiếp xúc giữa máy kéo và mặt đất lớn, nên áp suất của máy kéo xuống đất nhỏ. Vì vậy, máy kéo bánh xích có thể làm việc trên nền đất yếu, có khả năng bám tốt hơn và leo được dốc cao hơn so với ô tô và máy kéo bánh hơi.

2.2.4. Các bộ phận chính của hệ thống truyền lực

2.2.4.1. Ly hợp chính

a) Yêu cầu đối với ly hợp

Như đã trình bày ở trên, ly hợp chính của ô tô máy kéo là ly hợp ma sát. Nó được dùng để truyền (nối) hoặc tách chuyển động quay từ động cơ sang hộp số, đồng thời đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.

Để làm được hai công dụng đó thì ly hợp phải đảm bảo được yêu cầu cơ bản sau:

+ Truyền được mô men lớn nhất do động cơ sinh ra song lại có thể trượt được khi quá tải, nghĩa là: Hệ số dự trữ mômen k của ly hợp phải thỏa mãn điều kiện:

$$k = \frac{M_L}{M_{\max}} = 1,05 \div 1,15$$

trong đó:

M_L - mô men ma sát do ly hợp sinh ra;

$M_{\max}$ - mô men lớn nhất do động cơ sinh ra.

Nếu hệ số k lớn hơn giới hạn cho phép thì khi động cơ bị quá tải, ly hợp vẫn không bị trượt, động cơ không được đảm bảo an toàn và thậm chí có thể bị chết máy.

+ Cấu tạo đơn giản, thoát nhiệt tốt.

+ Khi đóng ly hợp, các bề mặt ma sát vào tiếp xúc với nhau một cách êm dịu và tách ra khỏi nhau nhanh chóng, dứt khoát khi mở ly hợp.

b) Cấu tạo của ly hợp

Sơ đồ cấu tạo của ly hợp chính trong ô tô được mô tả trên hình 2.4.

Phần chủ động của ly hợp gồm: Bánh đà (đĩa chủ động) số 1 được lắp với đầu trục A của động cơ bằng các bu lông. Đồng thời bánh đà cũng được lắp với vỏ ly hợp số 2 bằng các bu lông.

Phần bị động gồm: Đĩa bị động số 4 được liên kết với trục B (trục vào hộp số) bằng then hoa. Trên hai bề mặt của đĩa 4 có lắp các đĩa ma sát hình vành khăn số 5 bằng đinh tán mũ chìm. Khi bề mặt của các đĩa ma sát này bị mòn, nhô mũ đinh tán lên thì phải thay thế.

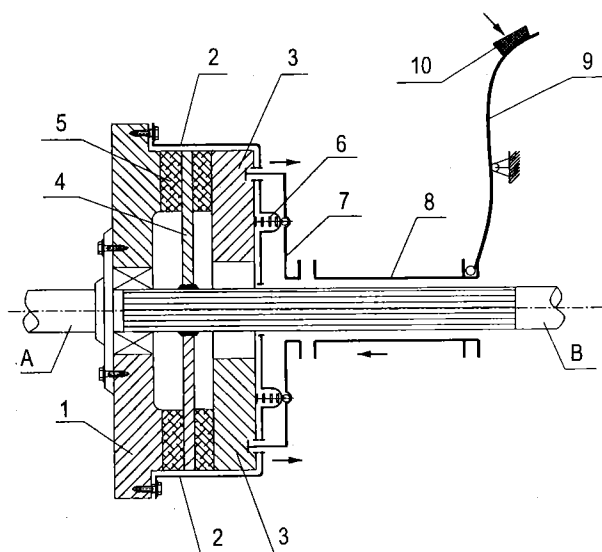
Các bộ phận để đóng mở ly hợp gồm:

Hệ thống lò xo số 6, đĩa ép số 3, các tay đòn số 7 và 9, bàn đạp số 10 và bạc 8. Bạc này được liên kết với trục B bằng then hoa nên nó có thể di trượt dọc trục.

c) Nguyên lý làm việc của ly hợp

Đây là ly hợp ma sát một đĩa bị động và luôn luôn đóng. Ly hợp ở trạng thái luôn luôn đóng là nhờ lực nén của các lò xo số 6, qua đĩa ép số 3.

Nhờ lực ma sát tại các bề mặt tiếp xúc giữa đĩa ma sát 5 (lắp với đĩa bị động số 4) và bánh đà (đĩa chủ động) số 1 mà chuyển động quay luôn luôn được truyền từ bánh đà 1 sang đĩa 4. Do đĩa 4 được liên kết với trục B bằng then hoa nên khi đĩa 4 quay sẽ làm cho trục B quay theo, nghĩa là chuyển động quay được truyền từ động cơ sang hộp số.



Hình 2.4. Ly hợp chính của ô tô

Muốn tách ly hợp để vào số thì phải đạp chân vào bàn đạp số 10, qua đòn số 9 làm bạc số 8 di trượt sang trái, qua đòn số 7, đĩa ép số 3 sẽ di chuyển sang phải, làm cho các bề mặt ma sát tách ra khỏi nhau và chuyển động quay không được truyền từ động cơ sang hộp số. Sau khi vào số, muốn đóng ly hợp, người lái xe phải nhả chân khỏi bàn đạp số 10, nhờ lực tác dụng của các lò xo số 6, các bề mặt ma sát vào tiếp xúc với nhau. Ly hợp lại trở về trạng thái đóng và xe di chuyển bình thường.

d) Chú ý khi sử dụng ly hợp

+ Khi tách ly hợp để vào số thì phải đạp chân vào bàn đạp số 10 một cách nhanh chóng và dứt khoát, làm cho các bề mặt ma sát tách ra khỏi nhau nhanh chóng và dứt khoát, tránh hiện tượng trượt tương đối giữa chúng, gây mòn các bề mặt ma sát, đồng thời sinh nhiệt làm nóng máy.

+ Khi đóng ly hợp, thì phải nhấc chân khỏi bàn đạp số 10 một cách từ từ, làm cho các bề mặt ma sát vào ăn khớp với nhau từ từ và êm dịu, tránh hiện tượng xe bị rồ lên và người ngồi trong xe bị đẩy ngửa về phía sau.

2.2.4.2. Hộp số:

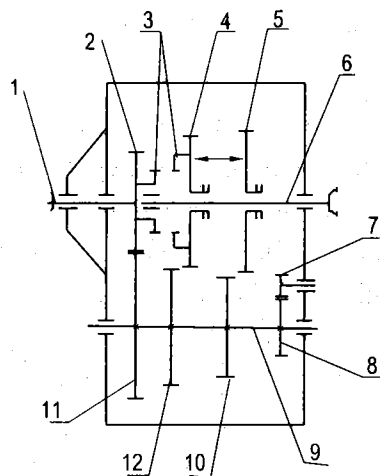
Sơ đồ hộp số của ô tô như hình 2.5.

a) Cấu tạo của hộp số:

1 - Trục chủ động (còn gọi là trục vào của hộp số), trên đó có lắp cố định bánh răng số 2;

6 - Trục bị động (hay trục ra), trên đó có các bánh răng gài số 4 và 5. Các bánh răng này được liên kết với trục 6 bằng then hoa nên chúng có thể di chuyển dọc trục một cách dễ dàng, đồng thời vẫn truyền được mô men cho trục.

9 - Trục trung gian, trên trục này có lắp cố định các bánh răng 8, 10, 11, 12, trong đó bánh răng 11 luôn ăn khớp với 2 của trục 1. Bánh răng số 7 để gài số lùi cho ô tô.



Hình 2.5. Hộp số của ô tô

b) Nguyên lý làm việc của hộp số:

Đây là hộp số có ba số tiến và một số lùi.

Khi ly hợp đóng, trục 1 của hộp số quay cùng tốc độ với trục động cơ, qua cặp bánh răng 2 và 11, trục 9 quay theo nhưng ngược chiều với trục 1 và với tốc độ không đổi. Nhiệm vụ của hộp số là làm cho trục bị động (trục ra) 6 của hộp số quay với các tốc độ khác nhau và đảo được chiều quay của trục 6 để xe có thể chạy lùi.

Số tiến 1: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đồng thời gạt bánh răng 5 vào ăn khớp với bánh răng 10. Đây là số có tỷ số truyền lớn nhất trong các số tiến và tỷ số truyền đó được xác định theo công thức:

$$i_1 = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_5}{z_{10}} \quad (2-1)$$

Số tiến 2: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đẩy bánh răng 4 vào ăn khớp với bánh răng 12.

Tỷ số truyền của số tiến 2 được xác định theo công thức:

$$i_2 = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_4}{z_{12}} \quad (2-1a)$$

Số tiến 3: Các vấu răng số 3 vào ăn khớp trực tiếp với nhau. Số tiến 3 là số truyền thẳng từ trục chủ động sang trục bị động nên có hiệu suất cao nhất. Trong trường hợp này, tốc độ quay của trục chủ động và bị động bằng nhau, tỷ số truyền của hộp số là nhỏ nhất ($i_3 = 1$), do đó xe di chuyển với vận tốc nhanh nhất nhưng lại có lực kéo tiếp tuyến nhỏ nhất.

Trong các số tiến, trục bị động 6 quay cùng chiều với trục chủ động số 1.

Số lùi: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đẩy bánh răng 5 lùi lại vào ăn khớp với bánh răng 7; Bánh răng 7 luôn luôn ăn khớp với bánh răng 8. Vì có thêm bánh răng 7 nên bánh răng 5 quay cùng chiều với bánh răng 8 nhưng ngược chiều với bánh răng 2, nghĩa là trục bị động số 6 quay ngược chiều với trục chủ động số 1. Nhờ vậy, xe sẽ chạy lùi.

Tỷ số truyền của số lùi được xác định theo công thức:

$$i_2 = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_7}{z_8} \frac{z_5}{z_7} = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_5}{z_8} \quad (2-1b)$$

So với hộp giảm tốc, ta thấy hộp số có sự khác biệt cơ bản sau:

+ Hộp số có tỷ số truyền thay đổi bằng cách chuyển đổi sự ăn khớp của các cặp bánh răng. Nhờ vậy, mặc dù tốc độ quay của trục chủ động (trục vào hộp số) không đổi nhưng có thể thay đổi được tốc độ quay của trục bị động (trục ra) của hộp số, do đó thay đổi được tốc độ chuyển động của máy xây dựng.

+ Cũng bằng các chuyển đổi sự ăn khớp của các bánh răng trong hộp số mà có thể đảo được chiều quay của trục bị động (trục ra) của hộp số. Do đó có thể thay đổi được hướng di chuyển (tiến hoặc lùi) của máy xây dựng.

+ Tỷ số truyền của hộp số có thể lớn hơn 1, bằng 1 hoặc nhỏ hơn 1.

Hộp giảm tốc không có các đặc điểm trên. Tỷ số truyền của hộp giảm tốc luôn luôn lớn hơn 1.

(Thực hành tính toán hợp số)

Cho hộp số của ô tô có sơ đồ cấu tạo như hình bên.

Biết:

- Số răng của các bánh răng:

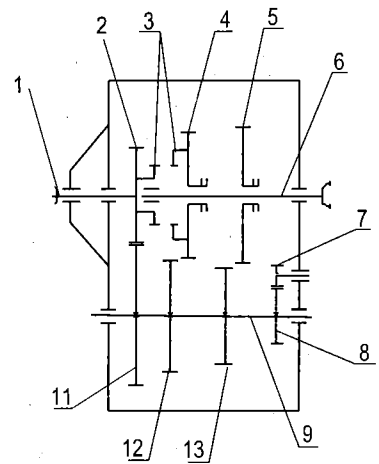
$$Z_2 = 20; Z_4 = 40; Z_5 = 60; Z_7 = 6;$$

$$Z_8 = 10; Z_{10} = 15; Z_{11} = 40; Z_{12} = 20.$$

- Tốc độ quay của trục chủ động số 1 (hay trục vào) của hộp số: $n = 1200$ vòng/phút;

- Công suất tải trực chủ động số 1: $N_d = 96 \text{ kW}$.

Tính tốc độ quay và mômen của trục bị động số 6 (hay trục ra) của hộp số ứng với các số tiến 1, 2, 3 và số lùi.



Cho phép bỏ qua ma sát giữa các bộ truyền bánh răng và ma sát giữa các trục với ổ trục.

Bài giải:

Xác định tỷ số truyền và tốc độ quay của trục 6 ứng với các số tiến và số lùi.

- Số tiến 1:

Tỷ số truyền: $i_1 = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_5}{z_{10}} = i_1 = \frac{40}{20} \frac{60}{15} = 8$

Tốc độ quay: $n_1 = \frac{n}{i_1} = \frac{1200}{8} = 150 \text{ vòng/phút.}$

- Số tiến 2:

Tỷ số truyền: $i_1 = \frac{z_{11}}{z_2} \frac{z_4}{z_{12}} = i_1 = \frac{40}{20} \frac{40}{20} = 4$

Tốc độ quay: $n_1 = \frac{n}{i_2} = \frac{1200}{4} = 300$ vòng/phút.

- *Số tiến 3*: Là số truyền thẳng từ trục chủ động 1 sang trục bị động 6.

Tỷ số truyền: $i_3 = 1$

Tốc độ quay: $n_3 = n = 1200$ vòng/phút.

- Số lùi:

Tỷ số truyền: $i_4 = \frac{z_{11}}{z_7} \frac{z_7}{z_8} \frac{z_5}{z_7} = \frac{z_5}{z_8} = \frac{60}{6} = 10$

Tốc độ quay:
$$n_4 = \frac{n}{i_4} = \frac{1200}{10} = 120 \text{ vòng/phút.}$$

Xác định mô men quay của trục 6 ứng với các số:

Mômen quay trên trục chủ động số 1 được xác định theo công thức:

$$M_d = \frac{9,55 \times 10^6 N_d}{n}$$

trong đó: N_d - công suất trên trục chủ động số 1, theo đầu bài $N_d = 96 \text{ kW}$;

n - tốc độ quay của trục chủ động số 1, theo đầu bài $n = 1200 \text{ vòng/phút}$.

Do đó:
$$M_d = \frac{9,55 \times 10^6 \times 96}{1200} = 764000 \text{ Nmm} = 764 \text{ Nm}$$

Công thức tổng quát để xác định mô men trên trục bị động số 6 là:

$$M = M_d \cdot i \cdot \eta$$

Theo đầu bài, cho phép bỏ qua ma sát giữa các bánh răng và ma sát giữa các trục với ổ trục nên $\eta = 1$. Vậy mômen trên trục 6 ứng với các số sẽ là:

+ Số tiến 1: $M_1 = M_d \cdot i_1 = 764 \cdot 8 = 6112 \text{ Nm.}$

+ Số tiến 2: $M_2 = M_d \cdot i_2 = 764 \cdot 4 = 3056 \text{ Nm.}$

+ Số tiến 3: $M_3 = M_d \cdot i_3 = 764 \cdot 1 = 764 \text{ Nm.}$

+ Số lùi: $M_4 = M_d \cdot i_4 = 764 \cdot 10 = 7640 \text{ Nm.}$

2.3. TÍNH TOÁN KÉO ÔTÔ - MÁY KÉO

2.3.1. Xác định các lực cản tác dụng lên ô tô- máy kéo

Khi ô tô - máy kéo (gọi tắt là “xe”) di chuyển, chúng gặp các lực cản sau:

$$\sum W = W_f + W_i + W_q + W_k + W_v \quad (2-2)$$

trong đó:

W_f - lực cản lăn, được xác định theo công thức:

$$W_f = f (G_x + Q_x) \cos \alpha \quad (2-3)$$

W_i - lực cản dốc, được xác định theo công thức:

$$W_i = (G_x + Q_x) \sin \alpha \quad (2-4)$$

G_x, Q_x - trọng lượng và trọng tải của xe;

α - góc nghiêng của mặt đường so với phương ngang;

W_q - lực cản quán tính, chỉ xuất hiện khi xe chuyển động có gia tốc và được xác định theo công thức:

$$W_q = \frac{(G_x + Q_x) \cdot v}{g \cdot t} \quad (2-5)$$

g - gia tốc rơi tự do;

v - vận tốc di chuyển của xe tại thời điểm có gia tốc, m/s;

t - thời gian gia tốc, s;

W_k - lực cản gió được xác định theo công thức:

$$W_k = p \cdot F = pBH; \quad (2-6)$$

p - áp suất của gió, N/m², phụ thuộc vào cấp gió;

$F = B.H$ - diện tích chắn gió của xe, m²;

B, H - chiều rộng phủ bì và chiều cao của xe, m;

Lực cản gió chỉ được kể đến khi xe di chuyển với vận tốc lớn ($v > 50$ km/h) và gặp gió to.

W_v - lực cản quay vòng, chỉ xuất hiện khi xe quay vòng.

Việc xác định chính xác lực cản quay vòng khá phức tạp. Theo kinh nghiệm có thể lấy gần đúng như sau:

- Với máy kéo bánh xích: thường lấy $W_v = (0,5 - 0,7) W_r$;

- Với máy kéo bánh hơi: khi quay vòng trên nền đất tơi, xốp, thường lấy $W_v = (0,25 - 0,5) W_r$; khi di chuyển trên nền đất cứng và chặt thì có thể bỏ qua W_v .

Trong các lực cản trên, lực cản lăn là lực cản cơ bản xuất hiện trong mọi trường hợp.

Lực cản quán tính, lực cản gió và lực cản quay vòng không thường xuyên xuất hiện nên đối với sinh viên không học chuyên ngành máy xây dựng, khi tính toán có thể cho phép bỏ qua ba thành phần lực cản này.

2.3.2. Xác định lực kéo tiếp tuyến theo các lực cản

Điều kiện cần để xe có thể di chuyển được là: Lực kéo tiếp tuyến của xe P_k phải thắng được các lực cản $\sum W$ tác dụng lên xe.

a) Với xe không kéo theo rơmoóc:

$$P_k = \sum W = (G_x + Q_x) (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-7)$$

b) Với xe có kéo rơmoóc:

$$P'_k = \sum W' = (G_x + Q_x) (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + n(G_r + Q_r) (f' \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-7a)$$

trong đó:

n - số rơ moóc;

G_r, Q_r - trọng lượng bản thân và trọng tải của rơ moóc;

f' - Hệ số cản lăn của rơ moóc.

Khi $\alpha \leq 10^0$, có thể xem $\cos \alpha \approx 1$; $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ (độ dốc của mặt đường);

Trong trường hợp này, các công thức (2-7) và (2-7a) có dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x) (f \pm i) \quad (2-7b)$$

Và:

$$P'_k = (G_x + Q_x) (f \pm i) + n(G_r + Q_r) (f' \pm i) \quad (2-7c)$$

Dấu (+) được lấy khi xe lên dốc, dấu (-) được lấy khi xe xuống dốc.

2.3.3. Xác định công suất của xe

$$N = \frac{P_k \cdot v}{1000\eta}, \text{ kW} \quad (2-8)$$

trong đó:

P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe, N;

v - vận tốc di chuyển của xe, m/s;

η - hiệu suất truyền động của xe.

2.3.4. Xác định lực bám

Lực bám chỉ xuất hiện tại bề mặt tiếp xúc giữa các bánh xe chủ động với mặt đường và được xác định theo công thức:

$$P_b = \varphi \cdot G_b = \varphi (G_x + Q_x) k_b \cdot \cos \alpha \quad (2-9)$$

$$G_b = (G_x + Q_x) k_b \cdot \cos \alpha$$

trong đó:

G_b - trọng lượng bám của xe. Đó là thành phần trọng lượng và trọng tải của xe phân bố trên các bánh xe chủ động;

φ - hệ số bám không những phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu di chuyển và loại đường mà còn phụ thuộc vào biến dạng của lốp xe và của đường;

k_b - hệ số phân bố trọng lượng bám.

Với xe có hai cầu, trong đó chỉ có một cầu chủ động, thường $k_b = (0,65 - 0,7)$;

Với xe có tất cả các cầu đều là chủ động và máy kéo xích, $k_b = 1$;

2.3.5. Điều kiện cần và đủ để ô tô - máy kéo di chuyển được là:

$$\sum W \leq P_k \leq P_b \quad (2-10)$$

trong đó:

$\sum W$ - tổng các lực cản tác dụng lên ô tô - máy kéo, được xác định theo công thức (2-2);

P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe;

P_b - lực bám giữa cơ cấu di chuyển với mặt đường, được xác định theo công thức (2-9).

* *Nguyên nhân của hiện tượng patinê* (hiện tượng quay trơn của các bánh xe chủ động) trong ô tô và máy kéo bánh hơi là: Lực kéo tiếp tuyến của xe lớn hơn lực bám tức là điều kiện đủ không thoả mãn.

* *Biện pháp khắc phục:*

Làm tăng lực bám hoặc giảm lực kéo tiếp tuyến.

Có các biện pháp sau đây để tăng lực bám:

+ Tăng hệ số bám bằng cách kích xe lên và cải tạo mặt đường; nạo vét đất ướt hoặc bùn lầy dưới bánh xe bỏ đi và thay vào đó đá dăm, sỏi hoặc cát, xỉ, trấu...

+ Tăng trọng lượng bám bằng cách:

- Nếu xe còn cầu chủ động thì cài thêm cầu chủ động;

- Nếu xe chỉ có một cầu chủ động thì xếp dòn hàng hoá, vật liệu về phía cầu chủ động để tăng hệ số k_b tức là tăng trọng lượng bám của xe.

VÍ DỤ THỨ TƯ

(Thực hành tính toán kéo ô tô)

Một ô tô đang di chuyển thẳng lên dốc với độ dốc $i = 6\%$ và vận tốc đều $v = 18\text{km/h}$.
Biết:

- Trọng lượng xe bằng trọng tải của nó và bằng 180 kN ;

- Hệ số cản lăn của xe: $f = 0,04$;

- Hiệu suất truyền động của xe: $\eta = 0,80$;

- Hệ số bám: $\varphi = 0,6$;

- Hệ số phân bố trọng lượng bám của xe: $k_b = 0,65$.

1. Tính công suất của ô tô khi chạy lên dốc.

2. Qua đoạn đường dốc, xe chạy trên đường bằng. Có thể cho xe di chuyển với vận tốc bao nhiêu để phát huy hết công suất của nó.

3. Xác định độ dốc tối đa mà ô tô có thể leo được theo lực bám.

Bài giải:

1. *Xác định công suất của xe khi chạy lên dốc:*

Công suất của xe được xác định theo công thức:

$$N = \frac{P_k \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (2-11)$$

trong đó:

v - vận tốc di chuyển của xe khi chạy lên dốc. Theo đề bài: $v = 18 \text{ km/h} = 5 \text{ m/s}$;

η - hiệu suất truyền động của xe: $\eta = 0,80$;

P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe, được xác định dựa vào phương trình cân bằng giữa lực kéo và các lực cản tác dụng lên xe.

$$P_k = W_f + W_i + W_q + W_k + W_v \quad (2-12)$$

trong phương trình (2):

W_f - lực cản lăn, được xác định theo công thức:

$$W_f = (G_x + Q_x) f \cos \alpha$$

W_i - lực cản dốc, xe chạy lên dốc nên W_i được lấy dấu (+).

$$W_i = (G_x + Q_x) \cdot \sin \alpha$$

W_q - lực cản quán tính, chỉ kể đến khi xe di chuyển có gia tốc.

W_k - lực cản gió, chỉ kể đến khi xe di chuyển với vận tốc lớn ($v > 50 \text{ km/h}$) và gặp gió to.

W_v - lực cản quay vòng, chỉ kể đến khi xe quay vòng; khi xe di chuyển thẳng thì: $W_v = 0$.

Như vậy, theo đầu bài, xe chuyển động thẳng, đều với vận tốc 18 km/h nên có thể bỏ qua ba thành phần lực cản: W_q , W_k , W_v .

Vì vậy, phương trình (2-12) được rút gọn:

$$P_k = W_f + W_i = (G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2-13)$$

trong đó:

$G_x = 180 \text{ kN}$ - trọng lượng xe;

$Q_x = 180 \text{ kN}$ - trọng tải của xe;

$f = 0,04$ - hệ số cản lăn.

α - góc nghiêng của mặt đường so với phương ngang.

Theo đầu bài: $\text{tg} \alpha = i = 6\% = 0,06$.

Suy ra: $\alpha = \arctg(0,06) = 3,43^\circ < 10^\circ$.

Vì $\alpha < 10^\circ$ nên có thể xem $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \text{tg} \alpha = i$.

Khi đó, phương trình (2-13) được viết dưới dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x)(f + i) \quad (2-14)$$

Thay số vào phương trình (4) ta xác định được :

$$P_k = (180 + 180)(0,04 + 0,06) = 36 \text{ kN} = 36000 \text{ N}$$

Khi đó, phương trình (2-13) được viết dưới dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x)(f + i) \quad (2-14)$$

Thay số vào phương trình (4) ta xác định được:

$$P_k = (180 + 180)(0,04 + 0,06) = 36\text{kN} = 36000\text{N}$$

Thay giá trị $P_k = 36000\text{N}$ vào công thức (2-11), ta sẽ xác định được công suất của xe:

$$N = \frac{36000 \times 5}{1000 \times 0,8} = 225\text{kW}$$

2. Xác định vận tốc của xe khi xe chạy trên đường bằng, $i = 0\%$:

Trong trường hợp này, lực cản dốc bằng không, lực kéo tiếp tuyến của xe chỉ cần đủ để khắc phục lực lăn. Nghĩa là phương trình cân bằng lực kéo sẽ có dạng:

$$P'_k = W_f = (G_x + Q_x)f \quad (2-15)$$

Thay số, ta xác định được:

$$P'_k = (180 + 180)0,04 = 14,4\text{kN} = 14400\text{N}.$$

Từ công thức (2-11), suy ra:

$$v' = \frac{1000 \times N \times \eta}{P'_k} = \frac{1000 \times 225 \times 0,8}{14400} = 12,5\text{m/s} = 45\text{km/h}$$

3. Xác định độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể leo được:

Dựa vào điều kiện đủ để xe di chuyển:

Khi xe chạy lên dốc, ta có: $P_A \leq P_b$.

- Lực kéo tiếp tuyến: $P_k = (G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha)$

- Lực bám: $P_b = \varphi G_b$

Hay: $P_b = \varphi(G_x + Q_x)k_b \cos \alpha$

Trong đó: G_b - trọng lượng bám của xe;

k_b - hệ số phân bố trọng lượng bám.

Thay P_k và P_b vào bất phương trình (2-16) ta có:

$$(G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha) \leq \varphi(G_x + Q_x)k_b \cos \alpha$$

Trong đó: $\cos \alpha \neq 0$; chia cả hai vế cho $\cos \alpha$, ta được:

$$(G_x + Q_x)(f + \tan \alpha) \leq \varphi(G_x + Q_x)k_b$$

Suy ra: $\tan \alpha \leq \varphi k_b - f = 0,6 \times 0,65 - 0,04 = 0,35$

Vậy độ dốc tối đa mà ô tô có thể leo được: $i_{\max} = \tan \alpha_{\max} = 0,35 = 35\%$.

VÍ DỤ THỨ NĂM

(Thực hành tính toán kéo máy kéo)

Dùng máy kéo xích DT.75, kéo theo các bánh lu chân cừu để đầm đất.

Biết: Công suất của máy là 75 mã lực. Trọng lượng máy kéo: 60kN; Trọng lượng một bánh lu: 30kN; Hiệu suất truyền động của máy kéo: $\eta = 0,80$; Hệ số cản lăn của máy kéo và bánh lu như nhau và bằng 0,10.

1. Tính số bánh lu mà máy kéo có thể kéo được khi chạy lên dốc với độ dốc $i = 10\%$ và vận tốc $v = 4,5\text{km/h}$.

2. Nếu kéo theo hai bánh lu với trọng lượng mỗi bánh là 37,5kN chạy trên đường bằng thì có thể cho máy kéo di chuyển với vận tốc bằng bao nhiêu để phát huy hết công suất của nó.

3. Nếu phải kiểm tra bắm thì kiểm tra khi máy kéo chạy lên dốc hay trên đường bằng nêu trên. Tại sao? Đồng thời tiến hành kiểm tra bắm cho máy kéo biết hệ số bắm của máy kéo bánh xích: $\varphi = 0,85$.

Bài giải:

1. Tính số bánh lu mà máy kéo có thể kéo được khi chạy lên dốc với độ dốc $i = 10\%$ và vận tốc đều: $v = 4,5\text{km/h}$.

Xem bánh lu như rơ moóc, ta có phương trình cân bằng lực kéo tiếp tuyến của máy kéo và các lực cản tác dụng lên máy khi máy kéo theo rơ moóc chạy lên dốc với vận tốc đều:

$$P_k = W_f + W_i = G_{mk}(f \cos \alpha + \sin \alpha) + n \cdot G_B(f' \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2-17)$$

Từ phương trình (2-17) suy ra:

$$n = \frac{P_k - G_{mk}(f \cos \alpha + \sin \alpha)}{G_B(f' \cos \alpha + \sin \alpha)} \quad (2-18)$$

trong đó: $G_{mk} = 60\text{kN}$ - trọng lượng máy kéo;

$G_B = 30\text{kN}$ - trọng lượng một bánh lu.

n - số bánh lu kéo theo sau máy kéo;

f - hệ số cản lăn của máy kéo;

f' - hệ số cản lăn của bánh lu chân cừu;

Theo đầu bài: $f = f' = 0,10$.

- Góc dốc của mặt đường so với phương ngang

Theo đầu bài, ta có: $i = 10\%$ nghĩa là $\text{tg} \alpha = 0,10$.

Suy ra: $\alpha = \arctg(0,10) = 5,7^\circ < 10^\circ$.

Vì $\alpha < 10^\circ$ nên có thể xem $\cos\alpha \approx 1$, $\sin\alpha \approx \tg\alpha = i$.

Khi đó, phương trình (2-18) được viết dưới dạng:

$$n = \frac{P_k - G_{mk}(f+i)}{G_B(f'+i)} \quad (2-18a)$$

P_k - lực kéo tiếp tuyến, được xác định dựa vào công suất và vận tốc di chuyển của máy kéo khi chạy lên dốc.

$$P_k = \frac{270N\eta}{v} \quad (2-19)$$

Ở đây: $N = 75$ mã lực - công suất máy kéo;

$v = 4,5$ km/h - vận tốc di chuyển của máy kéo;

$\eta = 0,8$ - hiệu suất truyền động của máy kéo.

Thay giá trị của các thông số vào công thức (2-19), ta có kết quả:

$$P_k = \frac{270 \times 75 \times 0,8}{4,5} = 3600 \text{ daN} = 36 \text{ kN}$$

Thay giá trị của các thông số vào phương trình (2-18a), ta xác định được:

$$n = \frac{36 - 60 \times (0,1 + 0,1)}{30 \times (0,1 + 0,1)} = 4 \text{ bánh lu}$$

2. Nếu kéo theo 2 bánh lu, với trọng lượng mỗi bánh là 37,5 kN chạy trên đường bằng thì có thể cho máy kéo di chuyển với vận tốc bao nhiêu km/h để phát huy hết công suất của nó?

Khi máy kéo chạy trên đường bằng ($i = 0\%$) nên phương trình cân bằng lực kéo trong trường hợp này có dạng:

$$P'_k = G_{mk}f + 2G_B f'$$

Thay số: $P'_k = 60 \times 0,1 + 2 \times 37,5 \times 0,1 = 13,5 \text{ kN} = 1350 \text{ daN}$

Từ phương trình (2-19) suy ra công thức để xác định vận tốc di chuyển của máy:

$$v' = \frac{270N\eta}{P'_k} = \frac{270 \times 75 \times 0,8}{1350} = 12 \text{ km/h}$$

3. Nếu phải kiểm tra điều kiện bám thì kiểm tra trong trường hợp nào? Tại sao?

Điều kiện để máy kéo có thể di chuyển được mà không bị trượt trơn là:

$$P_k < P_b = \varphi G_{\text{bám}}$$

Nghĩa là lực kéo tiếp tuyến của máy phải nhỏ hơn lực bám của cơ cấu di chuyển với mặt đường.

Ta phải kiểm tra bám ở trường hợp mà điều kiện trên dễ không thoả mãn. Đó là trường hợp có lực kéo tiếp tuyến lớn hơn nhưng lực bám lại nhỏ hơn.

So sánh hai trường hợp: Khi máy kéo chạy lên dốc và khi máy kéo chạy trên đường bằng, ta thấy:

- Khi máy kéo chạy lên dốc, có $P_k = 3600 \text{ daN}$ và lực bám: $P_b = \varphi G_{\text{bám}} = G_{\text{mk}} \cos \alpha$.

(Với máy kéo bánh xích, trọng lượng bám $G_{\text{bám}}$ bằng trọng lượng máy kéo G_{mk}).

- Khi máy kéo chạy trên đường bằng ($\alpha = 0^\circ$), có lực kéo $P'_k = 1350 \text{ daN}$ và lực bám:

$$P'_b = \varphi G_{\text{bám}} = G_{\text{mk}} \varphi \text{ (vì } \cos \alpha = 1 \text{)}$$

Rõ ràng, khi máy kéo chạy lên dốc cần lực kéo tiếp tuyến lớn hơn ($P_k = 3600 \text{ daN}$) so với khi chạy đường bằng ($P'_k = 1350 \text{ daN}$); nhưng khi chạy lên dốc, máy kéo lại có lực bám nhỏ hơn so với khi chạy trên đường bằng. Như vậy, khi máy kéo chạy lên dốc dễ không thoả mãn điều kiện bám. Do đó, ta phải tiến hành kiểm tra bám trong trường hợp máy kéo chạy lên dốc với góc dốc:

$$\alpha = \arctg i = \arctg 0,1 = 5,7^\circ$$

$$P_b = \varphi G_{\text{mk}} \cos \alpha$$

Thay số, ta có:

$$P_b = 0,85 \times 60 \times \cos 5,7^\circ = 50,75 \text{ kN} = 5075 \text{ daN}$$

Lực kéo tiếp tuyến khi xe chạy lên dốc như tính ở trên: $P_k = 3600 \text{ daN}$

Ta thấy:

$$P_k = 3600 \text{ daN} < P_b = 5075 \text{ daN}$$

Vậy: Điều kiện bám thoả mãn và máy kéo di chuyển lên dốc bình thường.

Chương 3

MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

3.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

3.1.1. Công dụng

Máy vận chuyển liên tục được dùng để vận chuyển vật liệu rời có kích thước hạt trung bình và nhỏ như than, quặng, đá dăm, sỏi, các vật liệu có kích thước mịn như cát, xi măng, bột thạch cao hoặc có dạng khối như sản phẩm của nhà máy sản xuất ra... Nó cũng có thể được dùng để vận chuyển bê tông và vữa xây dựng trong phạm vi công trường. Ngoài ra, chúng còn được dùng để vận chuyển người ở cự ly ngắn như trong các ga tàu điện ngầm, ga đường sắt, cảng hàng không hoặc trong các cửa hàng siêu thị lớn...

Đặc điểm của chúng là có quá trình vận chuyển được tiến hành thành một dòng liên tục và ở cự ly ngắn. Phương vận chuyển của chúng song song, nghiêng hoặc vuông góc với mặt đất.

3.1.2. Phân loại máy vận chuyển liên tục

Máy vận chuyển liên tục gồm có các loại sau:

a) *Băng tải*: Có đặc điểm là: Vật liệu được vận chuyển trên băng với cự ly thường từ 15 đến 25 m, có thể tới 50 – 100 m theo phương song song hoặc nghiêng một góc ($\beta < 30^\circ$) so với mặt đất.. Băng tải được dùng phổ biến nhất trong các loại máy vận chuyển liên tục ở ngoài thực tế hiện nay.

b) *Vít tải*: Khác với băng tải, ở vít tải, vật liệu được vận chuyển trong ống kín nên nó không những được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời, có kích thước hạt trung bình và nhỏ mà còn có thể vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn dễ bay dưới tác dụng của gió gây ô nhiễm môi trường như xi măng, bột phấn, bột thạch cao... Ngoài ra, có thể dùng vít tải vận chuyển bê tông trong phạm vi công trường.

Trong khi vận chuyển bê tông vẫn được nhào trộn nên không bị phân tầng.

c) *Gầu tải*: Vật liệu được chứa và vận chuyển trong các gầu. Các gầu này được lắp trên hai dải xích. Hai dải xích đó ăn khớp với các đĩa xích và chúng quay cùng các đĩa xích, các gầu chuyển động cùng hai dải xích để vận chuyển vật liệu. Phương vận chuyển của gầu tải có thể nghiêng một góc bằng $45 - 75^\circ$, thậm chí có thể vuông góc với mặt đất.

Gầu tải thường được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời như cát, đá dăm, sỏi, xi măng hoặc hỗn hợp cát và nước, bùn và nước.

Tùy thuộc vào loại vật liệu cần vận chuyển, có:

- Gầu tải với gầu đáy tròn và sâu để vận chuyển vật liệu rời có độ hạt trung bình, hệ số ma sát giữa chúng và kim loại nhỏ, dễ đổ sạch như: đá dăm, sỏi,.

- Gầu tải với gầu đáy tròn và nông để vận chuyển vật liệu có độ hạt mịn, hệ số ma sát giữa chúng và gầu lớn, khó đổ sạch như xi măng, cát.

- Gầu tải với gầu đáy nhọn để vận chuyển các loại vật liệu dạng cục, hòn...

d) *Xích tải tẩm*: Được dùng vận chuyển các loại vật liệu sắc cạnh, nóng, hoặc dính dầu mỡ như: Gạch, vôi mới ra khỏi lò, các chi tiết máy như bánh răng vòng bi hoặc các sản phẩm khác của các nhà máy.

e) *Vận chuyển bằng không khí nén* được dùng để vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn, dễ bay dưới tác dụng của gió như xi măng, bột thạch cao, bột phấn. Vật liệu được vận chuyển trong ống kín nhờ lực đẩy hoặc lực hút của dòng khí nén có áp suất và vận tốc lớn.

3.2 BĂNG TẢI

3.2.1. Công dụng và phân loại

Băng tải là loại điển hình của máy vận chuyển liên tục, có phương vận chuyển song song hoặc nghiêng một góc ($\beta < 30^\circ$) so với mặt đất. Nó thường được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời có kích thước hạt trung bình như than, quặng, đá dăm và các vật liệu có dạng hình khối như sản phẩm của các nhà máy sản xuất ra. Băng tải còn được dùng vận chuyển người ở cự ly ngắn trong ga tàu điện ngầm, ga đường sắt hoặc ga hàng không, trong cửa hàng siêu thị... Băng tải để vận chuyển người còn được gọi là thang cuốn.

Tùy theo tính chất di động, có hai loại:

- Băng tải được đặt cố định trong các nhà máy, các nhà ga, siêu thị...

- Băng tải được đặt trên các bánh xe và có thể di động trong phạm vi công trường nhờ lực kéo của các máy móc thiết bị khác hoặc lực đẩy của công nhân.

Tùy theo tiết diện ngang của băng, có:

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là phẳng;

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là hình thang (hay băng hình lòng máng), hình 3.1d;

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là hình chữ V (hình 3.1c).

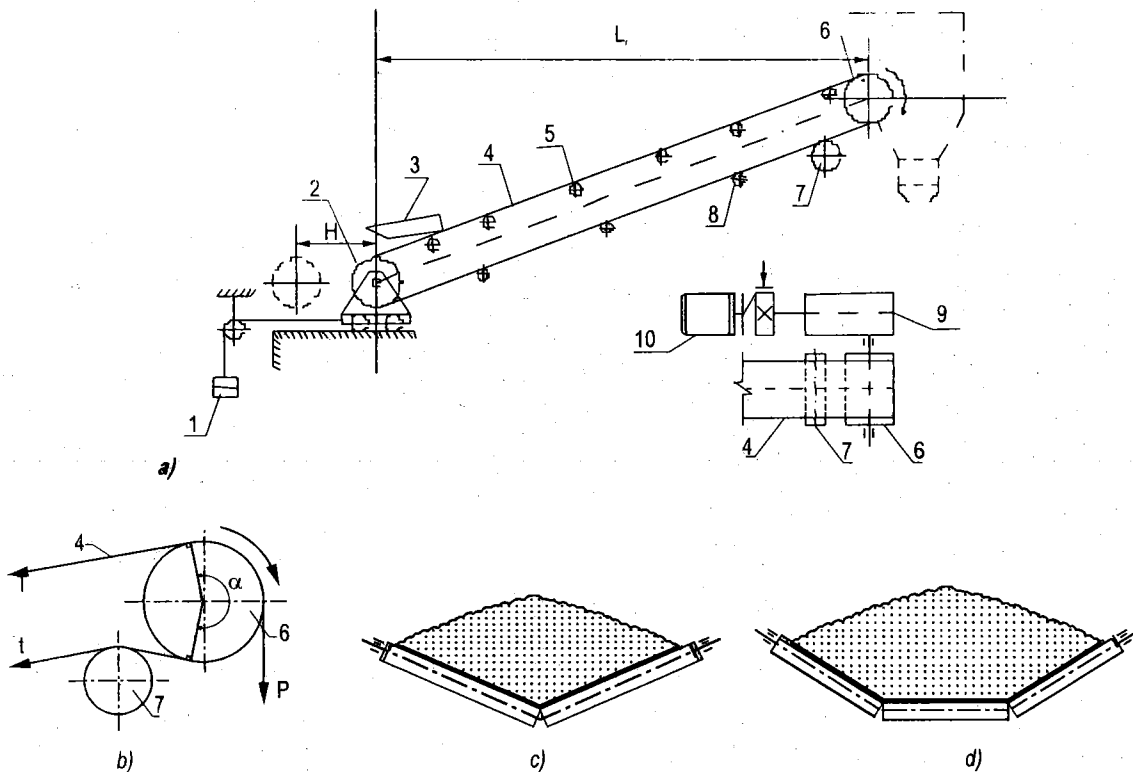
Trong đó, băng lòng máng và băng chữ V có ưu điểm: Làm tăng khả năng chứa vật liệu của băng, đồng thời đảm bảo cho vật liệu không hoặc ít bị rơi vãi sang hai bên cạnh

băng trong quá trình vận chuyển nên cho năng suất cao hơn so với băng phẳng có cùng chiều rộng băng. Vì vậy, chúng được sử dụng rộng rãi hơn. Tuy nhiên, nếu muốn vận chuyển người thì phải dùng băng phẳng, trên băng có gắn các bậc thang.

3.2.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của băng tải

Hình 3.1a là sơ đồ cấu tạo chung của băng tải được đặt cố định và nghiêng so với mặt đất.

Các bộ phận chính của băng tải gồm: Dải băng số 4 được vòng qua tang chủ động số 6 và tang căng băng (hay tang bị động) số 2. Tang này được đặt trên các bánh xe và có thể tự động di chuyển sang trái một đoạn là H dưới tác dụng trọng lượng của đối trọng số 1 mỗi khi băng bị chùng. Nhờ vậy, dải băng số 4 luôn luôn được giữ ở trạng thái căng tự động để đảm bảo đủ lực ma sát giữa băng và tang chủ động trong khi làm việc. Nếu lực ma sát này nhỏ thì băng sẽ bị trượt trên tang chủ động.



Hình 3.1. Sơ đồ cấu tạo băng tải

Ngoài ra, có thể dùng cơ cấu vít - đai ốc để căng băng. Vít này được lắp với trục của tang căng băng số 2. Các con lăn 5 để đỡ nhánh băng có tải (nhánh căng), giúp cho băng không bị chùng, đồng thời giữ cho vật liệu không bị rơi vãi sang hai bên của băng trong khi vận chuyển, góp phần tăng năng suất của băng tải. Để thỏa mãn điều đó, người ta thường bố trí các con lăn số 5 theo hai phương pháp sau:

- Dùng hai con lăn đỡ băng để tạo ra tiết diện ngang của băng có dạng hình chữ V (hình 3.1c);

- Dùng ba con lăn đỡ băng để tạo ra băng có tiết diện ngang hình thang (hình lồng máng) (hình 3.1d).

Con lăn số 7, ngoài tác dụng đỡ nhánh băng không tải như các con lăn số 8, nó còn làm tăng góc ôm của băng trên tang chủ động (xem hình 3.1b), tức là tăng lực ma sát giữa băng và tang chủ động số 6. Nhờ có lực ma sát này mà khi tang 6 quay, băng sẽ được kéo chuyển động theo để vận chuyển vật liệu. Vật liệu được nạp xuống băng qua phễu số 3, di chuyển cùng với băng và được đổ xuống khỏi băng ở đầu mút phía trên của băng tải (phía tang chủ động).

Tang chủ động số 6 nhận được chuyển động quay từ động bởi động cơ điện số 10 qua hộp giảm tốc số 9.

Cũng giống như truyền động đai, để băng không bị trượt trên tang chủ động trong khi vận chuyển vật liệu thì lực căng S_2 của băng trên nhánh căng (nhánh chứa vật liệu) và lực căng S_1 trên nhánh chùng (xem hình 3.1b) phải thỏa mãn điều kiện Ole:

$$S_2 = S_1 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad (3-1)$$

trong đó: S_1 - lực căng của nhánh chùng (nhánh không tải);

e - hệ số logarit tự nhiên;

f - hệ số ma sát giữa băng và tang chủ động;

α - góc ôm của băng trên tang chủ động, (radian).

Lực kéo tiếp tuyến (hay lực vòng) của tang chủ động được xác định theo công thức:

$$P_k = S_2 - S_1 = S_2 \left(1 - \frac{1}{e^{f \cdot \alpha}}\right) \quad (3.2)$$

Nhìn vào công thức (3.2), ta thấy lực kéo của tang chủ động tỷ lệ thuận với lực căng của nhánh băng có tải S_2 , hệ số ma sát f và góc ôm α giữa băng và tang chủ động.

3.2.3. Xác định năng suất kĩ thuật của băng tải

$$Q = 3600 F v \gamma, \text{ t/h} \quad (3-3)$$

trong đó:

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu ở trên băng, m^2 . Cách xác định diện tích F xin tham khảo trong tài liệu tham khảo [1].

Với băng phẳng: $F = 0,045 B^2 \cdot k$

Với băng hình lồng máng: $F = 0,045 B^2 (k + 1)$;

trong đó: B - chiều rộng băng.

γ - trọng lượng riêng của vật liệu được vận chuyển, t/m^3 ;

k - hệ số kể đến ảnh hưởng do độ nghiêng của băng tải đến năng suất. Giá trị của k được chọn theo góc nghiêng β của băng tải:

β : $0 - 10^\circ$ $10^\circ - 15^\circ$ $15^\circ - 20^\circ$ $20^\circ - 30^\circ$

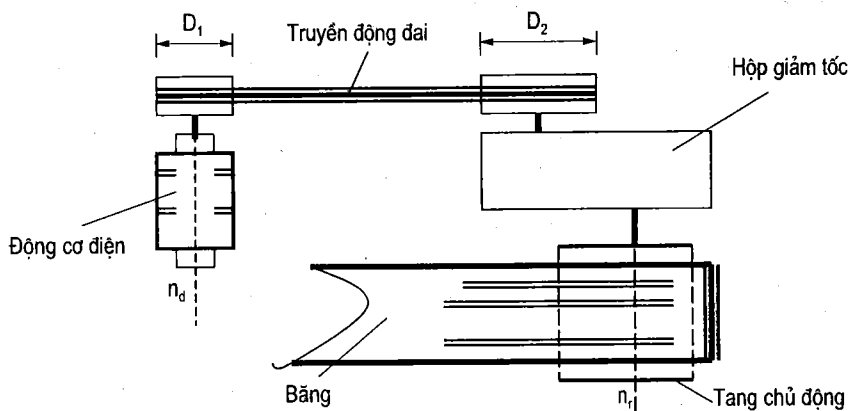
k : 1,0 0,95 0,90 0,85

v - vận tốc di chuyển của vật liệu trên băng, m/s.

VÍ DỤ THỨ SÁU

(Thực hành tính toán băng tải)

Cho sơ đồ cơ cấu dẫn động tang chủ động của băng tải như hình vẽ dưới đây.



Biết:

- Góc ôm của băng trên tang chủ động: $\alpha = 210^\circ$
- Lực căng của nhánh cuốn (nhánh căng) của băng: $S_2 = 17000N$
- Vận tốc di chuyển của băng: $v = 0,5m/s$
- Đường kính các bánh đai: $D_1 = 100 \text{ mm}$; $D_2 = 200 \text{ mm}$.
- Đường kính tang chủ động $D = 200 \text{ mm}$. Bỏ qua chiều dày băng; Tang được chế tạo bằng gang.
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc: $i_h = 10$
- Hiệu suất chung của cơ cấu: $\eta = 0,85$;
- Hệ số dự trữ công suất: $k = 1,25$, độ ẩm rất cao.
- Băng lòng máng (băng hình thang) có chiều rộng của băng $700mm$;
- Góc nghiêng của băng tải so với phương ngang: 20° ;
- Khối lượng riêng của vật liệu được vận chuyển trên băng: $\gamma = 1,2 t/m^3$.

- Chế độ làm việc trung bình: $CD = 25\%$ với độ ẩm cao.

1. Tính chọn động cơ điện dẫn động cho băng tải.

2. Tính năng suất kỹ thuật của băng tải.

Bài giải:

1. Tính chọn động cơ điện dẫn động băng tải

a) Tính công suất của động cơ dẫn động băng tải.

Công suất động cơ điện được xác định theo công thức:

$$N = \frac{P.v.k}{1000.\eta}, \text{ kW} \quad (\text{D6-1})$$

trong đó:

k - hệ số dự trữ công suất của động cơ; Theo đề bài: $k = 1,25$.

P - lực kéo cần thiết của tang chủ động, được xác định theo công thức:

$$P = S_2 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \quad (\text{D6-2})$$

Ở đây:

S_2 - lực căng của nhánh cuốn, theo đề bài: $S_2 = 17000\text{N}$;

α - góc ôm của băng trên tang chủ động;

f - hệ số ma sát của băng và tang chủ động.

Theo đầu bài với $\alpha = 210^\circ$, tang bằng gang, độ ẩm rất cao tra bảng 3.1, ta có: $e^{f\alpha} = 1,44$.

Bảng 3.1. Giá trị $e^{f\alpha}$ với các góc ôm α khác nhau

Loại tang chủ động và điều kiện làm việc	Giá trị $e^{f\alpha}$ với các góc ôm α , (độ)			
	180°	210°	240°	300°
Tang gang hoặc thép, độ ẩm rất cao	1,37	1,44	1,52	1,69
Tang bọc gỗ hoặc cao su, độ ẩm rất cao	1,60	1,73	1,87	2,19
Tang gang hoặc thép, độ ẩm tương đối cao	1,87	2,06	2,31	2,85
Tang gang hoặc thép, khô	2,56	3,00	3,51	4,81
Tang bọc gỗ, khô	3,00	3,61	4,33	6,25
Tang bọc cao su, khô	3,51	4,33	5,34	8,12

Thay các số liệu trên vào công thức (D6-2), ta được:

$$P = 17000 \left(1 - \frac{1}{1,44}\right) = 5100\text{N}$$

v - vận tốc vận chuyển của băng tải, $v = 1,0\text{m/s}$;

η - hiệu suất truyền động của băng tải, $\eta = 0,85$.

Thay các giá trị của P , v và η vào công thức (D6-1) ta xác định được công suất động cơ dẫn động cho băng tải :

$$N = \frac{5100 \times 1,0 \times 1,25}{1000 \times 0,85} = 7,5\text{kW}$$

b) *Xác định tốc độ quay của động cơ*

Xuất phát từ công thức xác định vận tốc vận chuyển của băng:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{tang}}}{60} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{60 \cdot i}$$

Suy ra:
$$n_d = \frac{60 \cdot i \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (\text{D6-3})$$

Trong đó:

n_d - tốc độ quay của động cơ;

v - vận tốc vận chuyển của băng, theo đầu bài, $v = 1,0\text{m/s}$;

D - đường kính của tang chủ động, $D = 200\text{mm} = 0,2\text{m}$ (bỏ qua chiều dày của băng tải).

i - tỷ số truyền chung của hệ thống truyền động cơ đến tang chủ động.

$$i = i_{\text{dai}} \cdot i_h = \frac{D_2}{D_1} i_h = \frac{200}{100} \cdot 10 = 20$$

Thay các giá trị trên vào công thức (D6-3) ta có :

$$n_d = \frac{60 \times 20 \times 1,0}{3,14 \times 0,2} = 955,4 \text{ vòng/phút}$$

Theo bảng 1.2, với $CD = 25\%$ ta chọn động cơ điện nhãn hiệu 4AC.1326Y3 có: công suất $N_d = 7,5\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 1000$ vòng/ phút.

2) *Xác định năng suất của băng tải*

Năng suất kỹ thuật của băng tải được xác định theo công thức sau;

$$Q = 3600 F \cdot v \cdot \gamma; \text{ t/h} \quad (\text{D6-4})$$

Trong đó:

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu trên băng, m^2 ;

Với băng lòng máng:

$$F = 0,045 B^2 (k + 1)$$

Theo đầu bài: $B = 700\text{mm} = 0,7\text{m}$ - chiều rộng của băng.

k - hệ số kể đến ảnh hưởng do góc nghiêng của băng tải so với phương ngang. Khi $\alpha = 20^\circ$ thì $k = 0,9$;

γ - khối lượng riêng của vật liệu được vận chuyển trên băng, theo đầu bài $\gamma = 1,2\text{ t/m}^3$;

v - vận tốc di chuyển của băng, theo đầu bài $v = 1\text{ m/s}$.

Thay các số liệu trên vào công thức (D6-4), ta có:

$$Q = 162B^2.v.(k + 1) \quad (\text{D6-5})$$

$$Q = 162 \times 0,7^2 \times 1 \times 1,2 \times (0,9 + 1) = 181, \text{ t/h.}$$

Từ công thức (D6-5) ta thấy, nếu biết trước năng suất Q của băng tải lòng máng và loại vật liệu cần vận chuyển thì ta có thể xác định được chiều rộng của băng lòng máng theo công thức:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{162.\gamma.v.(k + 1)}} \quad (\text{D6-6})$$

Trong đó: v - vận tốc vận chuyển của băng tải, m/s;

Có thể chọn sơ bộ vận tốc vận chuyển của băng tải theo loại vật liệu cần vận chuyển như sau:

Với sỏi, đá dăm: $v = 11,5\text{ m/s}$; xỉ $v = 0,5 \div 1,0\text{ m/s}$.

Với xi măng, bột thạch cao, bột phấn: $v = 0,8 \div 1,0\text{ m/s}$;

Với cát hoặc đất tơi: $v = 1 \div 1,25\text{ m/s}$.

3.3. VÍT TẢI

Vít tải dùng để vận chuyển vật liệu rời, có độ hạt trung bình và nhỏ hoặc có dạng bột mịn theo phương ngang hoặc nghiêng so với mặt đất một góc $\alpha \leq 20^\circ$ với cự ly tới $30 \div 40$ là hợp lý.

3.3.1. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của vít tải

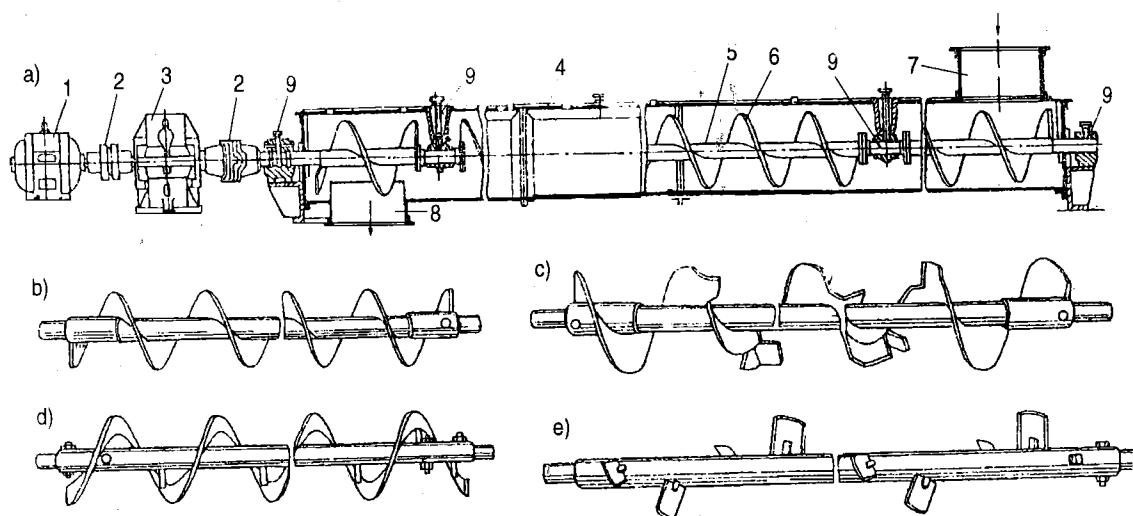
Sơ đồ cấu tạo chung của vít tải được thể hiện trên hình 3.2a.

Khi động cơ điện số 1 quay, qua khớp nối trục 2 và hộp giảm tốc số 3, mômen quay của động cơ được tăng lên và truyền tới trục số 5, trên đó có lắp cánh vít số 6 làm cho trục này và các cánh vít quay theo để cuốn và đẩy vật liệu di chuyển dọc theo ống số 4 từ cửa nạp số 7 đến cửa xả số 8. Trong khi quay, trục và cánh vít được đỡ bởi các ổ đỡ số 9.

Phụ thuộc vào các loại vật liệu cần phải vận chuyển mà người ta dùng trục và cánh vít có kết cấu khác nhau, được thể hiện trên hình 3.2.

Hình 3.2b và hình 3.2c là trục và cánh vít liên hoặc còn gọi là trục và cánh vít kín (giữa trục và cánh vít không có khe hở). Loại này được dùng để vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn như: Xi măng, bột thạch cao, bột phấn...

Loại trục và cánh vít hở (hình 3.2d) và loại trục và cánh vít có dạng lá như lưỡi xẻng (hình 3.3e) để vận chuyển vật liệu có độ hạt trung bình như đá dăm, sỏi... hoặc cũng có thể được dùng để vận chuyển bê tông trong phạm vi công trường, trong phạm vi nhà máy. Dùng vít tải để vận chuyển bê tông sẽ có ưu điểm: Trong khi vận chuyển, bê tông vẫn được nhào trộn nên không bị phân tầng.



Hình 3.2. Sơ đồ cấu tạo vít tải.

L- động cơ điện; 2- khớp nối trục; 3- hộp giảm tốc; 4- ống chứa vật liệu;
5- trục; 6- cánh vít; 7- cửa nạp; 8- cửa xả vật liệu; 9- ổ đỡ trục cánh vít.

3.3.2. Xác định năng suất kĩ thuật của vít tải

$$Q = 3600Fv\gamma k_d, \quad \text{t/h} \quad (3-4)$$

trong đó:

γ - trọng lượng riêng của vật liệu được vận chuyển, t/m^3 ;

k_d - hệ số kể đến ảnh hưởng do góc nghiêng β của vít tải đến năng suất:

β :	0°	5°	10°	15°	20°
k_d :	1,0	0,90	0,80	0,70	0,65

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu ở trong ống m^2 , được xác định theo công thức:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} k \quad (3-5)$$

D - đường kính trong của ống chứa vật liệu, m;

k - hệ số kể đến mức độ điền đầy vật liệu trong ống, thường: $k = 0,25 - 0,45$

v - vận tốc di chuyển của vật liệu trong ống, m/s, được xác định theo công thức:

$$v = \frac{t \cdot n}{60} \quad (3-6)$$

t - bước cánh vít, m;

n - tốc độ quay của trục mang cánh vít, vòng/phút;

$$n = \frac{n_d}{i}$$

n_d - tốc độ quay của trục động cơ, vòng/phút.

i - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

Chương 4

MÁY VÀ THIẾT BỊ NÂNG

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Công dụng

Máy và thiết bị nâng được dùng để nâng vật liệu, hàng hóa và người lên theo phương thẳng đứng, đôi khi còn được dùng để di chuyển vật theo phương ngang nhưng ở cự ly ngắn (trong phạm vi nhà máy hoặc công trường). Ví dụ: Các loại cầu trục, cổng trục...

Trong thực tế, máy và thiết bị nâng được sử dụng rộng rãi trong tất cả các lĩnh vực xây dựng cơ bản như: Xây dựng dân dụng, công nghiệp, xây dựng cầu đường, các nhà máy thủy điện, xây dựng cảng, công trình ngoài biển... để nâng - chuyển vật liệu xây dựng và lắp ráp các cấu kiện xây dựng. Ngoài ra, máy nâng còn được dùng bốc xếp hàng hóa ở các bến cảng, các nhà ga, các kho bãi, lắp ráp các máy móc thiết bị trong ngành chế tạo máy, giao thông, khai thác mỏ và nhiều lĩnh vực khác trong nền kinh tế quốc dân.

4.1.2. Phân loại

Dựa vào kết cấu và công dụng, máy và thiết bị nâng được chia thành ba nhóm chính:

a) *Thiết bị nâng đơn giản* là loại chỉ có một cơ cấu nâng hạ vật theo phương thẳng đứng như: Kịch, tời, palăng. Trong đó Palăng được treo cố định ở trên cao để nâng vật hoặc làm một cơ cấu của máy nâng phức tạp (ví dụ: Cơ cấu nâng của cần trục cầu).

b) *Thang nâng xây dựng*, được đặt cố định tại một chỗ để nâng hạ vật. Hàng và người tham gia xây dựng công trình được để trên bàn nâng hoặc trong ca bin. Vì vậy, thang nâng thường có hai loại là thang nâng chở hàng và thang nâng chở hàng và người (còn gọi là thang máy thi công).

c) *Cần trục*: Đây là loại điển hình của máy nâng, đang được sử dụng rất phổ biến. Cần trục là loại máy nâng phức tạp.

Tùy theo kết cấu và công dụng, cần trục được chia thành:

- Cần trục tháp được dùng để vận chuyển vật liệu và lắp ráp các cấu kiện xây dựng trong khi xây dựng nhà cao tầng với không gian phục vụ rộng

- Cần trục tự hành vận năng là cần trục kiểu cần và di động linh hoạt, cơ động. Chúng có thể phục vụ trong miền bất kì. Ngoài thiết bị cần trục, trên máy cơ sở của cần trục tự hành vận năng còn có thể lắp nhiều thiết bị làm việc khác như các thiết bị làm việc của máy đào một gầu, thiết bị đóng (hạ) cọc, thiết bị khoan...

- Cần trục cột kiểu cần cố định mà điển hình là cần trục cột buồm. Nó được dùng để nâng hạ và vận chuyển hàng trong miền diện tích bao của cần trục.

- Cần trục kiểu cầu được dùng để nâng hạ, vận chuyển vật liệu và lắp ráp cấu kiện trong miền có hình chữ nhật. Chúng gồm các loại sau:

+ *Cần trục cầu* (gọi tắt là cầu trục) thường được dùng trong các nhà máy để xếp dỡ và lắp ráp các cấu kiện xây dựng cũng như các thiết bị máy móc khác. Sau khi công trình xây dựng hoàn thành, cần trục cầu có thể tiếp tục được sử dụng trong việc khai thác các công trình đó.

Bộ phận chính của cần trục cầu là dàn cầu với cơ cấu di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray. Ray đó được đặt trên hai hàng vai cột bê tông cốt thép dọc nhà máy. Trên dàn cầu, có Palăng nâng hạ vật. Palăng này được đặt trên xe con di động dọc theo dàn cầu. Như vậy, vật nâng có thể di động cùng với xe con theo chiều ngang nhà máy; đồng thời xe con mang vật nâng lại di động cùng với cầu trục dọc nhà máy.

- *Cần trục cổng* (gọi tắt là cổng trục) được dùng để xếp dỡ hàng trong các kho, bãi trong các nhà máy bê tông đúc sẵn, để lắp ráp các cấu kiện khi xây dựng các nhà máy thủy điện, các công trình cầu...

Kết cấu thép của cổng trục gồm có hai bộ phận chính: Dàn cầu và chân cổng.

Dàn cầu trục được đặt trên hai chân cổng, hai chân cổng này di chuyển trên hai đường ray. Trên dàn cầu có xe con nâng hạ vật; Xe con đó có thể di chuyển dọc theo dàn cầu nhờ tời và cáp kéo. Đồng thời xe con cũng di chuyển cùng cổng trục.

- *Cần trục cáp*: Được dùng để vận chuyển vật liệu xây dựng qua thung lũng, lên đỉnh núi cao, qua sông, suối.

Bộ phận chính của cần trục cáp là hai tháp có kết cấu ống hoặc dàn không gian và cáp treo được nối với đầu của hai tháp. Khoảng cách trung bình giữa hai tháp thường từ 400 ÷ 500, có thể lên đến 1000m.

Cáp treo của cần trục cáp là loại cáp thép chuyên dùng được bao bọc một lớp vỏ đặc biệt để cáp có bề mặt nhẵn, tròn đều và không rỉ, đảm bảo cho xe con mang vật nâng (hoặc cabin chở người) có thể di chuyển dễ dàng trên cáp. Hiện nay, ở nước ta đã sử dụng cáp treo để vận chuyển người từ chân núi lên đỉnh núi cao như ở Yên Tử, Chùa Hương Tích, Đà Nẵng...

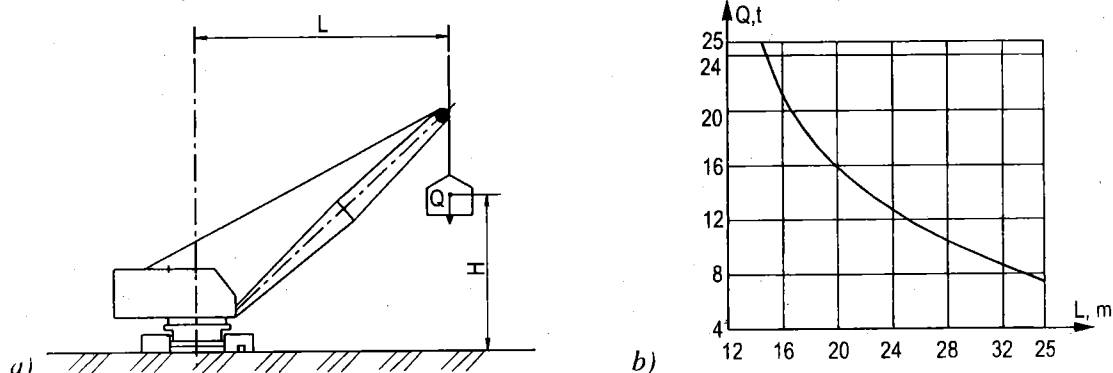
4.1.3. Các thông số cơ bản của máy nâng

Thông số cơ bản nhất của máy nâng là tải trọng nâng Q . Đó là trọng lượng lớn nhất cho phép của vật nâng (kể cả trọng lượng bản thân thiết bị mang vật) mà máy nâng có thể nâng được.

Ngoài ra, máy nâng còn có các thông số hình học cơ bản như: Chiều cao nâng H , tầm với L (đối với cần trục kiểu cần); khẩu độ của dầm cầu (đối với cần trục kiểu cầu) và các thông số động học như: Tốc độ nâng hạ vật, tốc độ quay, tốc độ di chuyển cần trục, di chuyển xe con, tốc độ thay đổi tầm với.

Riêng đối với cần trục kiểu cần:

Tầm với L là khoảng cách đo theo phương ngang từ trọng tâm của vật nâng đến tâm quay của cần trục. Chiều cao nâng H là khoảng cách từ trọng tâm của vật đến mặt đất, (xem hình 4.1a).



Hình 4.1. Các thông số cơ bản và đường đặc tính tải trọng của cần trục kiểu cần.

Mômen tải trọng là tích số giữa tải trọng nâng Q và tầm với L của cần trục:

$$M = Q \cdot L, (Tm)$$

Một số cần trục kiểu cần có mômen tải trọng không đổi thì tải trọng nâng sẽ thay đổi theo tầm với và tỷ lệ nghịch với tầm với.

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa tải trọng nâng và tầm với là đường đặc tính tải trọng của cần trục. Khi mômen tải trọng M không đổi thì đường đặc tính tải trọng của cần trục kiểu cần có dạng là đường Hypecbol (xem hình 4.1b), được xây dựng từ phương trình:

$$Q_i = \frac{M}{L_i}$$

Khi sử dụng cần trục, phải tuân thủ nghiêm ngặt đường tải trọng này. Ví dụ: Muốn nâng vật có trọng lượng $Q = 16$ tấn thì tốt nhất nên cho cần trục làm việc ở tầm với $L = 20m$. Nếu làm việc ở tầm với $L_1 < 20m$ thì rất an toàn nhưng không phát huy hết khả năng của cần trục, ảnh hưởng đến năng suất của nó. Tuyệt đối không cho phép cần trục

nâng vật có trọng lượng $Q = 16$ tấn khi tầm với của nó $L_2 > 20\text{m}$ vì như vậy cần trục sẽ bị mất ổn định.

4.2. THIẾT BỊ NÂNG ĐƠN GIẢN

4.2.1. Các loại kích

4.2.1.1. Công dụng và phân loại

Kích thuộc nhóm máy nâng đơn giản thường được dùng để nâng vật có trọng lượng lớn nhưng chiều cao nâng nhỏ.

Dựa vào cấu tạo và nguyên lý làm việc, kích được phân thành ba loại:

Kích thuỷ lực, kích vít và kích thanh răng.

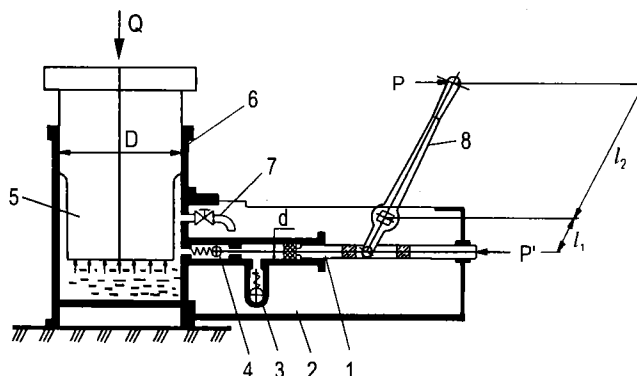
Trong đó kích thuỷ lực nâng được vật có trọng lượng lớn nhất; kích vít có cấu tạo gọn nhẹ và có khả năng tự hãm. Bởi vậy, kích thuỷ lực và kích vít được sử dụng phổ biến hơn.

Kích thanh răng tuy có chiều cao nâng lớn hơn song có cấu tạo phức tạp vì phải dùng cơ cấu hãm nên ít được sử dụng trong thực tế.

4.2.1.2. Kích thuỷ lực

a) Cấu tạo của kích:

Sơ đồ cấu tạo của kích thuỷ lực được thể hiện trên hình 4.2.



Hình 4.2. Sơ đồ cấu tạo kích thuỷ lực:

- 1 - Bơm dầu kiểu xi lanh - pittông; 2 - Thùng chứa dầu; 3, 4 - Van bi một chiều;
5 - Pittông kích; 6 - Xi lanh kích; 7 - Khoả dầu; 8 - Tay kích (tay quay);

b) Nguyên lý làm việc của kích thuỷ lực:

Khi lắc tay kích số 8 sang trái (ngược chiều kim đồng hồ), pittông số 1 của bơm dầu tịnh tiến sang phải tạo ra chân không trong xi lanh bơm dầu. Khi đó van bi số 3 mở ra, van số 4 đóng. Dầu từ thùng dầu số 2 qua van 3 vào trong xi lanh bơm dầu. Tiếp theo, lắc tay kích sang phải (thuận chiều kim đồng hồ), pittông số 1 tịnh tiến sang trái. Lúc này van 3 đóng và van 4 mở. Dầu từ xi lanh bơm dầu qua van 4 vào xi lanh kích số 6, đẩy pittông số 5 đi lên và nâng vật lên.

Muốn hạ vật, mở khoá số 7, xilanh kích số 6 được thông với ngoài trời, áp suất dầu trong xilanh 6 giảm xuống cân bằng với áp suất khí quyển. Dưới tác dụng trọng lượng của vật nâng, pittông số 5 từ từ đi xuống và hạ vật xuống. Dầu trong xilanh 6 đi qua khoá số 7 trở về thùng chứa số 2.

c) *Xác định lực tác dụng lên tay kích.*

Để xác định lực P tác dụng lên tay kích, ta dựa vào sự cân bằng áp suất của dầu trong xilanh bơm dầu p_1 và áp suất p_2 của dầu trong xilanh kích số 6.

$$p_1 = p_2 \rightarrow \frac{P'}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \rightarrow P' = Q \frac{d^2}{D^2} \quad (4-1)$$

trong đó:

P' - lực đẩy pittông số 1 chuyển động tịnh tiến, có phương trùng với đường tâm của pittông;

Q - trọng lượng của vật cần nâng;

d - đường kính trong của xilanh bơm dầu;

D - đường kính trong của xilanh kích.

Giữa lực P tác dụng vào tay kích và lực P' tác dụng trực tiếp vào tâm của pittông bơm dầu có quan hệ với nhau qua phương trình cân bằng mômen (xem hình 4.1):

$$Pl_2 = P'l_1 \rightarrow P = P' \frac{l_1}{l_2} \quad (4-2)$$

Thay P' từ công thức (4-1) vào công thức (4-2), ta được:

$$P = Q \frac{d^2}{D^2} \frac{l_1}{l_2} \quad (4-2a)$$

Trong công thức (4-2a), ta chưa kể đến ma sát giữa các bộ phận của kích cũng như sự rò rỉ dầu trong quá trình làm việc. Nếu kể đến ảnh hưởng của các yếu tố đó thì lực thực tế tác dụng lên tay kích được xác định theo công thức

$$P_t = \frac{P}{\eta} = Q \frac{d^2}{D^2} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{\eta} \quad (4-3)$$

trong đó: η - hiệu suất của kích.

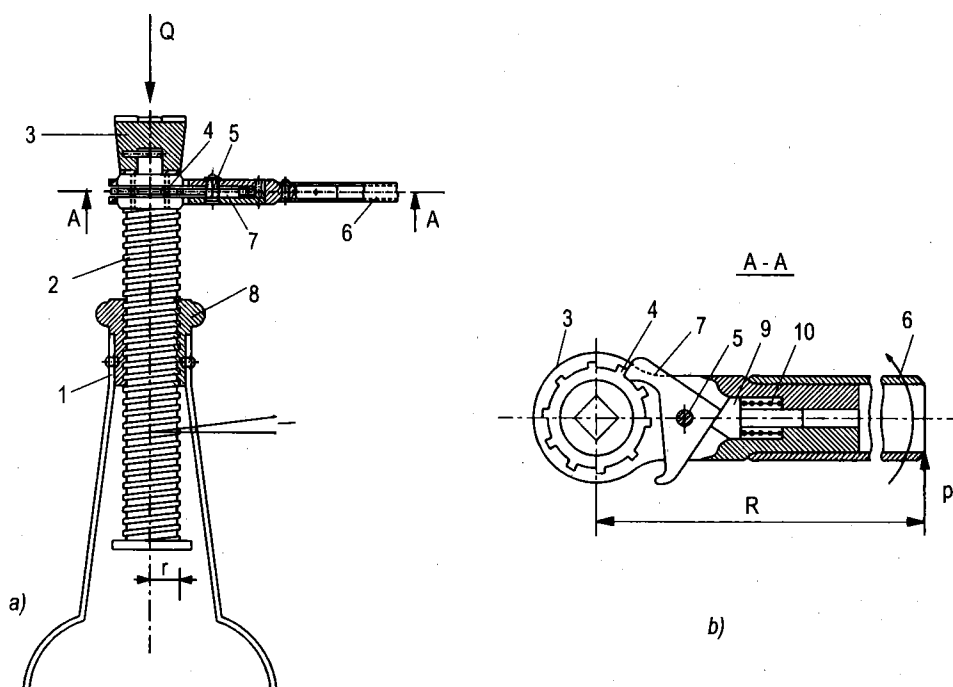
Ngoài việc dẫn động bằng tay như loại kích trình bày ở trên, kích thuỷ lực còn được dẫn động bằng bơm thuỷ lực hoặc trạm bơm thuỷ lực. Loại kích này có thể nâng được những vật có trọng lượng rất lớn, đến 500 tấn hoặc lớn hơn nữa như các nhịp cầu, các lò cao, các sàn nhà bê tông cốt thép của các tầng nhà.

4.2.1.3. Kích vít

a) Cấu tạo của kích vít (hình 4.3):

Thân kích số 1, trục vít số 2, được chế tạo ren bao quanh mặt trụ của trục. Trục này được liên kết bằng ren với đai ốc số 8, lắp cố định với thân kích. Tay quay số 6 để điều khiển kích.

Nhìn vào hình 4.3b ta thấy: Ngàm số 7 được lắp với đầu tay quay bằng chốt số 5. Ngàm số 7 ăn khớp với bánh răng 4, được lắp với đầu trục vít bằng then (hoặc đầu trục vít có hình vuông). Mũ số 3 trực tiếp chịu trọng lượng của vật nâng, được lắp trơn với đầu trục vít và không quay cùng trục vít khi làm việc.



Hình 4.3. Kích vít

b) Nguyên lý làm việc của kích vít như sau:

Muốn nâng (hoặc hạ) vật, chỉ việc quay tay quay số 6, qua cơ cấu ngàm số 7 và bánh răng số 4, làm trục vít số 2 quay theo. Nhờ được liên kết bằng ren với đai ốc số 8 nên khi quay, trục vít 2 đồng thời chuyển động tịnh tiến. Tùy theo chiều quay của tay quay mà trục vít tịnh tiến đi lên để nâng hoặc đi xuống để hạ vật. Ngàm số 7 được giữ ở vị trí cố định (khi ngừng ngoại lực tác dụng vào tay quay) là nhờ lò xo 10 và chi tiết định vị số 9.

Kích vít có ưu điểm so với kích thanh răng và kích thủy lực là: Nó có kết cấu gọn, nhẹ và có khả năng tự hãm. Điều kiện tự hãm của kích vít:

$$\operatorname{tg} \lambda < \operatorname{tg} \rho \quad (4-4)$$

Hay:

$$\operatorname{tg} \lambda < f$$

(4-4a)

Trong đó:

λ - góc nâng của ren trục vít;

ρ - góc ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít;

f - hệ số ma sát;

Tuy nhiên, kích vít có hiệu suất thấp hơn so với các loại kích khác.

c) *Xác định lực tác dụng vào tay quay:*

Theo tài liệu tham khảo [1], ta có thể xác định lực tác dụng vào tay quay như sau:

* Khi nâng vật:

Lực cần thiết tác dụng lên tay quay:

$$P_n = \frac{rQ \operatorname{tg}(\rho + \lambda)}{R} \quad (4-5)$$

* Khi hạ vật:

$$P_h = \frac{rQ \operatorname{tg}(\rho - \lambda)}{R} \quad (4-6)$$

trong đó: Q - trọng lượng vật nâng;

r - bán kính trung bình của ren vít;

R - chiều dài tay quay.

4.2.2. Các loại tời xây dựng

4.2.2.1. Công dụng và phân loại tời

a) Công dụng

Tời xây dựng được dùng phổ biến để nâng hạ các cấu kiện xây dựng và các thiết bị máy móc khác theo phương đứng. Ngoài ra, nó còn được dùng để kéo xe con mang vật nâng di chuyển theo phương ngang. Tời thường được sử dụng kết hợp với palăng cáp để tạo thành một cơ cấu của các loại cần trục, thang nâng và các loại máy xây dựng có truyền động cáp.

b) Phân loại:

* Tùy theo nguồn động lực dẫn động cho tời, có:

- Tời dẫn động tay (gọi tắt là tời tay).
- Tời dẫn động bằng động cơ (gọi tắt là tời máy).

* Tùy theo công dụng, có:

- Tời nâng để nâng hạ vật - loại này được dùng phổ biến.
- Tời kéo xe con để di chuyển vật theo phương ngang.

* Tùy theo số tang trong tời có:

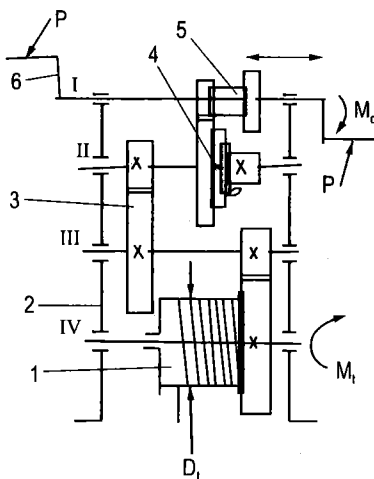
- Tời nâng một tang.
- Tời nhiều tang.
- Tời với tang ma sát.

4.2.2.2. Tời dẫn động tay (tời tay)

Sơ đồ tời tay như hình 4.4a.

Cụm bánh răng số 5 (gồm có hai bánh răng với đường kính khác nhau) có thể di chuyển dọc trục. Nó vừa để truyền mômen vừa để thay đổi tỷ số truyền từ trục I sang trục II tức là thay đổi mômen quay và tốc độ quay của tang.

Cụm bánh răng số 4 cũng gồm có hai bánh răng với đường kính khác nhau. Khi nâng vật nặng, cần có tỷ số truyền lớn thì cho bánh răng nhỏ của cụm bánh răng số 5 vào ăn khớp với bánh răng lớn của cụm bánh răng số 4 (như hình 4.4a); khi nâng vật nhẹ thì cho bánh răng lớn của cụm bánh răng số 5 vào ăn khớp với bánh răng nhỏ của cụm bánh răng số 4, tỷ số truyền sẽ nhỏ hơn so với trường hợp trên. Do đó, làm tăng tốc độ nâng vật.



Hình 4.4a. Tời dẫn động tay

1- tang cuốn cáp; 2- giá tời; 3, 4, 5- các bánh răng để truyền chuyển động quay; 6- tay quay. I- trục dẫn động (lắp tay quay); II, III - các trục trung gian; IV- trục của tang.

Quan hệ giữa mômen trên trục tang M_t và mômen trên trục dẫn động (trục lắp tay quay) M_d được xác định theo công thức:

$$M_t = M_d \cdot i \cdot \eta \quad (4-7)$$

M_t - mômen trên trục tang, được xác định theo công thức:

$$M_t = \frac{S_c \cdot D}{2} \quad (4-8)$$

trong đó:

S_c - lực căng của cáp quấn vào tang;

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm của lớp cáp ngoài cùng;

$$D = D_l + (2m - 1)d_c \quad (4-9)$$

D_l - đường kính ngoài của tang;

d_c - đường kính cáp;

m - số lớp cáp quấn trên tang.

M_d - mômen trên trục dẫn động, được xác định theo công thức:

$$M_d = k.n.P.l \quad (4-10)$$

n - số người đồng thời quay tay quay.

P - lực do một người tác dụng vào tay quay.

l - chiều dài tay quay.

k - hệ số kể đến sự làm việc không đều của mỗi người.

Khi $n = 1$ thì $k = 1$; khi $n = 2$ thì $k = 0,8$. Nếu 2 người quay, sinh lực đều nhau thì lấy $n = 1$.

i - tỷ số truyền chung của các bộ truyền bánh răng.

η - hiệu suất của tời.

Thay các công thức (4-8) và (4-10) vào phương trình (4-7), ta sẽ xác định được lực của mỗi người tác dụng vào tay quay:

$$\begin{aligned} \frac{S_c \cdot D}{2} &= k.n.P.l.i.\eta \\ \Rightarrow P &= \frac{S_c \cdot D}{2k.n.l.i.\eta} \end{aligned} \quad (4-11)$$

4.2.2.3. Tời dẫn động máy (còn gọi là tời điện)

a) Phân loại tời điện

Tời điện được dẫn động bằng động cơ. Tùy thuộc vào đặc điểm làm việc của động cơ và sự liên kết giữa tang cuốn cáp và động cơ mà tời điện được chia thành hai loại:

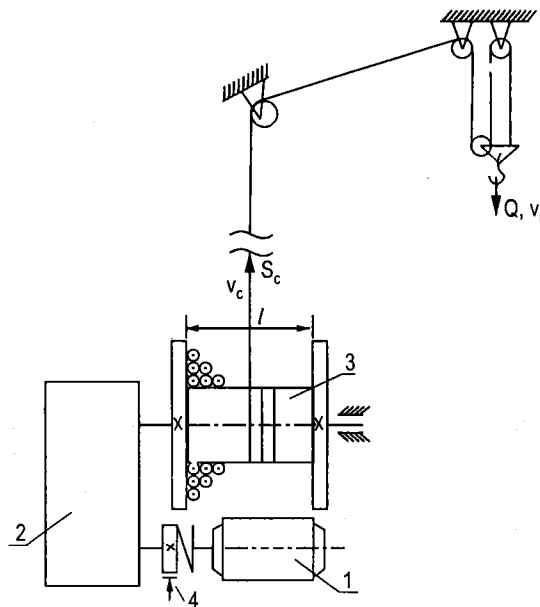
- Tời điện đảo chiều được dẫn động bởi động cơ điện xoay chiều. Động cơ này có thể đảo được chiều quay và được liên kết cứng với tang cuốn cáp qua hộp giảm tốc.

- Tời với ly hợp ma sát được dẫn động bởi động cơ chỉ quay một chiều (không đảo được chiều quay), thường là động cơ đốt trong. Động cơ này dẫn động cho nhiều tang. Mỗi tang được liên kết với động cơ bằng ly hợp ma sát. Khi đóng ly hợp, tang sẽ nhận được chuyển động quay từ động cơ để cuốn cáp nâng vật. Khi tách ly hợp, tang không được liên kết với động cơ nữa, lúc đó nhờ trọng lượng bản thân của vật nâng, tang sẽ quay

ngược lại, nhả cáp, hạ vật. Muốn điều chỉnh tốc độ hạ vật thì dùng phanh đai để điều chỉnh tốc độ quay của tang. Việc dừng và giữ vật tại vị trí nhất định trong một thời gian cần thiết được thực hiện nhờ cơ cấu dừng kiểu bánh cóc (như trong kích thanh răng).

b) Tời điện đảo chiều

Sơ đồ tời điện đảo chiều được thể hiện trên hình (4.4b). Tời điện đảo chiều thường được sử dụng kết hợp với palăng cáp tạo thành cơ cấu có thể nâng được vật với trọng lượng lớn. Nó cũng là cơ cấu của các loại cần trục, thang nâng và các máy xây dựng khác. Việc đảo chiều quay của tang 3 để cuốn hoặc nhả cáp nâng hạ vật, được thực hiện bằng cách đảo chiều quay của động cơ điện số 1, đây là động cơ điện xoay chiều. Phanh số 4 là phanh hai má thường đóng. Bánh phanh là nửa bị động của khớp đàn hồi nối trục động cơ với trục vào hộp giảm tốc. Hộp giảm tốc số 2 để tăng mômen quay của động cơ rồi truyền đến tang 3.



Hình 4.4b. Tời điện đảo chiều

Lực kéo của tời chính là lực căng của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^r} \quad (4-12)$$

trong đó:

a - bội suất của palăng cáp (đã được giới thiệu ở mục 1.4.6.2);

Q, q - trọng lượng vật nâng và của thiết bị mang vật.

η_{pa}, η_{pl}^r - hiệu suất của palăng và của các puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng.

r - số puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng. Ở hình 4.4b, ta có $r = 1$.

Công suất động cơ điện được xác định theo công thức:

$$N_{d/c} = \frac{S_c \cdot v_c}{1000 \cdot \eta} \text{ (kW)} \quad (4-13)$$

Trong công thức (4-13):

S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang, N;

η - hiệu suất chung của tời;

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, (m/s), được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi D n_t}{60} = a v_n \quad (4-14)$$

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng, được xác định theo công thức (4-9);

v_n - vận tốc nâng vật, (m/s);

a - bội suất của palăng cáp;

n_t - tốc độ quay của tang, vòng/phút;

$$n_t = \frac{n_{d/c}}{i} \quad (4-15)$$

$n_{d/c}$ - tốc độ quay của động cơ;

i - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

4.3. THANG NÂNG (MÁY VẬN THĂNG)

Thang nâng được dùng để nâng hàng hoặc người (được đặt trên bàn nâng hoặc trong cabin) lên theo phương thẳng đứng.

Thang nâng thường được đặt cố định tại một chỗ.

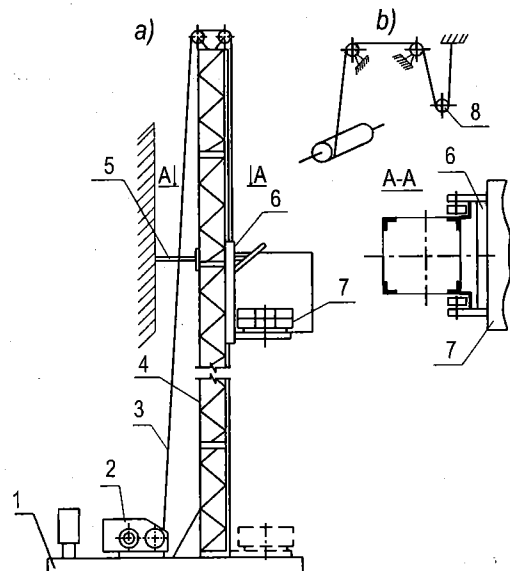
Tùy theo công dụng, thang nâng gồm có:

- Thang nâng phục vụ cho việc xây dựng, gọi tắt là thang nâng xây dựng.
- Thang nâng để vận chuyển người, gọi tắt là thang máy.

Thang nâng xây dựng có hai loại: Thang nâng để chở hàng và thang nâng để chở hàng cùng với người.

4.3.1. Thang nâng chở hàng

Cấu tạo của thang nâng chở hàng (hình 4.5a), gồm: Cột chính số 4 được đặt cố định



Hình 4.5. Thang nâng chở hàng:
a) Hình chung; b) Sơ đồ mắc cáp

trên bệ số 1. Dọc theo chiều cao của cột có lắp ray dẫn hướng để dẫn hướng cho bàn nâng số 7. Bàn nâng này được lắp với giá trượt số 6. Tời điện đảo chiều số 2 và dây cáp số 3 để nâng hạ bàn nâng số 7.

Cáp số 3 vòng qua các puly đối hướng ở đỉnh cột và puly di động số 8 được lắp trên bàn nâng.

Khi cần thi công các nhà cao tầng thì chiều cao cột của thang nâng phải lớn. Nếu chiều cao cột lớn hơn 10m thì phải liên kết cột với khung nhà bằng các thanh giằng số 5.

Hình 4.5b là sơ đồ mắc cáp cơ cấu nâng bàn nâng.

4.3.2. Thang nâng chở hàng và người

Trong khi thi công phần thô các nhà cao tầng (còn chưa lắp thang máy chở người), để vận chuyển vật liệu lên cao và tạo điều kiện thuận lợi cho công nhân trong việc đi lên (hoặc xuống) trong khi làm việc, người ta sử dụng thang nâng xây dựng kết hợp chở hàng và chở người trong cabin.

Nó có thể phục vụ cho việc thi công các toà nhà cao 30 tầng (đến 110m).

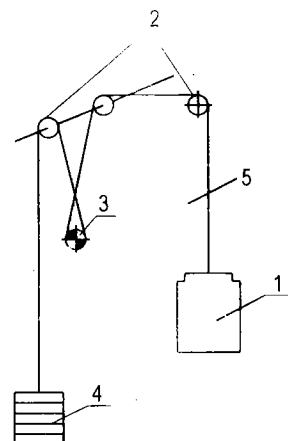
Thang nâng chở hàng và người (hay còn gọi là thang máy thi công) có cấu tạo cơ bản giống như thang máy chở người chỉ khác là: cabin để xếp hàng và người nằm bên cạnh cột và di chuyển lên, xuống theo ray dẫn hướng được lắp dọc theo chiều cao của cột. Còn cabin của thang máy chở người nằm trong giếng thang.

Để nâng hạ cabin có thể dùng tời và truyền động cáp hoặc truyền động bánh răng - thanh răng.

Sơ đồ truyền động cáp để nâng hạ cabin của thang nâng chở hàng và người với puly dẫn hướng cáp bằng ma sát được thể hiện ở hình 4.6.

Cabin số 1 được nâng hạ bởi dây cáp số 5. Cáp này quấn vòng qua tời điện đảo chiều số 3 với các puly số 2 dẫn hướng cáp bằng masát. Đầu kia của cáp được cố định vào đối trọng số 4.

Trên thang nâng chở hàng và người có lắp đặt một số thiết bị an toàn như: bộ hãm bảo hiểm để giữ cabin không bị rơi xuống nếu cáp nâng cabin bị đứt, các role hạn chế hành trình di chuyển của cabin.



Hình 4.6. Sơ đồ mắc cáp của thang máy thi công

4.3.3. Xác định năng suất của thang nâng chở hàng

Năng suất kỹ thuật của thang nâng chở hàng được xác định theo công thức:

$$N_{kt} = \frac{3600}{T_{ck}} Q, (T/h) \quad (4-16)$$

Trong đó: Q - trọng lượng hàng đặt trên bàn nâng, T;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc, s.

$$T_{ck} = \frac{h}{v_n} + \frac{h}{v_h} + t_d, \quad s$$

$$T_{ck} = t_n + t_h + t_d, \quad s$$

t_n, t_h, t_d - thời gian nâng, hạ và dừng máy để bốc hàng, s;

h - chiều cao nâng, m;

v_n, v_h - vận tốc nâng và hạ bàn nâng, m/s.

4.4. CÁC LOẠI CẦN TRỤC

4.4.1. Cần trục tháp

a) Công dụng và phân loại cần trục tháp

Trong các loại cần trục, cần trục tháp giữ vai trò chủ đạo và được sử dụng phổ biến để phục vụ công tác xây dựng cơ bản thuộc các lĩnh vực dân dụng, công nghiệp, thủy điện, cảng, cầu đường... Cần trục tháp có chiều cao nâng và tầm với lớn.

Để xây dựng các nhà cao tầng và các tháp có chiều cao lớn, người ta dùng cần trục tháp cố định, neo tháp vào công trình hoặc cần trục tháp tự nâng có chiều cao nâng đến 150m và tầm với 50m, thậm chí đến 70m. Do đó, cần trục tháp có miền phục vụ rất rộng, nó có thể bao quát được toàn bộ công trình mặc dù tháp được đặt cố định tại một chỗ.

Đặc điểm của cần trục tháp là: Nó có đủ các cơ cấu: Nâng hạ vật, thay đổi tầm với, quay và di chuyển. Các cơ cấu này thường được dẫn động riêng bởi các động cơ điện xoay chiều.

Tải trọng nâng Q của cần trục tháp thường thay đổi theo tầm với L. Bởi vậy, thông số cơ bản đặc trưng cho cần trục tháp là mômen tải trọng: $M = Q.L$.

Đường đặc tính tải trọng của cần trục tháp là đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của tải trọng nâng Q vào tầm với L của cần trục.

Cần trục tháp được phân loại theo các đặc điểm sau:

* Theo sự hoạt động của tháp trong khi làm việc có:

- Cần trục tháp với tháp quay;
- Cần trục tháp có đầu tháp quay (tháp không quay).

* Theo phương pháp thay đổi tầm với có:

- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần
- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách kéo xe con mang vật di chuyển trên cần.

* Theo phương pháp lắp đặt trên công trường có:

- Cần trục tháp di chuyển trên ray và cần trục tháp đặt cố định tại một chỗ.

* Dựa vào công dụng có:

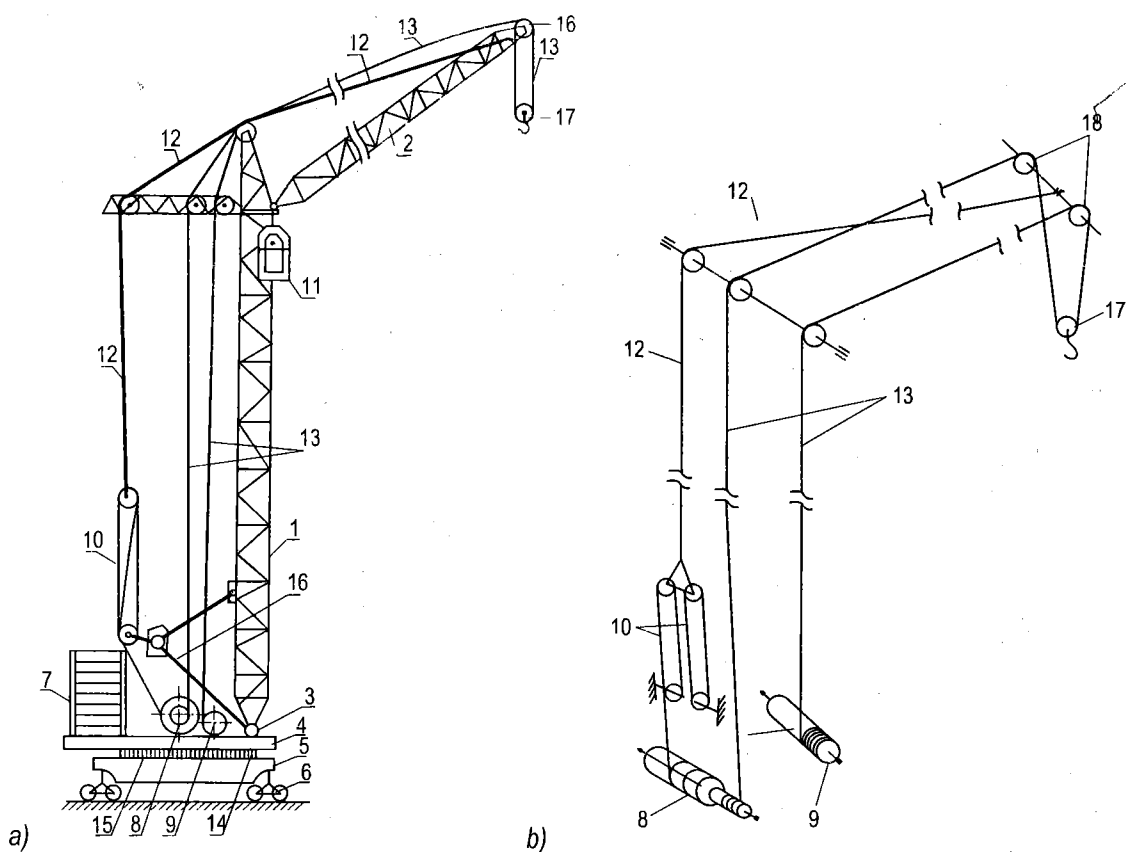
- Cần trục tháp công dụng chung dùng trong xây dựng dân dụng và nhà công nghiệp.

- Cần trục tháp chuyên dùng để xây dựng các công trình đặc biệt như ống khói, lò cao... của các nhà máy lớn.

- Cần trục tháp dùng trong xây dựng nhà cao tầng.

b) Cần trục tháp với tháp quay

Sơ đồ cấu tạo của cần trục tháp với tháp quay di chuyển trên ray, được thể hiện trên hình 4.7a.



Hình 4.7. Cần trục tháp có tháp quay

Tháp số 1 được đặt trên bàn quay số 4. Chân tháp được liên kết với bàn quay bằng khớp bản lề nằm ngang số 3. Tháp được giữ ổn định nhờ thanh giằng 16.

Trên bàn quay còn đặt đối trọng số 7, tời nâng cần số 8, tời nâng vật số 9 và cơ cấu quay. Khi quay, bàn quay số 4 được tỳ trên thiết bị tựa quay. Thiết bị tựa quay này được lắp cố định với khung số 5 của cơ cấu di chuyển. Cần trục tháp có thể di chuyển trên ray nhờ bốn cụm bánh xe số 6 (trong đó có hai cụm chủ động và hai cụm bị động). Cần số 2

được liên kết với đầu tháp bằng khớp bản lề ở chân cần. Cần được nâng hạ (để thay đổi tầm với) là nhờ tời nâng cần số 8, palăng cáp số 10 và cáp số 12. Tời số 9 và hệ thống cáp 13 để nâng hạ vật.

Khi cơ cấu quay cần trực làm việc thì bánh răng hành tinh 14 nhận được chuyển động từ động cơ điện, qua hộp giảm tốc, nó sẽ quay hành tinh xung quanh vành răng 15, làm cho bàn quay số 4 quay 360^0 , do đó, đối trọng số 7, các cơ cấu nâng hạ vật, nâng hạ cần, cơ cấu quay, tháp và cần quay đồng thời cùng với bàn quay.

Hình 4.7b là sơ đồ mắc cáp của cần trực tháp với bội suất của palăng cáp nâng vật $a = 2$ và của palăng cáp nâng cần $a = 4$. Một đầu của cáp nâng vật 13 được cuốn vào tang nâng vật số 9 vòng qua các puly 16 lắp ở đầu cần và puly di động 17. Đầu kia của cáp 13 được cuốn vào phần có đường kính nhỏ của tang nâng cần số 8 và ngược chiều với chiều cuốn của cáp nâng cần. Do đó cáp nâng cần và cáp nâng vật phụ thuộc vào nhau trong khi làm việc. Bởi vậy, sơ đồ mắc cáp này được gọi là sơ đồ mắc cáp phụ thuộc.

Nguyên lý làm việc của nó như sau: Khi tang số 8 quay ngược chiều kim đồng hồ, cáp nâng cần số 10 được cuốn lại, qua cáp 12, đầu cần sẽ được nâng lên, tầm với của cần trực được thu nhỏ lại; trong khi đó, cáp nâng vật 13 lại được nhả ra khỏi tang số 8 và vật được hạ xuống (mặc dù tời nâng vật số 9 không làm việc). Khi tang số 8 quay thuận chiều kim đồng hồ để nhả cáp số 10, hạ cần xuống để tăng tầm với của cần trực thì cáp nâng vật 13 được cuốn lại và vật được nâng lên.

Quan hệ giữa đường kính phần lớn và đường kính phần nhỏ của tang nâng cần phù hợp với quan hệ giữa bội suất của palăng nâng cần và bội suất của palăng nâng vật, đảm bảo sao cho đầu cần được nâng lên độ cao bằng bao nhiêu thì vật sẽ được hạ xuống độ cao bằng bấy nhiêu và ngược lại. Như vậy, vật sẽ không thay đổi độ cao so với mặt đất mà chỉ di chuyển theo phương ngang cùng với đầu cần trong quá trình nâng hạ cần để thay đổi tầm với. Vì thế, giảm được thời gian chu kỳ làm việc và tăng năng suất cần trực. Đó là tính ưu việt của sơ đồ mắc cáp phụ thuộc.

Ngoài ra, một số cần trực tháp còn sử dụng sơ đồ mắc cáp độc lập. Trong trường hợp đó, cáp nâng hạ cần và cáp nâng hạ vật làm việc độc lập với nhau. Khi nâng hạ cần để thay đổi tầm với thì vật cũng bị thay đổi độ cao so với mặt đất.

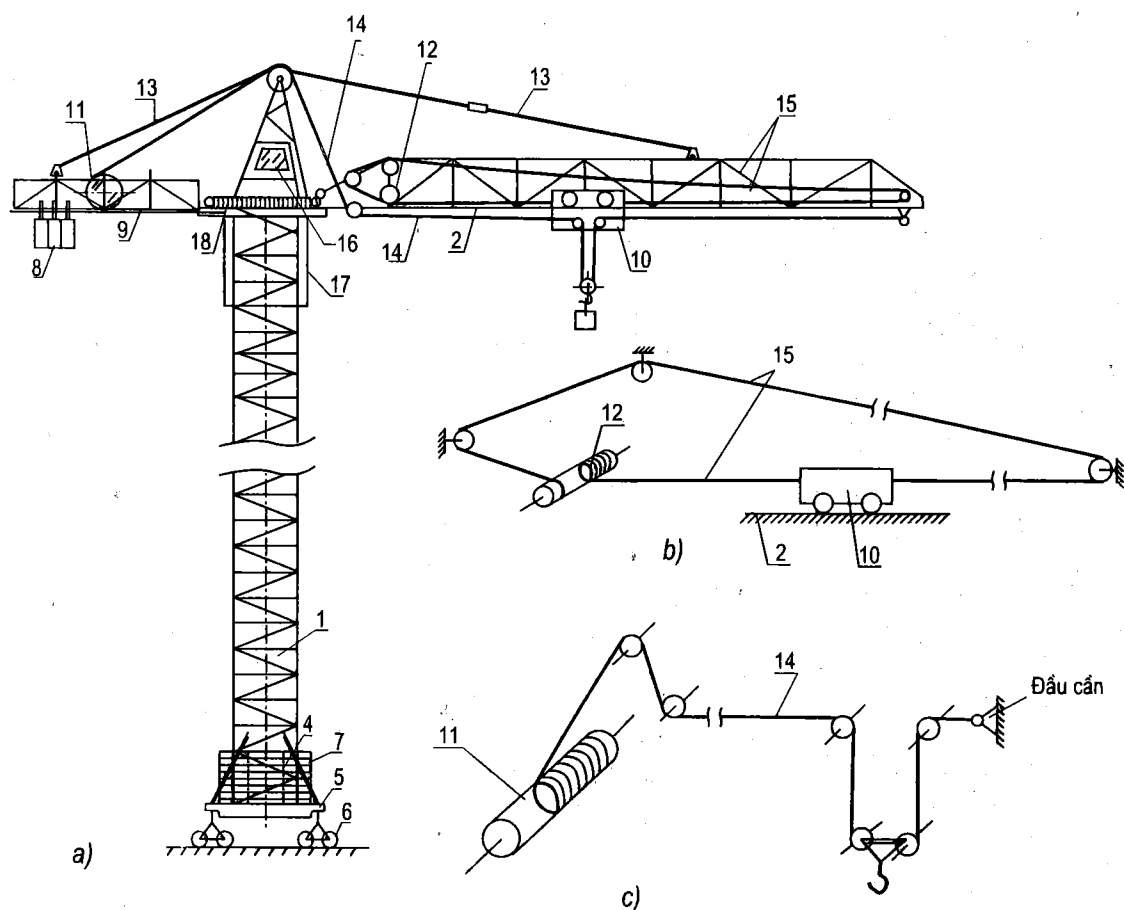
Một số cần trực tháp với tháp quay có cần nằm ngang. Phần dưới bụng cần có gắn dầm thép chữ I làm đường ray cho xe con mang vật di chuyển dọc theo cần để thay đổi tầm với của cần trực. Trong khi thay đổi tầm với, vật di chuyển cùng với xe con mà không thay đổi độ cao so với mặt đất.

b) Cần trực tháp với đầu tháp quay (tháp không quay)

Hình 4.8 thể hiện cấu tạo và sơ đồ mắc cáp của cần trực tháp với đầu tháp quay (tháp không quay). Cấu tạo chung của cần trực tháp với đầu tháp quay hình 4.8a, gồm có:

Tháp số 1 được đặt cố định trên khung di chuyển số 5. Khung này được tựa trên các cụm bánh xe di chuyển số 6. Cần số 2 thường được treo nằm ngang nhờ thanh giằng 13 và liên kết với đầu tháp bằng khớp bản lề. Đối diện với cần, ở đầu tháp còn lắp dầm công xôn số 9. Dầm công xôn này cũng được treo nhờ thanh giằng 13. Trên dầm này có đặt tời nâng hạ vật số 11 và tời 12 để kéo xe con số 10 di chuyển dọc theo cần khi thay đổi tầm với của cần trục. Đối trọng số 8 cũng được treo trên dầm công xôn số 9 và nó có thể di chuyển dọc theo dầm này. Ở một số cần trục, đoạn tháp trên cùng số 17 có tiết diện lớn hơn và lồng vào thân tháp số 1. Kết cấu như vậy sẽ tiện lợi cho việc nối tháp khi cần tăng chiều cao của tháp.

Khi làm việc, đầu tháp số 3 (trong đó có đặt cabin số 16), cần số 2, dầm công xôn số 9, các tời 11, 12 và đối trọng số 8 (được đặt trên dầm công xôn) sẽ cùng quay tương đối so với tháp. Khi được quay, chúng được tựa trên thiết bị tựa quay 18, được lắp cố định với thân tháp 1. Dưới chân tháp có đặt thêm đối trọng số 7 trên khung di chuyển để hạ trọng tâm của cần trục xuống thấp, tăng độ ổn định cho cần trục ở trạng thái làm việc cũng như không làm việc. Vì vậy, đối trọng số 7 còn được gọi là ổn trọng.



Hình 4.8. Cần trục tháp có đầu tháp quay:

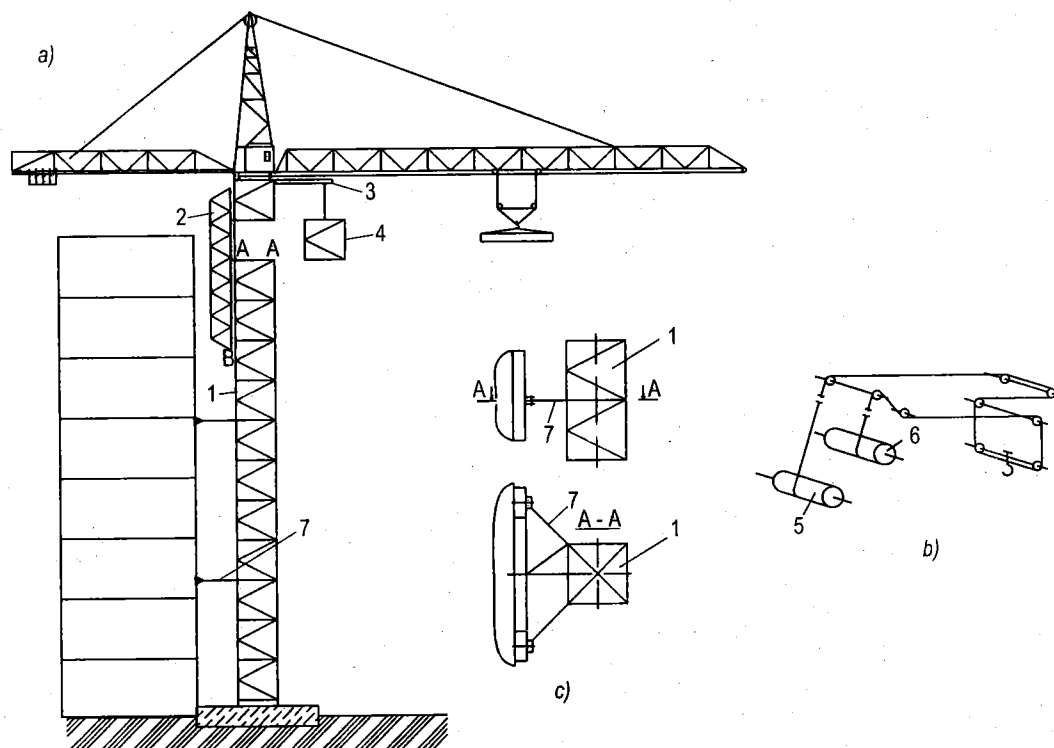
a) Cấu tạo chung; b) Sơ đồ mắc cáp di chuyển xe con; c) Sơ đồ mắc cáp nâng vật

Hình 4.8b là sơ đồ mắc cáp kéo xe con di chuyển. Hai đầu của cáp 15 được vòng qua tang 12 với chiều ngược nhau và cố định vào xe con số 10. Việc thay đổi tầm với được thực hiện bằng cách cho xe số 10 di chuyển trên cần. Nếu tang 12 (hình 4.8b) quay ngược chiều kim đồng hồ thì xe số 10 di chuyển ra phía đầu cần để mở rộng tầm với của cần trục và ngược lại. Hình 8.4c là sơ đồ mắc cáp nâng hạ vật với palăng cáp nâng vật có bội suất $a = 2$. Cáp nâng vật 14: một đầu được cuốn vào tang 11, đầu kia cố định ở phía đầu cần.

Sơ với cần trục tháp với tháp quay, cần trục với đầu tháp quay có nhược điểm sau: Do các cơ cấu và đối trọng di động được đặt ở trên cao nên việc lắp ráp, chăm sóc, bảo dưỡng khó khăn hơn, thời gian lắp ráp lâu hơn. Song cần trục này có ưu điểm là: Nó thường có tải trọng nâng và tầm với lớn hơn; nếu nó đặt cố định tại một chỗ thì có thể neo giữ tháp vào công trình để tăng độ ổn định khi cần tăng chiều cao của tháp. Nó có thể đứng sát công trình vì nó có tầm với rất nhỏ. Khi đó xe mang vật di chuyển vào sát với tháp. Vì vậy, nó rất thích hợp với việc cải tạo, xây chen các nhà cao tầng trong các phố thuộc các thành phố lớn của nước ta như Thủ đô Hà Nội, thành phố Hồ Chí Minh...

c) Cần trục tháp để xây dựng nhà cao tầng

Cần trục với đầu tháp quay đặt cố định tại một chỗ thường được sử dụng phổ biến để xây dựng các nhà cao tầng, (xem hình 4.9).



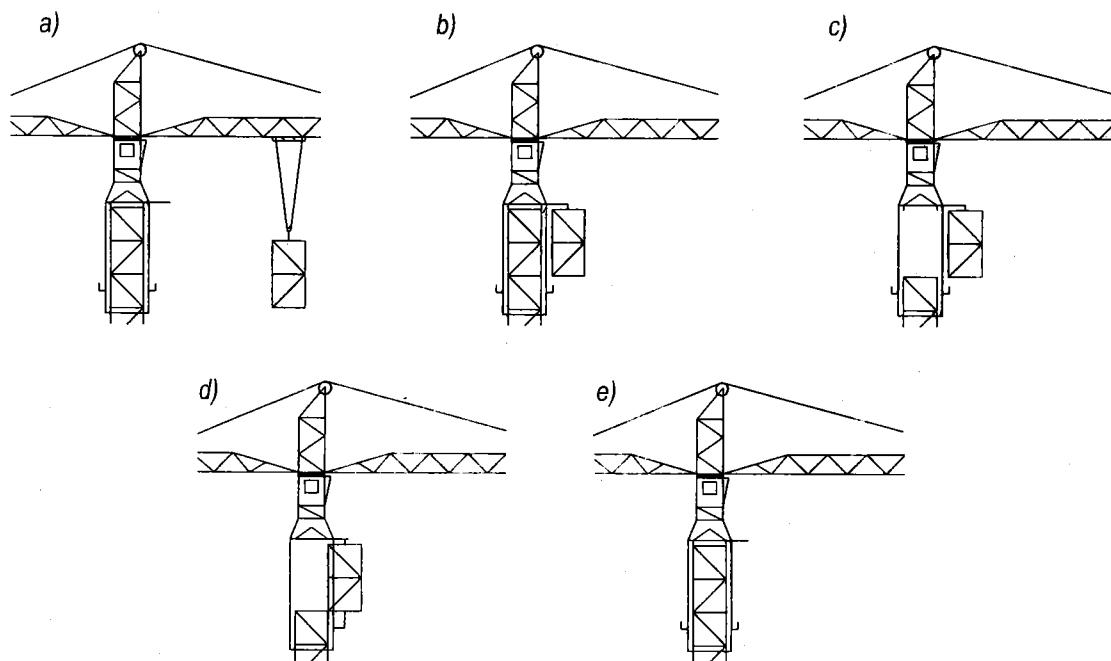
Hình 4.9. Cần trục tháp cố định với đầu tháp quay để xây dựng nhà cao tầng

Khi đó, người ta có thể nối thêm các đoạn tháp làm tăng chiều cao của tháp và neo tháp vào công trình như hình 4.9a để tăng độ ổn định của cần trục. Hình 4.9c mô tả phương pháp giằng tháp số 1 vào công trình nhờ các thanh giằng số 7.

Quá trình nối tháp được tiến hành như sau: Trước hết, cố định đoạn tháp trên cùng và đầu tháp với giàn lắp dựng số 2. Giàn này thường được chế tạo dưới dạng bao quanh tháp cả ba mặt, chỉ hở mặt trước để đưa đoạn tháp số 4 vào vị trí cần nối. Tiếp theo, tháo các bulông liên kết giữa đoạn tháp trên cùng với phần tháp dưới.

Sau đó, dùng tời lắp dựng để nâng đoạn tháp trên cùng và toàn bộ phần trên của cần trục lên một đoạn bằng chiều cao của đoạn tháp cần phải nối thêm số 4. Khi đó dàn lắp dựng số 2 trượt dọc theo phần tháp phía dưới. Nâng đoạn tháp cần nối số 4 lên nhờ cơ cấu nâng vật của cần trục và treo nó vào ray số 3, rồi đẩy nó trượt trên ray số 3 vào khoảng trống giữa phần trên và phần dưới của tháp. Cuối cùng, liên kết đoạn tháp số 4 với phần trên và dưới của tháp bằng các bulông.

Hình 4.9b là sơ đồ mắc cáp nâng vật nhiều tốc độ của cần trục tháp với hai tang cuốn cáp 5 và 6.



Hình 4.10. Sơ đồ nối tháp không cần giàn lắp dựng

Một số cần trục tháp (với đầu tháp quay) có đoạn tháp trên cùng với tiết diện lớn hơn phần tháp phía dưới và được lồng vào phần tháp dưới. Kết cấu kiểu này cho phép việc nối tháp thuận lợi hơn và không cần giàn lắp dựng (hình 4.10).

Trình tự nối tháp của loại cần trục này được thực hiện như sau:

- Dùng cơ cấu nâng vật của cần trục nâng đoạn tháp cần phải nối lên (hình 4.10a);

- Treo đoạn tháp này vào ray trượt (hình 4.10b);
- Dùng xi lanh thủy lực nâng toàn bộ phần trên của cần trục lên một đoạn bằng chiều cao của đoạn tháp cần phải nối (hình 4.10c);
- Đẩy đoạn tháp cần phải nối di chuyển vào khoảng trống giữa phần trên và phần dưới của tháp (hình 4.10d).
- Cuối cùng, liên kết đoạn tháp cần nối thêm với phần trên và dưới của tháp bằng các bulông (hình 4.10e).

c) Các cơ cấu của cần trục tháp

Cần trục tháp nói chung thường có các cơ cấu: Nâng hạ vật, thay đổi tầm với và cơ cấu quay. Riêng cần trục tháp di chuyển trên ray còn có cơ cấu di chuyển. Trong đó, cơ cấu nâng vật và cơ cấu thay đổi tầm với (kể cả bằng cách nâng hạ cần hoặc kéo xe con di chuyển dọc theo cần) thường là tời điện đảo chiều, được dẫn động bởi động cơ điện xoay chiều. Sơ đồ truyền động của các cơ cấu này giống như sơ đồ tời điện đảo chiều đã được giới thiệu ở mục 4.3.2.

* *Cơ cấu nâng vật của cần trục tháp* có đặc điểm là thường có nhiều tốc độ. Do đó, khi nâng vật có trọng lượng nhỏ thì cho cơ cấu nâng làm việc với tốc độ lớn để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc và tăng năng suất của cần trục. Khi nâng vật có trọng lượng lớn thì cần phải cho cơ cấu nâng làm việc với tốc độ nhỏ, vật được nâng hạ một cách từ từ. Nhờ vậy, có thể lắp đặt một cách chính xác vật nâng và các cấu kiện xây dựng vào đúng vị trí cần thiết của nó.

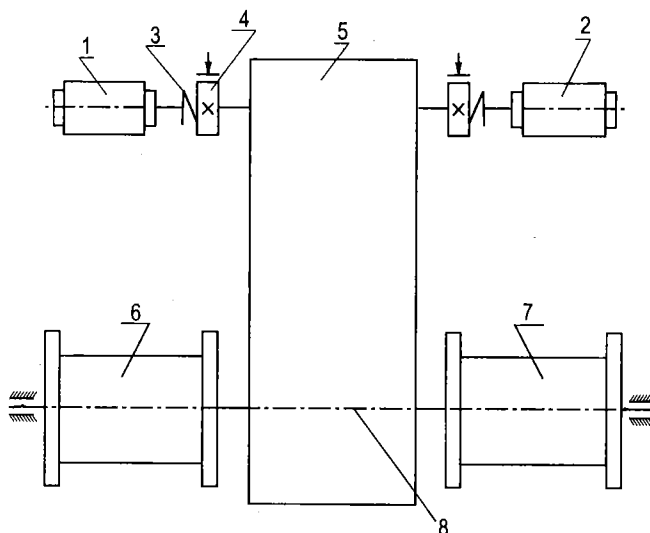
Vì thế, các cần trục tháp để lắp ráp các cấu kiện có trọng lượng lớn thường sử dụng cơ cấu nâng vật là tời đảo chiều có nhiều tốc độ với hai động cơ điện và hai tang cuốn cáp, được lắp trên hai đầu trục ra của hộp giảm tốc như hình 4.11. Trên trục vào của hộp giảm tốc có bộ vi sai không đối xứng.

Tời này có bốn tốc độ nâng vật tương ứng với bốn trường hợp sau:

- Khi hai động cơ 1 và 2 quay cùng chiều;
- Khi chỉ có động cơ 2 làm việc, động cơ 1 không làm việc;
- Khi chỉ có động cơ 1 làm việc, động cơ 2 không làm việc;
- Khi hai động cơ quay ngược chiều nhau.

* *Cơ cấu di chuyển của cần trục tháp* gồm bốn cụm bánh xe, trong đó có hai cụm chủ động và hai cụm bị động. Khi cần trục tháp phải di chuyển trên đường ray vòng thì hai cụm chủ động thường được đặt về một phía ray có bán kính cong lớn hơn.

Sơ đồ động cụm bánh xe chủ động của cơ cấu di chuyển cần trục tháp được thể hiện trên hình 4.12a, gồm: Động cơ điện số 1, khớp nối trục số 2; phanh má số 4; hộp giảm tốc trục vít - bánh vít số 4 và các bánh răng để hở số 5 và 6 có tác dụng làm tăng mômen quay của động cơ và truyền đến các bánh xe số 7 làm cho các bánh xe này quay để di chuyển cần trục.



Hình 4.11. Sơ đồ cơ cấu nâng vật nhiều tốc độ của cần trục tháp.

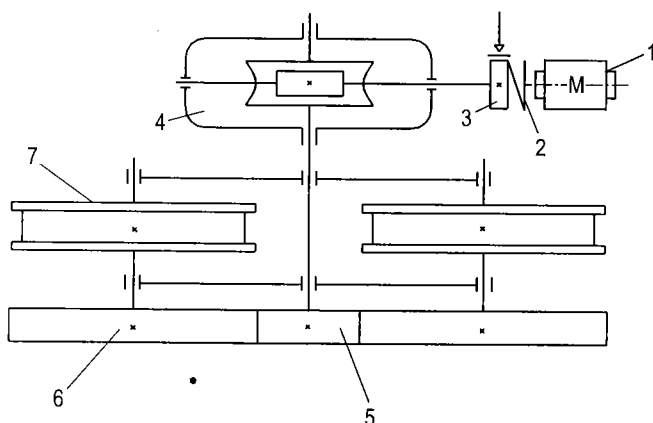
1, 2 - động cơ điện; 3- khớp nối trục; 4- phanh má thường đóng;
5- hộp giảm tốc; 6,7 - tang cuốn cáp; 8- trục ra của hộp giảm tốc.

** Cơ cấu quay của cần trục tháp*

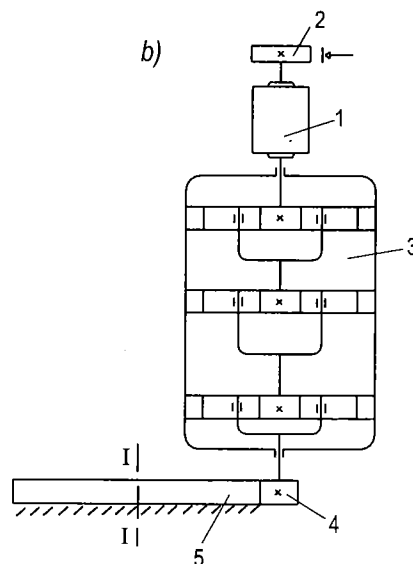
Sơ đồ cơ cấu quay của cần trục tháp được thể hiện trên hình 4.12b, gồm có:

Động cơ điện số 1 đặt đứng, ở đầu trục phía trên của động cơ có lắp phanh má số 2; Hộp giảm tốc hành tinh số 3 để tăng mômen quay của động cơ và truyền đến bánh răng số 4 làm cho bánh răng này (cùng với bàn quay của cần trục) quay hành tinh xung quanh vành răng cố định số 5. Vành răng số 5 được gắn cố định với phần không quay của thiết bị tựa quay. Ngoài ra, cơ cấu quay của một số cần trục tháp dùng hộp giảm tốc trục vít- bánh vít. Khi đó động cơ điện được đặt nằm ngang.

a)



b)



Hình 4.12. Sơ đồ cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay của cần trục tháp.

4.4.2. Cần trục tự hành vạn năng

Khác với cần trục tháp, cần trục tự hành vạn năng có thể làm việc ở bất kỳ nơi nào, không cần nguồn năng lượng từ bên ngoài nên có tính cơ động cao. Nó thường được sử dụng rộng rãi trong xây dựng các công trình dân dụng và công nghiệp có chiều cao không lớn và trong việc xếp dỡ hàng hoá ở các kho, bãi, các nhà ga, bến cảng, trợ giúp các máy ép cọc trong công tác gia cố móng.

+ Tùy theo kết cấu phần di chuyển, cần trục tự hành gồm có: Cần trục bánh hơi, cần trục bánh xích, cần trục ô tô, cần trục máy kéo và cần trục di chuyển trên ray. Trong đó cần trục máy kéo thường được dùng để lắp đặt hệ thống ống dẫn dầu, dẫn khí đốt, ống cấp thoát nước...

+ Tùy theo phương pháp dẫn động có:

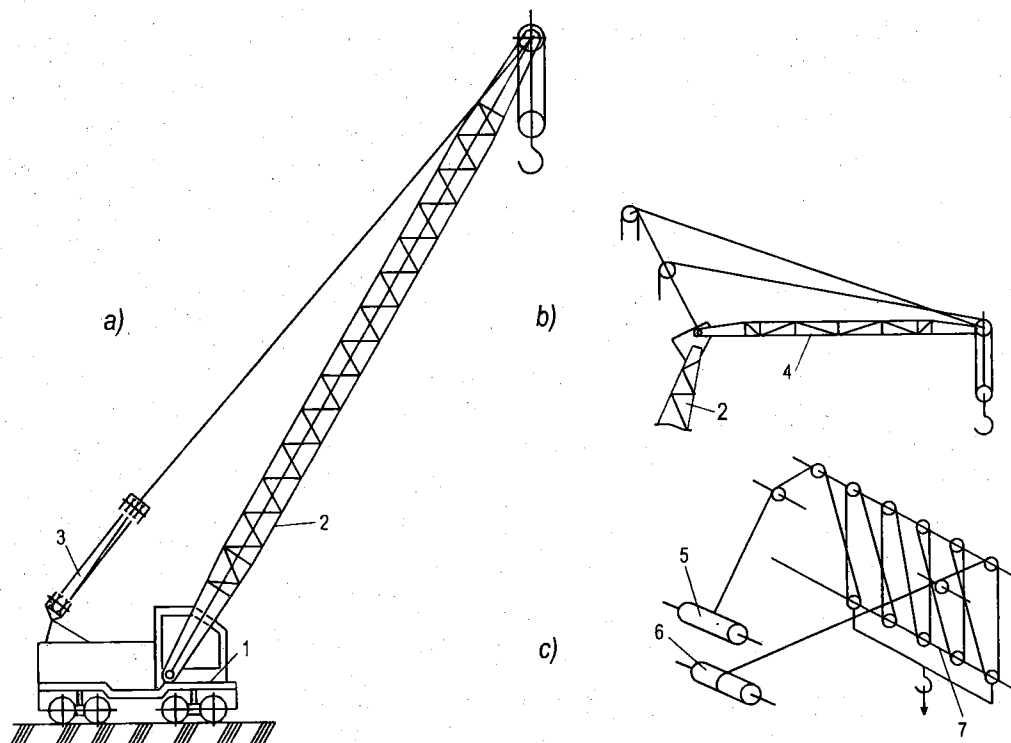
- Cần trục dẫn động chung bằng hệ thống truyền động cơ khí;

- Cần trục dẫn động riêng bằng hệ thống truyền động điện hoặc truyền động thuỷ lực.

+ Tùy theo hình dạng và kết cấu của cần có loại cần giàn và loại cần hộp với các đoạn lồng vào nhau, kiểu ăngten để có thể thay đổi chiều dài cần. Có thể lắp thêm cần phụ kiểu mỏ vịt ở đầu cần chính để tăng tầm với của cần trục (xem hình 4.13b).

a) Cần trục bánh hơi

Sơ đồ cấu tạo chung của cần trục bánh hơi được thể hiện trên hình 4.13a.



Hình 4.13. Cần trục tự hành bánh hơi:

a) Cấu tạo chung; b) Cần phụ; c) Sơ đồ mác cáp;

Trong đó: 1. Máy cơ sở (thường là máy đào bánh hơi), cần chính số 2 được liên kết với máy cơ sở bằng khớp bản lề nằm ngang ở chân cần và được nâng (hạ) nhờ tời và palăng cáp nâng cần số 3. Cần phụ số 4 được liên kết bằng khớp bản lề với đầu cần chính số 2 để tăng tầm với của cần trục, (hình 4.13b).

Khi cần trục làm việc không có cần phụ thì một đầu cáp của cơ cấu cơ cấu nâng chính được cuốn vào tang số 5 của cơ cấu nâng chính, còn đầu kia của cáp được cuốn vào tang số 6 của cơ cấu nâng phụ. Như vậy, cơ cấu nâng chính và cơ cấu nâng phụ có thể làm việc đồng thời hoặc độc lập với nhau (xem hình 4.13c).

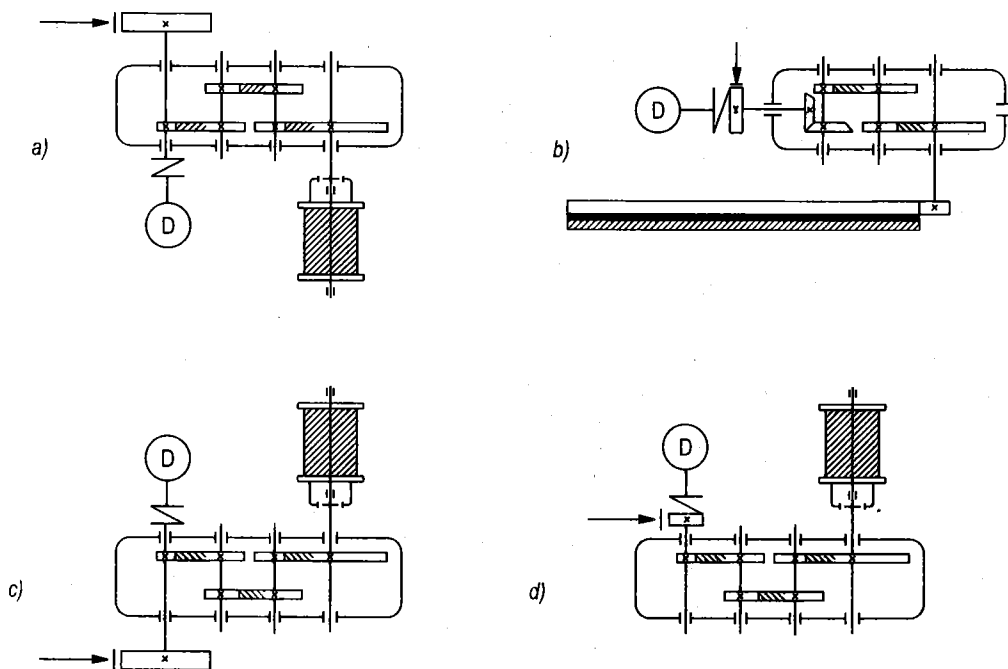
Khi cần trục làm việc với cần phụ thì cơ cấu nâng chính để nâng hạ cần phụ (thay đổi tầm với của cần phụ), cơ cấu nâng phụ để nâng hạ vật.

Trong khi nâng hạ vật, ngoài các bánh hơi của cơ cấu di chuyển, cần trục còn được tựa trên các chân tựa cứng để tăng độ cứng vững và ổn định của cần trục, tăng diện tích tiếp xúc giữa cần trục với mặt đất đồng thời giảm áp suất cần trục truyền xuống đất.

Các cơ cấu của cần trục bánh hơi có thể được dẫn động theo hai phương pháp:

- Dẫn động chung từ một động cơ (thường là động cơ đốt trong) của máy cơ sở.
- Dẫn động riêng từ các động cơ điện một chiều. Các động cơ điện này được cung cấp điện từ máy phát điện một chiều, đặt trên cần trục và được dẫn động bởi động cơ chính của cần trục.

Sơ đồ dẫn động các cơ cấu của cần trục bánh hơi (có dùng cần phụ và cơ cấu nâng phụ) theo phương pháp thứ hai được thể hiện trên hình 4.14.



Hình 4.14. Sơ đồ các cơ cấu của cần trục bánh hơi

a) Cơ cấu nâng chính; b) Cơ cấu quay; c) Cơ cấu nâng phụ; d) Cơ cấu nâng hạ cần.

b) Cần trục bánh xích

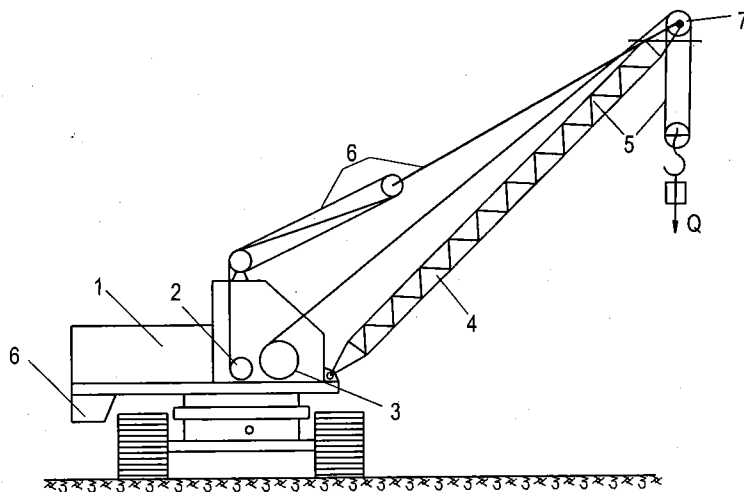
Thiết bị cần trục được lắp trên máy cơ sở là máy đào một gầu vận năng di chuyển trên bánh xích.

Tuỳ theo công dụng, nó được phân thành hai loại: Cần trục bánh xích dùng để xếp dỡ hàng và cần trục chuyên dùng để lắp ráp.

Cần trục được dùng để xếp dỡ hàng thường có tải trọng nâng, chiều cao nâng và tầm với không lớn. Các cơ cấu của nó thường được dẫn động chung từ động cơ của máy cơ sở. Cần trục chuyên dùng để lắp ráp có tải trọng nâng lớn (có thể tới 250 tấn) và khoảng không gian phục vụ lớn.

Do di chuyển trên hai dải xích nên diện tích tiếp xúc giữa cần trục và mặt đất lớn, áp suất của cần trục xuống đất nhỏ mà cần trục bánh xích có thể làm việc trên nền đất yếu, không cần chân tựa và có thể di chuyển theo bất kỳ hướng nào trên công trường, không cần đường xá, tính cơ động cao. Đó là ưu điểm đặc trưng của cần trục bánh xích so với cần trục bánh hơi. Vì vậy, nó được sử dụng rộng rãi trên các công trường xây dựng dân dụng và công nghiệp, xây dựng cầu và các công trình thuỷ điện...

Hình 4.15 là cần trục bánh xích với cần cơ bản số 4. Cần này được lắp trên bàn quay của máy cơ sở số 1 và được nâng hạ bởi tời nâng cần số 2 và cáp nâng cần số 6. Tời nâng vật số 3 và palăng cáp nâng vật số 5 để nâng hạ vật. Ngoài ra, cần trục còn có cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển. Đối trọng 6 cùng được lắp với bàn quay, đối diện với cần và móc treo vật nâng.



Hình 4.15. Cần trục tự hành bánh xích (kiểu cần)

Các cơ cấu của cần trục bánh xích cũng được dẫn động theo hai phương pháp như cần trục bánh hơi.

Các loại cần trục được dùng để xếp dỡ hàng có công suất, tải trọng nâng, chiều cao nâng và tầm với không lớn thì các cơ cấu của nó được dẫn động chung từ động cơ của

máy cơ sở (thường là động cơ Điezen). Các loại cần trục chuyên dùng để lắp ráp với tải trọng và công suất lớn thì các cơ cấu của nó thường được dẫn động riêng bởi các động cơ điện một chiều.

Nguồn điện một chiều được cung cấp từ máy phát đặt trên máy cơ sở và được dẫn động bởi động cơ chính của máy cơ sở (giống như phương pháp dẫn động thứ hai của cần trục bánh hơi).

Ngoài thiết bị cần trục với cần cơ bản (như giới thiệu ở hình 4.15), trên cần trục bánh xích còn lắp thêm cần phụ (giống như cần trục bánh hơi) để mở rộng tầm với. Một số cần trục bánh xích chuyên dùng để lắp ráp còn lắp thiết bị tháp - cần, nó có thể thay thế cho cần trục tháp chuyên dùng trong xây dựng các nhà cao tầng với chiều cao trung bình.

Các cơ cấu của nó thường được dẫn động riêng từ các động cơ điện.

Trên máy cơ sở của cần trục bánh xích còn có thể lắp các thiết bị đào đất của máy đào một gầu vạn năng như thiết bị gầu thuận, gầu ngược, gầu dây, gầu ngoạm, gầu bào và thiết bị đóng (hạ) cọc, thiết bị nhổ gốc cây. Bởi vậy, cần trục bánh xích được xếp vào loại cần trục tự hành vạn năng.

Tuy nhiên, cần trục bánh xích di chuyển chậm chạp, nặng nề và khó khăn. Do đó, khi sử dụng cần trục bánh xích nên tập trung cho nó khối lượng bốc xếp hoặc lắp ráp lớn để hạn chế việc di chuyển của cần trục và tăng tuổi thọ cho cơ cấu di chuyển.

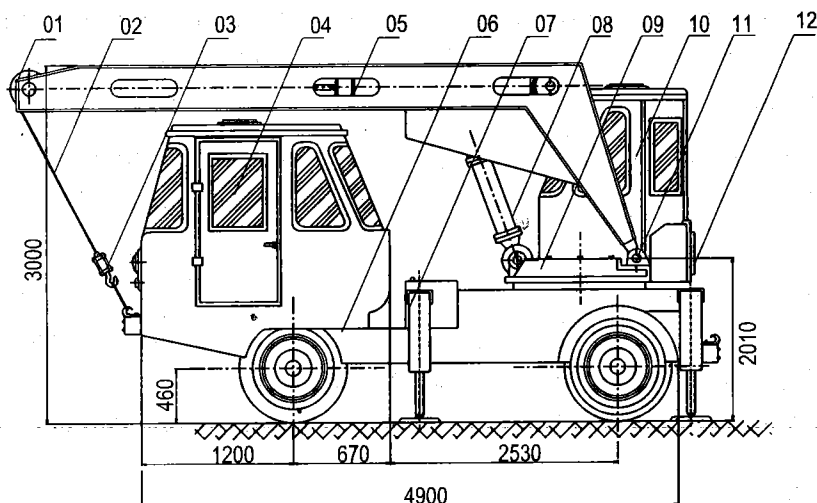
c) Cần trục ô tô

Cần trục ô tô thường được chế tạo với tải trọng từ 3 đến 16 tấn. Các loại cần trục ô tô có tải trọng nhỏ thường có các cơ cấu được dẫn động chung từ động cơ của ô tô qua hệ thống truyền động cơ khí. Song do cấu tạo phức tạp, hiệu suất truyền động thấp, chăm sóc bảo quản khó khăn nên hiện nay, các loại cần trục truyền động cơ khí ít được sử dụng. Đa số các cần trục hiện đại thường được dẫn động riêng bằng truyền động thủy lực hoặc truyền động điện.

Sơ đồ cấu tạo chung của cần trục ô tô dẫn động thủy lực được thể hiện trên hình (4.16), gồm có: Ô tô cơ sở số 4; trên khung ô tô số 6 có đặt bàn quay số 9 của cần trục. Cần số 5 được liên kết với bàn quay bằng khớp bản lề số 11 ở chân cần. Cần này thường có dạng hình hộp với các đoạn có tiết diện ngang khác nhau và có kết cấu kiểu ăngten. Bên trong bụng cần có xi lanh thủy lực để co duỗi các đoạn cần. Do đó, có thể thay đổi được chiều dài cần.

Trên bàn quay có lắp đối trọng số 12, xilanh nâng hạ cần số 8 để thay đổi tầm với của cần trục, các cơ cấu nâng vật, cơ cấu quay và ca bin số 10 để điều khiển cần trục.

Cơ cấu nâng vật là tời với tang cuốn cáp, được dẫn động bởi động cơ thủy lực. Cáp nâng vật số 2 sau khi ra khỏi tang được luồn bên trong bụng cần vòng qua pully đầu cần số 1, rồi đến cố định với thiết bị mang vật (cụm móc treo) số 3.



Hình 4.16. Cần trục ô tô dẫn động thủy lực

Cơ cấu quay cần trục cũng được dẫn động bởi động cơ thủy lực, qua hộp giảm tốc, mômen quay của động cơ tăng lên và được truyền đến bánh răng nhỏ làm bánh răng này quay hành tinh xung quanh vành răng cố định gắn với vòng tựa quay và đẩy bàn quay của cần trục quay theo. Các động cơ thủy lực hoạt động được là nhờ cơ năng của dòng thủy lực có áp suất do bơm thủy lực tạo ra. Bơm thủy lực đặt trên cần trục và được dẫn động bởi động cơ chính của ô tô.

Khi làm việc, cần trục thường được tựa trên các chân tựa số 7. Các chân tựa này chịu phần lớn tải trọng nâng và trọng lượng cần trục và tăng độ ổn định của cần trục. Khi cần trục di chuyển không tải trên đường, các chân tựa này được co lên nhờ hệ thống thủy lực

Các cơ cấu của cần trục ô tô cũng được dẫn động theo hai phương pháp giống như cần trục tự hành bánh hơi. Trong trường hợp dẫn động riêng, các cơ cấu có thể được dẫn động nhờ động cơ điện hoặc động cơ thủy lực

VÍ DỤ THỨ BẢY

(Thực hành tính toán cơ cấu nâng của cần trục)

Dùng hệ thống tời như hình vẽ dưới đây kết hợp với palăng cáp lợi lực gồm 4 puli để nâng vật (không có puli đổi hướng cáp nằm ngoài palăng).

1. Khi dẫn động tay:

Biết:

Trọng lượng vật nâng:

$$Q = 7310 \text{ N.}$$

Hai người quay, mỗi người sinh lực như nhau:

$$P = 100 \text{ N.}$$

Tốc độ tay quay:

$$n_1 = 20 \text{ vòng/phút.}$$

Số răng các bánh răng:

Tỷ số truyền hộp giảm tốc: $i_h = 13,2$.

Hiệu suất của tời: $\eta_{tời} = 0,85$

Hiệu suất của Palăng cáp: $\eta_{pa} = 0,82$;

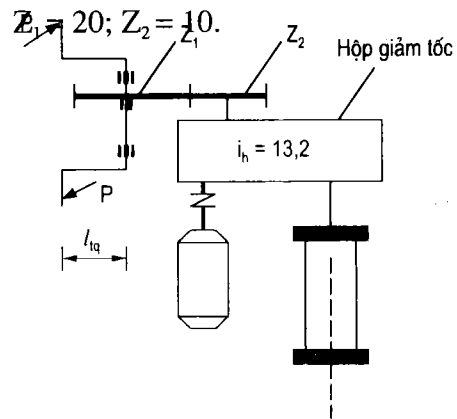
Đường kính tang: $D_t = 250 \text{ mm}$;

Đường kính cáp: $d_c = 10 \text{ mm}$.

Tang quấn 3 lớp cáp;

Chiều dài tay quay: $l_{tq} = 300 \text{ mm}$.

Cho phép bỏ qua trọng lượng thiết bị mang vật nâng.



a) Tính bội suất của palăng cáp và vẽ sơ đồ mắc cáp từ tang đến Palăng thể hiện được bội suất vừa tính?

b) Tính vận tốc nâng vật khi dùng palăng cáp nói trên.

2. Khi dẫn động điện:

Biết công suất động cơ $N_d = 3,92 \text{ kW}$ và tốc độ quay của động cơ $n_d = 1320 \text{ vòng/phút}$.

a) Tính vận tốc nâng vật?

b) Tính trọng lượng vật nâng?

Bài giải:

1. Khi dẫn động tay:

a) *Xác định bội suất palăng cáp.*

Trước hết, ta lập phương trình cân bằng mômen trên trục tang do lực P mỗi người sinh ra khi quay tay quay và mômen do lực căng cáp S_c gây ra:

$$2 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t = \frac{S_c \cdot D}{2} \quad (D7-1)$$

Trong đó: Lực căng cáp S_c được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n} \quad (D7-2)$$

Trong công thức (2): q - trọng lượng thiết bị mang vật, theo đầu bài $q = 0$;

$\eta_{pa} = 0,8$ - hiệu suất palăng;

n - số puly đổi hướng, $n = 0$;

η_{pl} - hiệu suất của Puly; $\eta_{pl}^n = \eta_{pl}^0 = 1$.

a - bội suất của palăng.

Do đó, công thức (D7-2) còn lại:

$$S_c = \frac{Q}{a \cdot \eta_{pa}} \quad (D7-3)$$

Thay công thức (D7-3) vào phương trình (D7-1), ta có :

$$2 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot \eta_{pa} \cdot a}$$

Suy ra:

$$a = \frac{Q \cdot D}{4 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t \cdot \eta_{pa}} \quad (D7-4)$$

Trong đó:

$Q = 7310\text{N}$ (theo đầu bài).

$D = (2m - 1)d_c + D_1 = (2,3 - 1)0,1 + 0,25 = 0,3\text{ m}$; $l_{tq} = 0,3\text{m}$; $\eta_{tôi} = 0,85$; $\eta_{pa} = 0,82$.

$$i_c = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot i_h = \frac{10}{20} \cdot 13,2 = 6,6$$

Thay các số liệu trên vào công thức (D7- 4), ta xác định được bội suất palăng:

$$a = \frac{7310 \times 0,3}{4 \times 100 \times 0,3 \times 6,6 \times 0,85 \times 0,82} = 3,973$$

Vậy ta lấy: $a = 4$.

Sơ đồ mắc cáp từ tang đến palăng không có puly đổi hướng cáp, với bội suất palăng $a = 4$ được thể hiện như hình vẽ bên.

b) *Xác định vận tốc nâng vật khi quay tay quay với tốc độ $n_1 = 20$ vòng/phút*

Khi này tang sẽ quay với tốc độ:

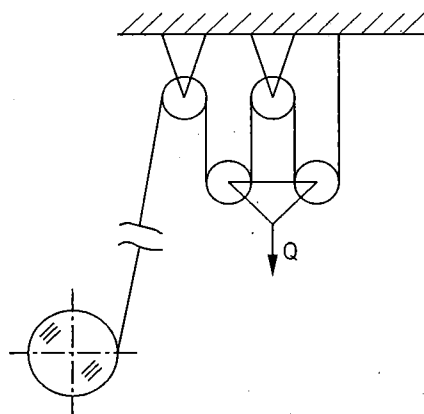
$$n_{tang} = \frac{n_1}{i_c} = \frac{20}{6,6} \approx 3 \text{ vòng/phút}$$

Vận tốc của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{tang}}{60} = a \cdot v_Q$$

Suy ra vận tốc nâng vật:

$$v_Q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{tang}}{60 \cdot a} = \frac{3,14 \times 0,3 \cdot 3}{60 \times 4} = 0,012\text{m/s} \quad (D7-5)$$



2. Khi dẫn động cơ bằng động cơ:

Biết công suất của động cơ: $N_d = 3,92 \text{ kW}$ và tốc độ quay của động cơ: $n_d = 1320$ vòng/phút.

a) Xác định tốc độ nâng vật

Khi dẫn động điện, tang nhận được chuyển động quay của động cơ truyền qua hộp giảm tốc có tỷ số truyền $i_h = 13,2$. Khi đó, tốc độ quay của tang sẽ là:

$$n'_{\text{tang}} = \frac{n_d}{i_h} = \frac{1320}{13,2} = 100 \text{ vòng/phút}$$

Áp dụng công thức (D7-5) ta xác định được tốc độ nâng vật khi dẫn động điện:

$$v'_Q = \frac{\pi \cdot D \cdot n'_{\text{tang}}}{60 \cdot a} = \frac{3,14 \times 0,3 \times 100}{60 \times 4} = 0,392 \text{ m/s}$$

b) Xác định trọng lượng vật nâng

Dựa vào công thức xác định công suất động cơ:

$$N_d = \frac{S_c \cdot v'_c}{1000 \cdot \eta_{\text{tời}}} \quad (\text{D7- 6})$$

Trong đó:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n};$$

$$v'_c = a \cdot v'_Q$$

Thay S_c và v'_c vào công thức (D7- 6) ta có:

$$N_d = \frac{(Q + q) \cdot a \cdot v'_Q}{1000 \cdot a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n \cdot \eta_{\text{tời}}} = \frac{(Q + q) \cdot v'_Q}{1000 \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n \cdot \eta_{\text{tời}}}$$

Ở đây: Theo đề bài: $q = 0$, $\eta_{pa} = 0,82$; $n = 0$ - số puly đôi hướng cáp nên $\eta_{pl}^0 = 1$.

Suy ra:

$$Q = \frac{1000 \cdot N_d \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{\text{tời}}}{v'_Q}$$

Thay các số liệu vào công thức trên, ta xác định được:

$$Q = \frac{1000 \times 3,92 \times 0,82 \times 0,85}{0,392} = 6970 \text{ N}$$

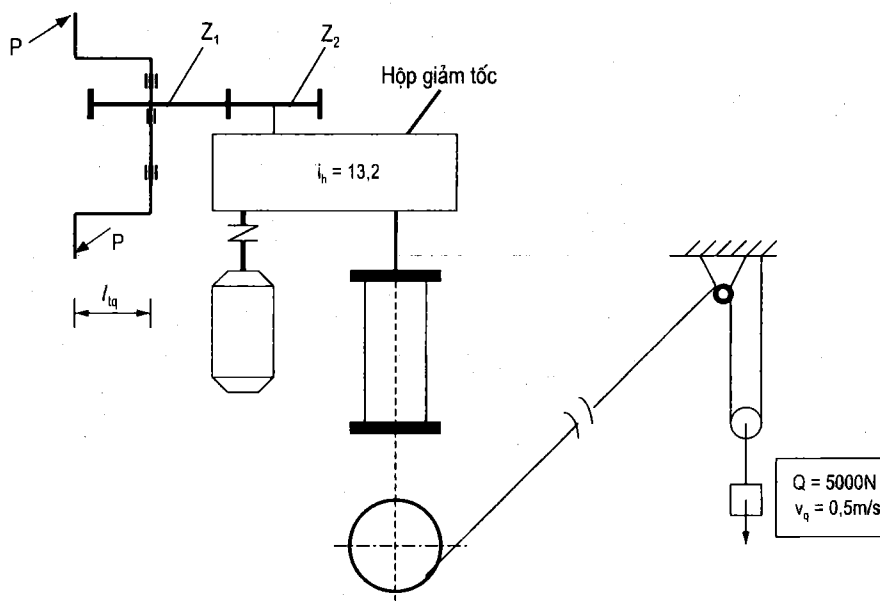
Vậy khi tời được dẫn động điện thì có thể nâng được vật có trọng lượng là:

$$Q = 6970 \text{ N.}$$

VÍ DỤ THỨ TÁM

(Thực hành tính toán cơ cấu nâng của cần trục)

Cho cơ cấu nâng vật của cần trục thiếu nhi như hình vẽ dưới đây:



Biết:

- Trọng lượng vật cần nâng: $Q = 5000 \text{ N}$.
- Vận tốc nâng vật khi dẫn động bằng động cơ điện: $v_q = 0,5 \text{ m/s}$
- Số răng của các bánh răng: $Z_1 = 40$; $Z_2 = 20$
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc: $i_h = 13,6$.
- Chiều dài tay quay: $l_{hq} = 300 \text{ mm}$;
- Đường kính tang: $D_t = 250 \text{ mm}$; đường kính cáp: $d_c = 10 \text{ mm}$.
- Tang quấn 3 lớp cáp; hiệu suất của tời $\eta_t = 0,85$.
- Hiệu suất của palăng: $\eta_{pa} = 0,90$.
- Trọng lượng cụm thiết bị mang vật: $q = 40 \text{ N}$.
- Chế độ làm việc trung bình: $CD = 25\%$.

1. Tính công suất và tốc độ quay của động cơ và chọn động cơ điện?

2. Nếu mất điện, phải quay tay (hai người quay với lực P như nhau) thì mỗi người phải sinh lực bằng bao nhiêu và quay tay quay với tốc độ là bao nhiêu (vòng /phút) để nâng vật $Q = 5000 \text{ N}$ lên với vận tốc $v'_q = 0,024 \text{ m/s}$?

Bài giải:

1. Khi dẫn động bằng động cơ điện:

Tang nhận được chuyển động quay của động cơ chỉ truyền qua hộp giảm tốc.

a) *Xác định công suất của động cơ điện:*

$$N_{d/c} = \frac{S_c v_c}{1000 \eta_t}, \text{ kW} \quad (\text{D8-1})$$

Trong đó:

S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n} \quad (\text{D8-2})$$

$Q = 5000\text{N}$ - trọng lượng của vật nâng;

$q = 40\text{N}$ - trọng lượng của thiết bị mang vật (theo đề bài);

a - bội suất của palăng cáp, theo sơ đồ mắc cáp như hình vẽ, ta có: $a = 2$;

$\eta_{pa} = 0,9$ - hiệu suất của palăng (theo đề bài);

η_{pl} - Hiệu suất của pully đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;

n - số pully đổi hướng, theo sơ đồ mắc cáp như hình vẽ thì: $n = 0$.

Thay các giá trị trên vào công thức (D8-2), ta có :

$$S_c = \frac{5000 + 40}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,95^0} = 2800 \text{ N}$$

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức :

$$v_c = a \cdot v_q = 2 \times 0,5 = 1,0 \text{ m/s.}$$

(với v_q - vận tốc nâng vật, theo đề bài $v_q = 0,5 \text{ m/s}$).

η_t - hiệu suất của tời, theo đề bài $\eta_t = 0,85$;

Thay các giá trị S_c, v_c, η_t vào công thức (D8-1) ta xác định được công suất động cơ:

$$N_{d/c} = \frac{2800 \times 1,0}{1000 \times 0,85} = 3,3, \text{ kW}$$

b) *Xác định tốc độ quay của động cơ điện:*

Trong một phút tang quay được n_t vòng thì vận tốc của cáp cuốn và tang sẽ được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n_t}{60}; \text{ m/s} \quad (\text{D8-3})$$

Mặt khác:

$$v_c = a \cdot v_q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_t}{60}$$

Suy ra:

$$n_t = \frac{60 \cdot a \cdot v_q}{\pi \cdot D} \quad (\text{D8-3a})$$

Trong đó:

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng ở trên tang

$$D = (2m - 1)d_c + D_t \quad (D8-3b)$$

m - số lớp cáp quấn trên tang, theo đề bài: $m = 3$;

d_c - đường kính cáp, theo đề bài: $d = 10\text{mm}$;

D_t - đường kính ngoài của tang, $D_t = 250\text{mm}$;

Thay số vào công thức (D8-3b), ta có:

$$D = (2 \times 3 - 1)10 + 250 = 300\text{mm} = 0,3\text{m}.$$

Thay giá trị của $D = 0,3\text{m}$ vào công thức (D6-3b) ta xác định được:

$$n_t = \frac{60 \times 2 \times 0,5}{3,14 \times 0,3} \approx 63,7 \text{ vòng/phút}$$

Tốc độ quay của động cơ: $n_{d/c} = n_t \cdot i_h$

i_h - tỷ số truyền của hộp giảm tốc, theo đầu bài có $i_h = 13,6$;

Vậy: $n_{d/c} = 63,7 \times 13,6 = 866,3 \text{ vòng/phút}$

Dựa vào công suất và tốc độ quay của động cơ tính ở trên, theo bảng 1.2, với chế độ làm việc $CD = 25\%$ ta chọn động cơ điện MTK-111- 6 có công suất $N_d = 3,5\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 875 \text{ vòng/phút}$.

2. Khi dẫn động tay:

Tang nhận được chuyển động quay từ trục lắp tay quay truyền qua cặp bánh răng Z_1, Z_2 và hộp giảm tốc.

a) Xác định lực quay tay do mỗi người sinh ra:

Theo đầu bài, có hai người quay, mỗi người sinh lực P giống nhau. Khi đó mômen do hai người quay sinh ra đối với trục lắp tay quay được xác định theo công thức:

$$M_d = 2Pl_{tq} \cdot k \quad (D8-4)$$

l_{tq} - chiều dài tay quay. Vì hai người sinh lực giống nhau nên $k = 1$.

Chuyển mômen M_d về trục tang, ta có:

$$M_t = M_d \cdot i_c \cdot \eta_t = 2 \cdot Pl_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t \quad (D8-4a)$$

Trong đó:

i_c - tỷ số truyền chung của tời:

$$i_c = i_B \cdot i_h$$

i_B - tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng.

$$i_B = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{20}{40} = 0,5$$

$$i_c = 0,5 \times 13,6 = 6,8$$

η_l - hiệu suất của tời; Theo đề bài: $\eta_l = 0,85$.

Mặt khác, dựa vào lực căng của cáp cuốn vào tang S_c thì mômen trên trục tang được xác định theo công thức:

$$M_t = \frac{S_c \cdot D}{2} = \frac{S_c \cdot [(2 \cdot m - 1) \cdot d_c + D_t]}{2} \quad (D8-5)$$

Kết hợp hai phương trình (D8-4a) và (D8-5), ta có:

$$2 \cdot P \cdot l_{iq} \cdot i_c \cdot \eta_l = \frac{S_c \cdot D}{2}$$

Suy ra:
$$P = \frac{S_c \cdot D}{4 \cdot l_{iq} \cdot i_c \cdot \eta_l} \quad (D8-6)$$

Trong đó: $S_c = 2800N$ và $D = 0,3m$ (tính ở trên)

Thay số vào phương trình (D8-6), ta xác định được:

$$P = \frac{2800 \times 0,3}{4 \times 0,3 \times 6,8 \times 0,85} = 121, \text{ N}$$

b) *Xác định tốc độ quay của tay quay:* Để nâng vật lên với vận tốc $v'_q = 0,024 \text{ m/s}$.

Khi dẫn động tay, vận tốc của cáp cuốn vào tang sẽ là:

$$v'_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n'_t}{60} = a \cdot v'_q$$

Từ đó suy ra tốc độ quay của tang khi dẫn động tay:

$$n'_t = \frac{60 \cdot a \cdot v'_q}{\pi \cdot D} = \frac{60 \times 2 \times 0,024}{3,14 \times 0,3} = 3 \text{ vòng/phút}$$

Tốc độ của tay quay:

$$n_l = n'_t \cdot i_c = 3 \times 6,8 = 20,4 \text{ vòng/phút}$$

Vận tốc độ tay quay:

$$n_l = 20,4 \text{ vòng/phút.}$$

4.4.3. Tính năng suất của cần trục

Năng suất sử dụng của cần trục được xác định theo công thức:

$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg} \quad (t/h) \quad (4-17)$$

Trong đó:

Q - trọng tải của cần trục, t.

k_q - hệ số sử dụng tải trọng của cần trục, thường $k_q = 0,8 - 0,9$;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của cần trục, $k_{tg} = 0,8 - 0,9$;

n - số chu kì làm việc của cần trục trong giờ, được xác định theo công thức:

$$n = \frac{3600}{T_{ck}} \quad (4-18)$$

T_{ck} - thời gian chu kỳ làm việc của cần trục, s.

Trường hợp tổng quát, thời gian chu kỳ làm việc được xác định theo công thức:

$$T_{ck} = t_n + t_h + 2t_{dc} + 2t_{lv} + 2t_q + t_1 + t_2 + t_3, \quad s \quad (4-19)$$

Trong đó:

t_n - thời gian nâng vật;

t_h - thời gian hạ móc treo không tải sau khi đã đặt vật nâng vào vị trí cần thiết;

t_{dc} - thời gian di chuyển cần trục;

t_{lv} - thời gian thay đổi tầm với của cần trục;

t_q - thời gian quay cần trục;

t_1 - thời gian hạ vật xuống vị trí cần lắp ráp;

t_2 - thời gian nâng móc treo lên trên vị trí lắp ráp sau khi đã tháo móc ra khỏi vật;

t_3 - thời gian để làm các công việc phụ khác bằng tay như: Chằng buộc vật nâng, giữ vật trên móc treo ở vị trí lắp ráp để điều chỉnh và cố định, tháo móc treo và dây chằng ra khỏi vật nâng.

Để nâng cao năng suất của cần trục, trong thi công người ta thường kết hợp một số cơ cấu cùng làm việc đồng thời để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc của cần trục. Ví dụ: Vừa di chuyển cần trục vừa hạ móc treo hoặc vừa nâng vật vừa di chuyển vật... Trong trường hợp đó, khi tính thời gian chu kỳ làm việc chỉ tính với chuyển động có thời gian làm việc lâu hơn trong các chuyển động cùng kết hợp thực hiện đồng thời.

Khi này, thời gian chu kỳ làm việc của cần trục có thể xác định theo công thức:

$$T'_{ck} = (t_n + t_h + 2t_{dc} + 2t_{lv} + 2t_q)k + t_1 + t_2 + t_3, \quad s \quad (4-19a)$$

Trong đó:

k - hệ số kể đến sự kết hợp đồng thời một số chuyển động trong chu kỳ làm việc của cần trục.

VÍ DỤ THỨ CHÍN

(Thực hành tính năng suất của cần trục)

Tính năng suất sử dụng của cần trục tháp KB -160.

Biết:

- Tải trọng nâng $Q = 5$ tấn;
- Hệ số sử dụng tải trọng của cần trục: $k_q = 0,80$;
- Hệ số sử dụng thời gian làm việc của cần trục: $k_{tg} = 0,85$;
- Thời gian chu kỳ làm việc của cần trục khi không kết hợp các chuyển động $T_{ck} = 800s$;
- Thời gian chu kỳ làm việc của cần trục khi có kết hợp các chuyển động $T'_{ck} = 720s$.

Bài giải:

Năng suất sử dụng của cần trục tháp KB -160 được xác định theo công thức:

$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg}, \quad t/h \quad (D9-1)$$

Hoặc:
$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg}.T, \quad t/ca \quad (D9-2)$$

Trong đó:

- Q - tải trọng nâng, theo đầu bài: $Q = 5t$;
- k_q - hệ số sử dụng tải trọng, theo đầu bài $k_q = 0,80$;
- k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian, theo đầu bài $k_{tg} = 0,85$;
- T - số giờ làm việc trong một ca, $T = 8h$;
- n - số chu kỳ làm việc của cần trục trong một giờ.

+ Khi không kết hợp các chuyển động:

$$n = \frac{3600}{T_{ck}} = \frac{3600}{800} = 4,5.$$

+ Khi có kết hợp các chuyển động:

$$n_1 = \frac{3600}{T'_{ck}} = \frac{3600}{720} = 5.$$

Thay các số liệu trên vào công thức (D9-2), ta sẽ xác định được năng suất sử dụng của cần trục tháp KB – 160 trong một ca.

+ Khi không kết hợp các chuyển động:

$$N_{sd} = 4,5 \times 5 \times 0,8 \times 0,85 \times 8 = 122,4 \text{ t/ca}$$

+ Khi có kết hợp các chuyển động:

$$N_{sd1} = 5 \times 5 \times 0,8 \times 0,85 \times 8 = 136 \text{ t/ca}$$

Vậy, khi có kết hợp các chuyển động trong quá trình làm việc thì năng suất của cần trục sẽ tăng so với khi không kết hợp các chuyển động là:

$$m = \frac{N_{sd1} - N_{sd}}{N_{sd}} 100\% = \frac{136 - 122,4}{122,4} 100\% = 11\% \quad (D9-3)$$

4.4.4. Tính ổn định cần trục kiểu cần

Việc kiểm tra ổn định của cần trục kiểu cần được tiến hành ở các trạng thái sau:

- Trạng thái làm việc - Khi có tải (có mang vật ở móc treo);
- Trạng thái không làm việc - Khi cần trục không tải (không có vật ở móc treo).

Trong cả hai trạng thái đó, mức độ ổn định của cần trục được đánh giá bằng hệ số ổn định k . Đó là tỷ số giữa mômen giữ cho cần trục ổn định M_G và mômen gây lật cần trục M_L .

Trong mỗi trạng thái, cần trục được kiểm tra ổn định tại vị trí có các điều kiện bất lợi nhất tức là cần trục dễ bị mất ổn định nhất.

a) Kiểm tra ổn định cần trục khi có tải:

Khi có tải (trạng thái làm việc), cần trục được kiểm tra ổn định theo hai trường hợp: Ổn định động khi có tải và ổn định tĩnh khi có tải.

* Trường hợp ổn định động khi có tải (hình 4.17a):

Cần trục được kiểm tra ổn định với các điều kiện sau:

- Cần trục nằm ngang trên xích di chuyển và đứng trên mặt phẳng nghiêng một góc γ về phía trước (phía có móc treo vật nâng);
- Góc của cần trục có tầm với lớn nhất nghĩa là góc nghiêng của cần so với phương ngang là nhỏ nhất $\alpha_{\min}$;
- Cần trục mang tải trên móc treo với tải trọng danh nghĩa Q ;
- Cần trục chịu các tải trọng động, gồm có: Lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng vào cần trục W_1 và vào vật nâng W_2 có chiều về phía lật cần trục và có phương song song với mặt đường, lực quán tính của vật nâng và cần trục, xuất hiện khi phanh cơ cấu: Nâng hạ vật và cơ cấu di chuyển cần trục và lực quán tính ly tâm của vật nâng khi quay cần trục P_2 .

Trong trường hợp này, cần trục có xu hướng lật về móc treo vật nâng, quanh cạnh lật (hình 4.17a).

Hệ số ổn định động khi có tải được xác định theo công thức:

$$k_1 = \frac{M_G - M_W - M_{qt}}{M_v} \geq 1,15 \quad (4-20)$$

Trong đó: M_G - mômen giữ do trọng lượng cần trục (kể cả đối trọng) G gây ra:

$$M_G = G[(b+c)\cos\gamma - h\sin\gamma]; \quad (4-21)$$

M_v - mômen lật do trọng lượng vật nâng gây ra:

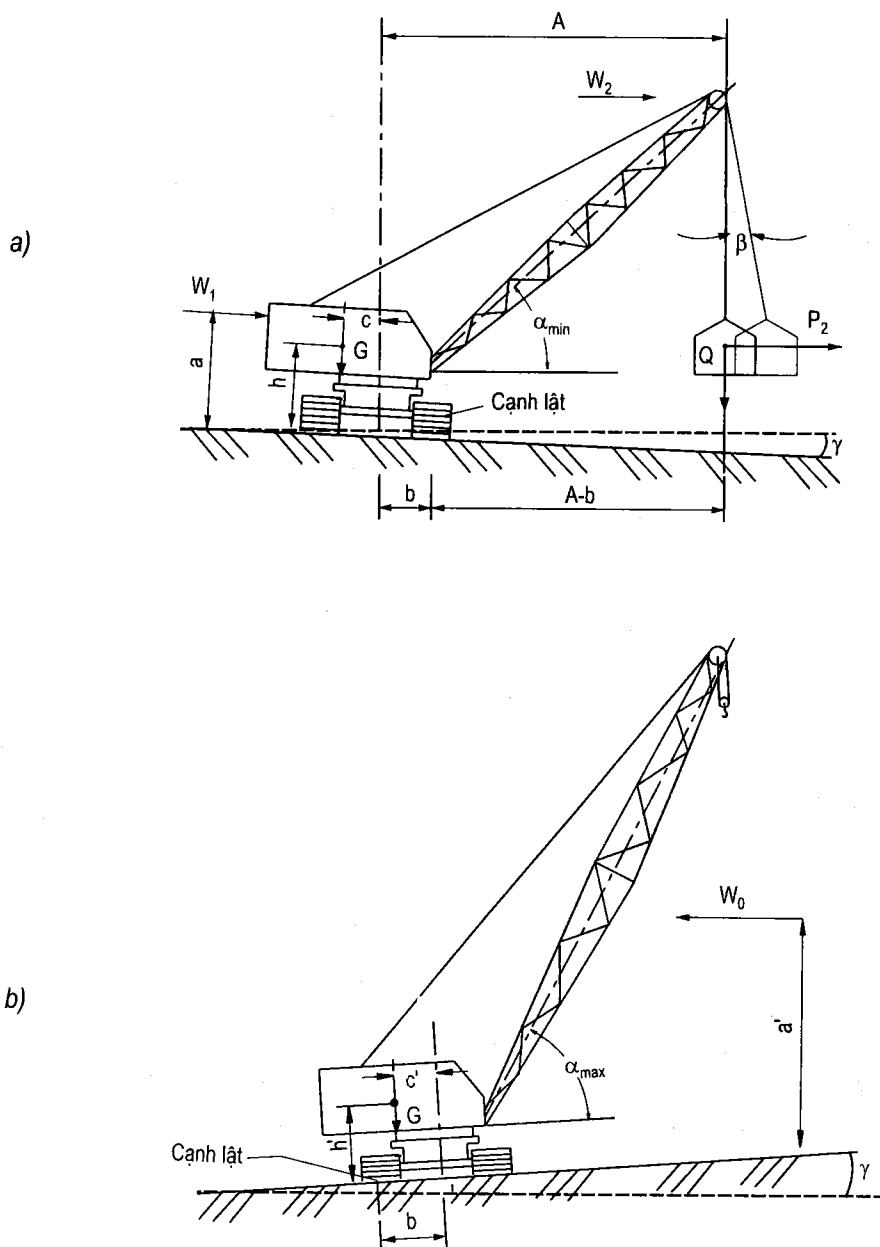
$$M_v = Q(A - b) \quad (4-22)$$

A - tầm với lớn nhất của cần trục;

M_w - mômen lật do các lực gió lớn nhất tác dụng lên cần trục và vật nâng gây ra;

M_{qt} - mômen lật do các lực quán tính khi phanh các cơ cấu nâng hạ vật, quay và di chuyển cần trục gây ra.

Việc xác định mômen M_w do lực gió gây ra và mômen M_{qt} do các lực quán tính gây ra có thể xem trong tài liệu tham khảo [1].



Hình 4.17. Sơ đồ tính ổn định cần trục

* Trường hợp ổn định tĩnh khi có tải:

Cần trục được kiểm tra ổn định với các điều kiện sau:

- Cần trục đứng trên mặt phẳng ngang ;
- Cần của cần trục có tầm với lớn nhất như trường hợp trên;
- Cần trục mang tải trên móc treo với tải trọng danh nghĩa Q ;
- Cần trục không chịu các tải trọng động như tải trọng gió và quán tính.

Cần trục có xu thế bị lật quanh cạnh lật về phía móc treo vật nâng.

Hệ số ổn định tĩnh khi có tải được xác định theo công thức:

$$k_2 = \frac{M_G}{M_L} = \frac{M_G}{M_v} = \frac{G(b+c)}{Q(A-b)} \geq 1,4 \quad (4-23)$$

a) Kiểm tra ổn định cần trục khi không có tải - trạng thái không làm việc

Sơ đồ tính ổn định cần trục ở trạng thái không làm việc (không mang vật nâng ở móc treo) được thể hiện trên hình 4.17b. Khi đó, ổn định bản thân cần trục được kiểm tra với các điều kiện sau:

- Cần trục đứng trên mặt phẳng nghiêng một góc γ về phía sau (phía có đối trọng);
- Cần của cần trục có tầm với nhỏ nhất nghĩa là góc nghiêng của cần so với phương ngang là lớn nhất $\alpha_{\max}$;
- Cần trục không mang vật trên móc treo;
- Cần trục chịu lực gió lớn nhất W_0 ở trạng thái không làm việc tác dụng theo chiều xuống dốc.

Cần trục có xu hướng lật quanh cạnh lật về phía sau. Hệ số ổn định trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$k_3 = \frac{M_G}{M_w} = \frac{G[(b-c')\cos\gamma - h'\sin\gamma]}{W_0 a'} \geq 1,15 \quad (4-24)$$

Đối với cần trục tự hành kiểu cần như cần trục ô tô, cần trục bánh hơi và cần trục bánh xích, ngoài các trường hợp trên, còn phải kiểm tra ổn định khi cần trục di chuyển không tải trên đường có độ nghiêng ngang và nghiêng dọc so với trục dọc của cần trục.

4.4.5. Những quy định an toàn khi sử dụng máy và thiết bị nâng

a) Điều kiện để đưa máy nâng ra sử dụng

Máy nâng nói chung và cần trục nói riêng chỉ được đưa ra sử dụng khi đảm bảo đầy đủ các điều kiện sau:

- Phải có đủ các tài liệu kỹ thuật và các biên bản kiểm tra thử tải (trong biên bản phải ghi rõ ngày, tháng kiểm tra thử tải) do người có trình độ chuyên môn và có thẩm quyền

ký tên. Tài liệu kỹ thuật gồm có lý lịch máy, tài liệu hướng dẫn lắp dựng và sử dụng do nhà máy chế tạo biên soạn. Lý lịch máy phải còn nguyên vẹn, không bị xé hoặc nhàu nát, trong đó có đầy đủ đặc tính kỹ thuật của máy, đường đặc tính tải trọng, sơ đồ dẫn động các cơ cấu, sơ đồ điện và các bản vẽ thể hiện cấu tạo chung cũng như các cơ cấu và các bộ phận chính của cần trục.

- Công nhân điều khiển cần trục phải ở tuổi trưởng thành và có chứng chỉ đã qua lớp đào tạo điều khiển cần trục do cơ quan có thẩm quyền và khả năng chuyên môn tổ chức, đồng thời được kiểm tra tay nghề trước khi giao nhiệm vụ điều khiển cần trục.

- Cần trục mới hoặc cần trục đã qua sửa chữa, cải tạo, sau khi lắp dựng xong ở ngoài hiện trường đều phải được kiểm tra thử tải xem có đáp ứng được các yêu cầu về kỹ thuật cũng như các tiêu chuẩn an toàn hay không và đăng ký với cơ quan đăng kiểm nhà nước rồi mới đưa ra sử dụng.

b) Mục đích và nội dung của việc thử tải

Việc thử tải cần trục được tiến hành ở hai trường hợp thử tải tĩnh và thử tải động.

- Việc thử tải tĩnh nhằm mục đích kiểm tra sức bền và độ ổn định của cần trục. Sau khi lắp dựng ở vị trí mới, sau khi sửa chữa lớn hoặc cải tạo, cần trục được thử tải lần đầu với tải trọng vượt 25% so với tải trọng danh nghĩa. Vật nâng được nhấc lên cao so với mặt đất khoảng 200 mm và giữ nguyên ở vị trí đó trong thời gian tối thiểu là 10 phút. Sau khi tháo vật nâng, mọi chi tiết của cần trục không biến dạng hoặc không có vết nứt thì mới đạt yêu cầu.

- Việc thử tải động nhằm mục đích kiểm tra xem các cơ cấu và các phanh của cần trục làm việc có đảm bảo an toàn hay không. Khi thử tải động, ta cho cần trục làm việc với tải trọng vượt 10% so với tải trọng danh nghĩa và thử tất cả các chuyển động: Nâng hạ vật, thay đổi tầm với, quay, di chuyển và kiểm tra phanh của tất cả các cơ cấu ít nhất ba lần. Sau khi thử tải động, các cơ cấu vẫn làm việc bình thường và các phanh đảm bảo an toàn thì mới đạt yêu cầu. Kết quả thử tải được ghi đầy đủ vào trong lý lịch cần trục cùng với các nhận xét, kết luận và kiến nghị, ngày tháng thử tải.

c) Những quy phạm an toàn khi sử dụng cần trục

- Phải đảm bảo chế độ kiểm tra, chăm sóc, bảo dưỡng cần trục theo đúng quy định của nhà máy chế tạo. Cán bộ kỹ thuật quản lý thi công là người chịu trách nhiệm về tình trạng kỹ thuật của cần trục trước khi đưa ra sử dụng.

- Công nhân điều khiển cần trục phải nắm vững đặc tính kỹ thuật, chức năng của các bộ phận trong hệ thống điều khiển và thao tác thuần thục đúng theo hướng dẫn trong lý lịch máy.

- Chỉ cho phép cần trục nâng những vật có trọng lượng không lớn hơn tải trọng danh nghĩa của nó và theo đúng đường đặc tính tải trọng trong lý lịch của cần trục. Đối với cần trục kiểu cần thì mômen tải trọng không được vượt quá trị số cho phép.

- Cáp chằng, buộc vật nâng phải được tính toán chính xác và phải được thử tải, ghi rõ thời hạn sử dụng; phải chằng, buộc đúng kỹ thuật. Đối với cáp để nâng vật, tuyệt đối không được phép nối cáp để tăng chiều dài.

- Phải có sự thống nhất một cách chính xác các tín hiệu giữa người điều khiển cần trục với người xinhan và các công nhân trực tiếp lắp ráp vật nâng.

- Khi nâng vật, trước tiên chỉ nâng vật lên độ cao 200mm rồi dừng lại để kiểm tra phanh của cơ cấu nâng và cách chằng buộc vật nâng xem có đảm bảo độ an toàn hay không, sau đó mới tiếp tục cho cơ cấu nâng làm việc. Không được nâng và di chuyển vật qua khu vực có người đang hoạt động ở dưới. Không được nâng và xếp đặt hàng lên ô tô hoặc toa tàu hỏa khi trong đó có người.

- Không được để vật nâng ở móc treo khi giải lao giữa hai ca hoặc hết giờ làm việc;

- Không được kéo vật nâng di chuyển trên mặt đất bằng cáp nâng và móc treo.

- Với các cần trục được dẫn động bằng các động cơ điện, hết giờ làm việc, phải ngắt tất cả nguồn điện của cần trục.

- Nếu là cần trục di chuyển trên ray thì hết giờ làm việc phải đóng thiết bị kẹp ray.

- Riêng đối với cần trục tự hành di chuyển bằng bánh hơi, khi nâng hạ vật phải sử dụng các chân tựa. Các chân tựa này phải được đặt trên nền cứng, không lún hoặc lở và có độ dốc không vượt quá mức cho phép. Khi nâng vật có trọng lượng nhỏ, có thể không cần dùng chân tựa. Trường hợp đó, cán bộ kỹ thuật tổ chức thi công phải đọc kỹ hướng dẫn sử dụng xem với trọng lượng của vật nâng là bao nhiêu thì không cần dùng chân tựa và yêu cầu công nhân điều khiển cần trục phải thực hiện đúng như quy định trong hướng dẫn sử dụng cần trục.

Chương 5

MÁY LÀM ĐẤT

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY LÀM ĐẤT

Khi xây dựng các công trình dân dụng, công nghiệp, cầu đường, thủy lợi, sân bay... đặc biệt là khi xây dựng các công trình thủy điện, công trình ngầm và hầm xuyên qua đồi núi, công tác đất thường chiếm khối lượng rất lớn, có thể đến $(1/3 - 1/2)$ tổng khối lượng công trình.

Ví dụ: Khi xây dựng Nhà máy Thủy điện sông Đà, khối lượng công tác đất đá cần phải đào đắp chiếm khoảng $1/3$ khối lượng công trình. Gần đây, chúng ta tiến hành xây dựng công trình hầm xuyên đèo Hải Vân với đường hầm giao thông chính dài 6274m và đường hầm tránh nạn song song với đường hầm chính cũng dài 6274m. Để nối hai đường hầm này, phải thi công 15 đường hầm phụ, trong đó có 4 đường rộng giành cho xe cơ giới và 9 đường hầm giành cho người chạy bộ nếu có tai nạn xảy ra. Vào lúc 1 giờ 45 phút ngày 28-10-2003, chúng ta đã khoan thông đường hầm chính. Khối lượng đất đá cần phải đào ở công trình này khi hoàn thành chắc chắn sẽ cực kỳ to lớn.

Với khối lượng đất đá cần đào lớn như thế, nếu chỉ dùng sức lao động thủ công của con người thì chúng ta không thể nào hoàn thành được. Vì vậy, việc cơ giới hoá công tác đất là một yêu cầu cấp thiết và vô cùng quan trọng, không chỉ riêng đối với nước ta mà còn đối với tất cả các nước trên thế giới.

5.1.1. Công dụng của máy làm đất

Những máy móc, thiết bị phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác đất được gọi chung là máy làm đất. Chúng giúp con người hoàn thành khối lượng công tác đất rất to lớn mà nếu chỉ bằng sức lao động thủ công thì con người không thể nào hoàn thành được, góp phần giải phóng con người khỏi những công việc hết sức nặng nhọc và đảm bảo an toàn lao động cho công nhân.

Trong thực tế, máy làm đất được sử dụng vào các công việc sau:

- Đào hố chứa nước và đắp đập chắn nước tại các công trình thủy điện.
- Đào sông, kênh mương dẫn nước phục vụ thủy lợi.
- Đào đắp nền đường ô tô, đường thành phố, đường băng sân bay...

- Đào móng nhà dân dụng và công nghiệp, đào rãnh đặt ống cấp thoát nước, dẫn dầu và khí đốt, đào hào phục vụ quân sự...

- Bóc các lớp đất thực vật trên các khu mỏ trước khi khai thác mỏ.

- Bốc xúc các loại vật liệu rời như cát, sỏi, đá dăm... và khai thác than, quặng.

- Đào hầm xuyên đồi núi phục vụ xây dựng đường giao thông và quân sự.

- Chặt cây, nhổ gốc cây, xới đất, san đồi để chuẩn bị mặt bằng trước khi xây dựng các khu đô thị mới, các khu công nghiệp trên các vùng trung du.

5.1.2. Phân loại máy làm đất

Dựa vào công dụng, máy làm đất được phân thành các nhóm chính sau đây:

a) *Máy đào đất*: Dùng để đào (hoặc xúc đất đá và các loại vật liệu rời như cát, sỏi, than, quặng...) đổ lên ô tô vận tải mang đi nơi khác hoặc đổ thành đống tại nơi thi công. Vì thế, máy đào đất còn được gọi là máy xúc.

Máy đào đất có hai loại: Máy đào một gầu và máy đào nhiều gầu. Máy đào một gầu làm việc theo chu kỳ; máy đào nhiều gầu làm việc liên tục nên cho năng suất cao. Máy đào nhiều gầu có các gầu được lắp trên hai dây xích. Hai dây xích này ăn khớp với hai cặp đĩa xích (hoặc các gầu được lắp trên rôto). Khi đào đất, hai dây xích quay cùng các đĩa xích (hoặc rôto quay), kéo gầu chuyển động liên tục từ vị trí đào đất đến vị trí xả đất.

Tùy theo hướng đào đất mà máy đào nhiều gầu được chia thành hai loại: Máy đào dọc có hướng đào trùng với hướng di chuyển của máy và máy đào ngang có hướng đào vuông góc với hướng di chuyển của máy trong khi đào đất.

b) *Máy đào - chuyển đất*: Khác với máy đào đất, loại máy này vừa đào vừa di chuyển đất và san rải thành lớp như máy ủi, máy cạp, máy san.

c) *Máy dầm nén đất*: Để làm tăng độ chặt và cường độ chịu lực của đất.

d) *Máy làm công tác chuẩn bị mặt bằng* như máy chặt cây, nhổ gốc cây, xới đất, bóc lớp đất thực vật...

e) *Máy thi công đất bằng phương pháp thủy lực*:

Các loại máy này được dùng để thi công đất dưới nước. Nguyên lý của nó là: Dùng dòng nước có áp suất cao xói vào đất làm đất tách khỏi nền cơ bản, rồi hút hỗn hợp đất và nước vào trong hệ thống ống, chuyển đến nơi đổ.

5.1.3. Khái niệm về lực cản đào đất

Hầu hết các máy làm đất đều dùng lực cơ học của bộ phận làm việc để cắt tách đất khỏi nền cơ bản (trừ máy thi công đất bằng thủy lực). Trong quá trình đó, dao cắt đất của bộ phận làm việc sẽ chịu lực cản đào của đất P. Theo Giáo sư - Viện sỹ N.G Dombropxki, lực cản đào P là tổng hình học của hai thành phần:

Lực cản đào tiếp tuyến P_1 và lực cản đào pháp tuyến P_2 .

Cũng theo N.G Dombropxki, lực cản đào tiếp tuyến được xác định theo công thức:

$$P_1 = k.b.h \quad (5-1)$$

Trong đó:

k - hệ số lực cản đào hay lực cản đào riêng; giá trị của nó phụ thuộc vào loại đất và cấp đất, được xác định bằng thực nghiệm. Đơn vị của k là kN/m^2 hoặc N/cm^2 ;

b, h - chiều rộng và chiều dày phôi cắt (m hoặc cm).

Lực cản đào pháp tuyến P_2 được xác định gần đúng theo lực cản đào tiếp tuyến:

$$P_2 = k_o \cdot P_1 \quad (5-2)$$

k_o - hệ số tỷ lệ, phụ thuộc vào chế độ đào đất.

Khi hạ bộ phận làm việc để ấn dao cắt vào đất: $k_o = 0,15$.

Khi nâng dần bộ phận làm việc lên thì: $k_o = 0,45$.

5.2. MÁY ĐÀO MỘT GẦU

5.2.1. Công dụng, phân loại máy đào một gầu

a) Công dụng

Máy đào một gầu là loại máy chủ đạo trong việc thi công đất nói riêng và trong công tác xây dựng cơ bản nói chung. Chúng được dùng để đào đất, đá hoặc xúc than, quặng và các loại vật liệu rời đổ lên các phương tiện vận chuyển, nên chúng còn có tên là máy xúc.

Máy đào một gầu thường đảm nhiệm 50% - 70% khối lượng công tác đào, xúc đất, đá và khai thác mỏ. Đặc điểm của máy đào một gầu là: Làm việc theo chu kỳ và mang tính vạn năng vì ngoài các thiết bị đào đất như gầu thuận, gầu ngược, gầu dây, gầu ngoạm và gầu bào, trên máy cơ sở của máy đào còn có thể lắp các bộ phận làm việc với các chức năng khác như đóng (hạ) cọc để gia cố móng, thiết bị cần trục để nâng hạ vật, thiết bị nhổ gốc cây...

b) Phân loại máy đào một gầu

* Dựa vào cấu tạo và nguyên lý làm việc của thiết bị công tác, có:

- Máy đào gầu ngược:

Gầu của nó được đặt sấp. Khi đào đất, gầu được bỏ xuống ở nơi xa máy nhất rồi chuyển động lại gần máy để thực hiện quá trình cắt và tích đất vào gầu. Có thể hiểu một cách đơn giản là nó dựa trên nguyên lý đào đất của cái cuốc.

- Máy đào gầu thuận:

Gầu của máy đào này được đặt ngửa, nên nó thường được dùng để đào đất ở những nơi cao hơn mặt bằng máy đứng là hợp lý. Có thể hiểu một cách đơn giản là nó dựa trên

nguyên lý đào đất của cái xẻng. Khi đào đất, gầu chuyển động từ vị trí thấp nhất và gần máy nhất rồi đi ra xa dần so với máy và đồng thời được nâng lên một cách từ từ để tiến hành cắt đất và tích đất vào gầu.

- Máy đào gầu dây (gầu quãng):

Khác với máy đào gầu thuận và gầu ngược, ở máy đào gầu dây, gầu được liên kết mềm với cần qua hệ thống dây cáp và dây xích nên được gọi là máy đào gầu dây. Khi bắt đầu đào đất, người điều khiển nâng gầu lên sát đầu cần và dùng kinh nghiệm của mình, quãng gầu ra xa. Do đó, máy đào này còn có tên là máy đào gầu quãng. Máy đào gầu dây có phạm vi hoạt động rộng và bán kính đào lớn nhất trong các loại máy đào một gầu.

- Máy đào gầu ngoạm:

Được dùng để đào đất hoặc bốc xúc vật liệu rời. Gầu của nó gồm có hai má cong; khi làm việc, hai má gầu từ từ khép lại để ngoạm đất (hoặc vật liệu rời) vào trong bụng gầu.

- Máy đào gầu lật:

Máy đào gầu lật có thiết bị làm việc thường được lắp trên máy kéo. Nguyên lý làm việc của nó gần giống máy đào gầu thuận. Tuy nhiên, nó thường được dùng để bốc xúc vật liệu rời. Gầu được lật xuống để đổ vật liệu ra khỏi gầu.

Ngoài bốn thiết bị làm việc cơ bản nói trên, ở máy đào một gầu còn lắp một số thiết bị khác như gầu để bào đất, thiết bị cần trục để nâng hạ vật, thiết bị đóng (hạ) cọc để gia cố móng và thiết bị nhổ gốc cây...

* Dựa vào phương pháp điều khiển có:

- Máy đào một gầu điều khiển bằng cáp.
- Máy đào một gầu điều khiển bằng thủy lực.

Trong đó, máy điều khiển bằng thủy lực được sử dụng phổ biến hơn và sẽ thay thế dần cho điều khiển bằng cáp.

* Dựa vào cơ cấu di chuyển có:

- Máy đào di chuyển bằng bánh hơi.
- Máy đào di chuyển bằng bánh xích.
- Máy đào di chuyển bằng phao.
- Máy đào di chuyển bằng cơ cấu tự bước.

5.2.2. Máy đào gầu ngược

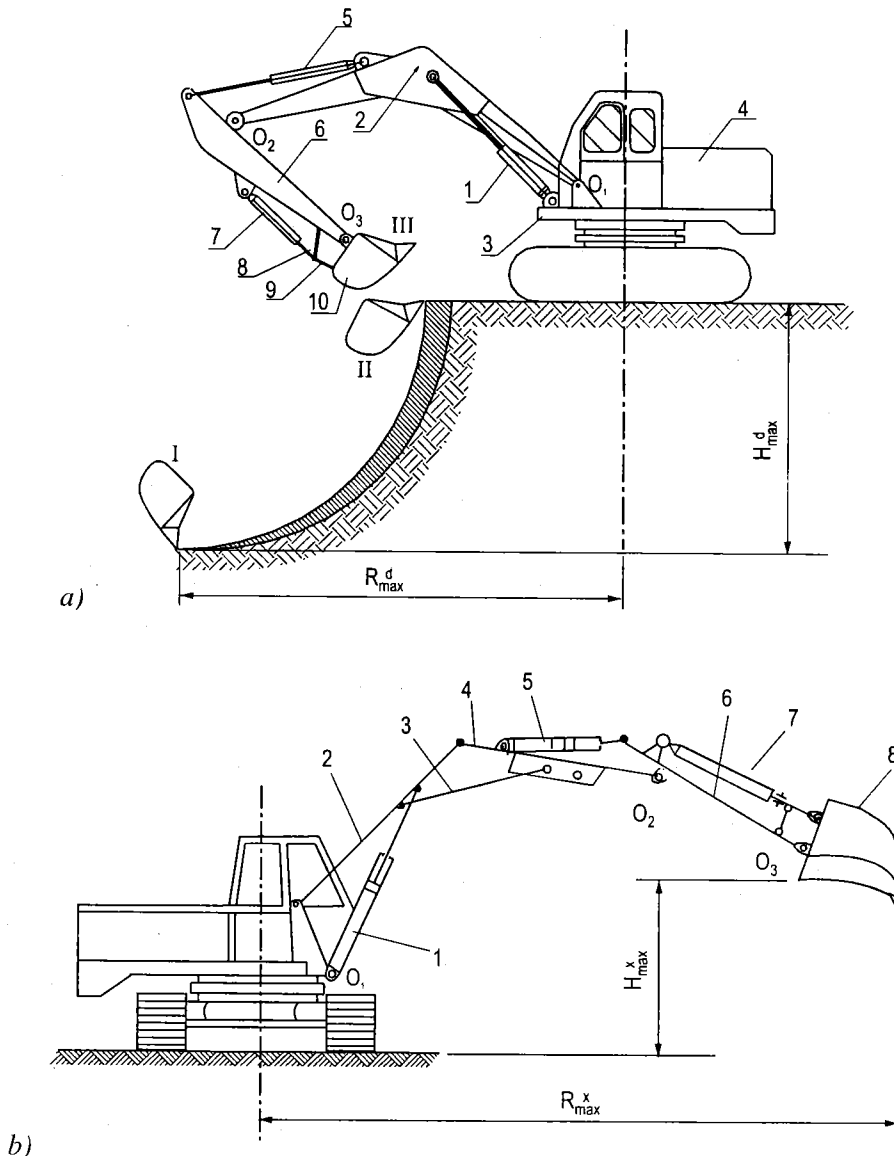
a) Cấu tạo của máy đào gầu ngược truyền động thủy lực

Máy đào gầu ngược truyền động thủy lực được sử dụng rộng rãi nhất trong các loại máy đào một gầu. Sơ đồ cấu tạo của nó được thể hiện trên hình 5.1a.

Trên máy cơ sở số 4 có lắp thiết bị gầu ngược. Thiết bị này gồm các bộ phận sau:

Cần số 2 là một dầm cong liên tục, có tiết diện hình hộp, được liên kết với bàn quay số 3 bằng khớp bản lề O_1 . Tay gầu số 6 được liên kết với đầu cần bằng khớp bản lề O_2 ; Gầu số 10 được liên kết với tay gầu bằng khớp bản lề O_3 và hai thanh giằng số 8 và 9. Xilanh số 1 để nâng hạ thiết bị làm việc. Xilanh số 5 để điều khiển tay gầu.

Xi lanh số 7 để quay gầu quanh khớp O_3 .



Hình 5.1. Máy đào gầu ngược

Máy đào gầu ngược có cần là một dầm cong liên tục như hình 5.1a đang được sử dụng rộng rãi trong thực tế.

Ngoài ra, một số máy đào gầu ngược có cần gồm hai đoạn: Cần chính số 2 và cần phụ số 4 (hình 5.1b). Hai đoạn cần này được nối với nhau bởi thanh giằng số 3. Do đó, có thể thay đổi chiều dài cần bằng cách thay đổi vị trí lắp thanh giằng số 3 với cần phụ số 4 để thay đổi tầm với của gầu khi cần thiết. Song việc đó tiến hành bằng tay, tốn thời gian và cấu tạo của máy phức tạp nên loại máy này ít được sử dụng.

b) Nguyên lý làm việc của máy đào gầu ngược (hình 5.1a)

Trước hết, cho hai xi lanh 5 và 7 đồng thời co lại, tay gầu quay thuận chiều kim đồng hồ quanh khớp O_2 và được đưa về vị trí gần như song song với mặt đất, gầu được vươn ra xa nhất và ở tư thế úp xuống mặt đất. Sau đó, co xi lanh số 1, toàn bộ thiết bị làm việc gồm có: Cần, tay gầu và gầu được hạ xuống, gầu được bỏ xuống đất ở nơi xa máy nhất, tại vị trí I. Tiếp theo, cho xi lanh số 5 từ từ vươn ra, tay gầu quay ngược chiều kim đồng hồ quanh khớp O_2 ; đồng thời cho xi lanh 7 vươn ra từ từ, gầu quay ngược chiều kim đồng hồ quanh khớp O_3 và chuyển động lại gần máy, thực hiện quá trình đào và tích đất vào gầu. Tại vị trí II, khi đó gầu đầy đất, cho xi lanh số 7 vươn ra thêm một chút nữa để gầu ngửa hẳn lên, mang đất trong gầu và thoát ra khỏi tầng đào (vị trí III). Sau đó, quay máy đến vị trí đổ đất. Khi đó, bàn quay số 3 có thể quay 360° nhưng người ta thường bố trí ô tô đứng bên cạnh máy sao cho góc quay của máy không lớn hơn 90° . Muốn đổ đất thì cho xi lanh số 7 co lại, gầu quay thuận chiều kim đồng hồ, chuyển về vị trí úp xuống mặt đất và đất được rơi qua miệng gầu xuống phương tiện vận chuyển. Đổ đất xong, quay máy về vị trí cũ để tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

Máy đào gầu ngược có thể dùng để đào đất ở cả nơi cao hơn và nơi thấp hơn mặt bằng máy đứng đều hợp lý và cho năng suất cao. Nó có thể thay thế cho máy đào gầu thuận.

Vì vậy, trong thực tế hiện nay, máy đào gầu ngược đang được sử dụng rộng rãi nhất trong các loại máy đào một gầu.

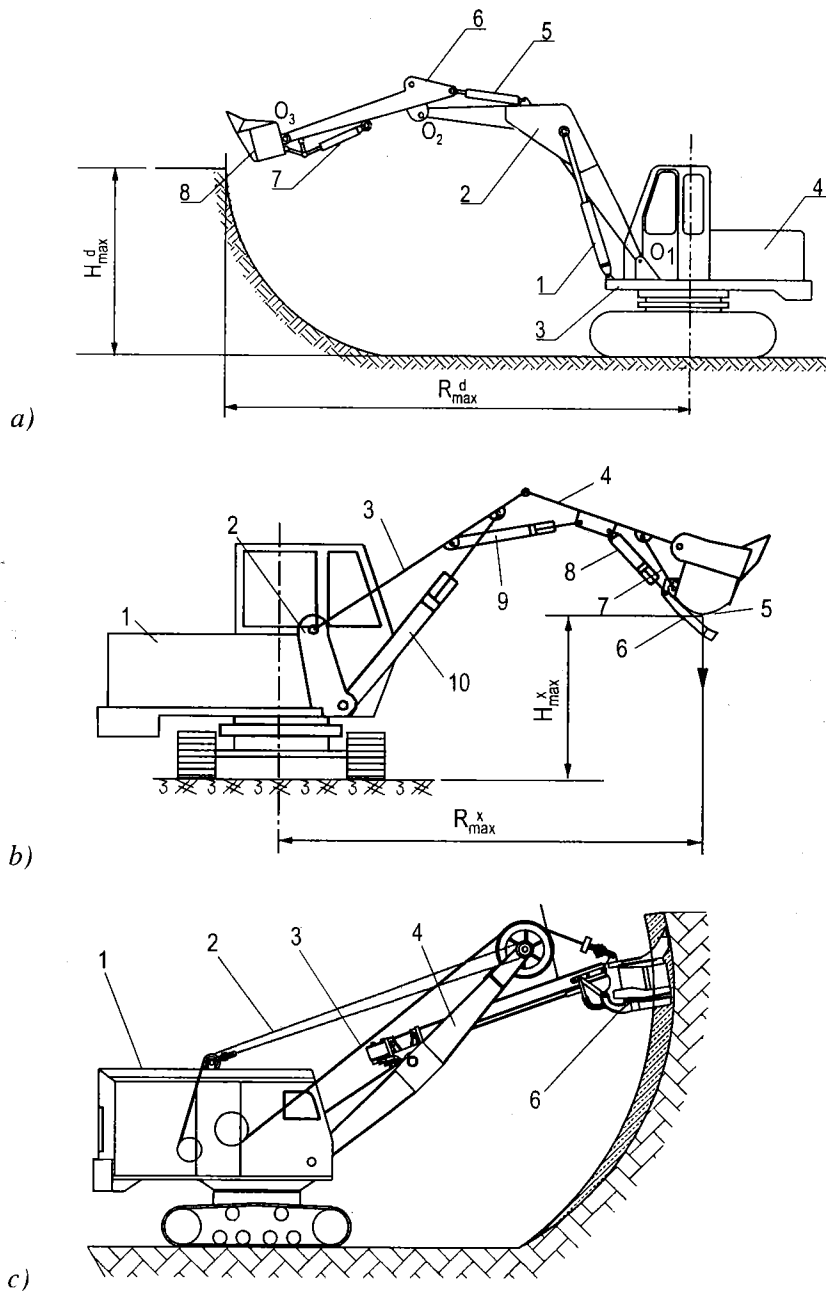
Các thông số làm việc chính của máy đào gầu ngược gồm có:

- Bán kính đào lớn: $R_{\max}^d$;
- Chiều sâu đào lớn nhất: $H_{\max}^d$;
- Bán kính xả đất lớn nhất: $R_{\max}^x$;
- Chiều cao xả đất lớn nhất: $H_{\max}^x$

5.2.3. Máy đào gầu thuận

a) Cấu tạo của máy

Sơ đồ cấu tạo của máy đào gầu thuận truyền động thủy lực được mô tả trên hình 5.2a.



Hình 5.2. Máy đào gầu thuận

Trên máy cơ sở số 4, người ta tháo thiết bị gầu ngược và lắp thay vào đó thiết bị gầu thuận; Cần số 2 có kết cấu giống như cần của máy đào gầu ngược và cũng được liên kết với bàn quay số 3 bằng khớp bản lề O_1 . Tay gầu số 6 và gầu số 8 được lắp ngửa lên (ngược lại với thiết bị gầu ngược).

Vì vậy, máy đào gầu thuận chỉ thích hợp để đào đất ở nơi cao hơn mặt bằng máy đứng. Xilanh điều khiển tay gầu có thể đặt ở trên cần như hình 5.2a hoặc có thể đặt ở

dưới cần như hình 5.2b. Nếu xilanh này đặt ở dưới cần thì khi bắt đầu đào đất, gầu được hạ xuống mặt đất nhưng không thể đưa gầu vào gần với cơ cấu di chuyển của máy. Do đó, hạn chế quỹ đạo chuyển động của gầu trong khi đào và tích đất vào gầu. Muốn đảm bảo năng suất máy thì chiều cao tầng đào phải lớn để sao cho chỉ một lần gầu chuyển động ở vị trí bắt đầu đào đến vị trí cuối quá trình đào thì gầu được tích đầy đất.

b) Nguyên lý làm việc của máy đào gầu thuận truyền động thủy lực hình 5.2a

Trước tiên, cho các xilanh số 1 và số 7 co lại, đồng thời cho xilanh số 5 vươn ra, tay gầu số 6 quay ngược chiều kim đồng hồ quanh khớp O_2 , gầu số 8 hạ xuống mặt đất và được đưa về gần với cơ cấu di chuyển của máy cơ sở. Tiếp theo, cho các xilanh số 1 và số 7 vươn ra từ từ, đồng thời co xilanh số 5, tay gầu quay thuận chiều kim đồng hồ quanh khớp O_2 ; gầu được nâng lên và đi ra xa dần so với máy để thực hiện quá trình đào đất, đồng thời gầu quay thuận chiều kim đồng hồ quanh khớp O_3 để tích đất vào gầu. Khi gầu đã chứa đầy đất thì quay máy đến vị trí đổ đất. Việc quay máy được thực hiện tương tự như máy đào gầu ngược. Muốn đổ đất thì co xilanh số 7, gầu 8 quay ngược chiều kim đồng hồ quanh khớp O_3 , lật xuống và đổ đất qua miệng gầu.

Một số máy đào gầu thuận có cơ cấu mở đáy gầu như hình 5.2b, thì khi đổ đất, xilanh 8 co lại, đáy gầu số 6 được mở ra và đất được đổ qua đáy gầu xuống ô tô để chuyển đi nơi khác hoặc đổ thành đống.

Giống như máy đào gầu ngược, các thông số làm việc chính của máy đào gầu thuận gồm có:

- Bán kính đào lớn: $R_{\max}^d$;
- Chiều sâu đào lớn nhất: $H_{\max}^d$;
- Bán kính xả đất lớn nhất: $R_{\max}^x$;
- Chiều cao xả đất lớn nhất: $H_{\max}^x$.

Hiện nay, trong công tác khai thác mỏ, người ta còn sử dụng một số máy đào truyền động cáp như: E-1252, E-2503, EKG 4,6 của Liên bang Nga (hình 5.2c).

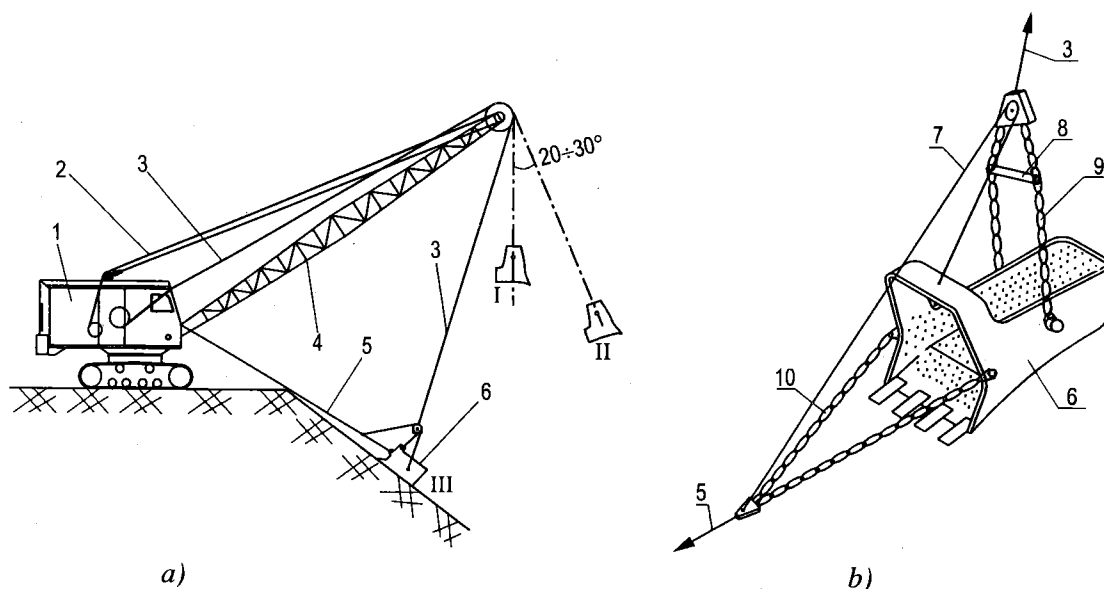
Cần số 4 được nâng (hạ) nhờ cáp số 2; việc nâng hạ gầu số 6 được thực hiện nhờ cáp số 3. Các cáp đó được cuốn vào tang của các tời. Các tời này được dẫn động bởi động cơ đặt trong toa quay của máy cơ sở số 1. Ngoài ra còn có cáp đóng mở đáy gầu.

Máy đào truyền động cáp có cấu tạo rườm rà, phức tạp, hiệu suất thấp, chăm sóc bảo dưỡng cũng phức tạp nên hiện nay ít được sử dụng và trong tương lai gần, chúng sẽ bị thay thế bằng máy đào truyền động thủy lực.

5.2.4. Máy đào gầu dây

Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy đào gầu dây được thể hiện trên hình 5.3.

Máy đào gầu dây được dùng đào đất ở nơi thấp hơn mặt bằng máy đứng. Khi đào đất, trước tiên gầu 6 được nâng lên sát đầu cần nhờ cáp nâng gầu số 3 (vị trí I); với kinh nghiệm của mình, người điều khiển, quăng gầu ra xa và ở tư thế úp xuống mặt đất. Khi đó, cáp nâng gầu thường tạo với phương đứng góc $20^\circ \div 30^\circ$ (vị trí II). Sau đó, tang kéo gầu làm việc để cuốn cáp kéo gầu số 5, gầu chuyển động lại gần máy và thực hiện quá trình đào đất (vị trí III). Khi gầu đã được tích đầy đất thì nâng gầu lên khỏi tầng đào. Lúc này, cáp nâng gầu và cáp kéo gầu đều được giữ ở trạng thái căng (xem hình 5.3b). Gầu mang đất và được treo thẳng bằng nhờ cáp cân bằng số 7 và các dây xích số 9 và 10. Tiếp theo, cho máy quay đến vị trí đổ đất. Muốn đổ đất, chỉ việc thả chùng cáp kéo số 5, gầu lật chúc xuống và đổ đất qua miệng gầu xuống ô tô chuyển đi nơi khác hoặc đổ thành đống.



Hình 5.3. Máy đào gầu dây

Cần của máy đào gầu dây chịu tải trọng gần giống như cần của các loại cần trục tự hành lắp trên máy đào vạn năng. Vì vậy, nó có kết cấu dạng dàn như cần của cần trục và có chiều dài lớn hơn cần của máy đào gầu thuận cùng công suất từ 1,5 đến 2 lần.

Ưu điểm chính của máy đào gầu dây là có phạm vi hoạt động rộng, có bán kính đào đất lớn nhất trong các loại máy đào một gầu. Nó có thể đứng trên bờ hồ, bờ kênh mương rồi quăng gầu xuống đáy hồ, đáy kênh để nạo vét bùn ở hồ, ao, kênh mương, cửa sông đổ ra biển hoặc khai thác cát sỏi ở đáy sông. Tuy nhiên, máy đào gầu dây là loại máy đào một gầu duy nhất chỉ được điều khiển bằng cáp nên có cấu tạo rườm rà, phức tạp và chỉ đào được các loại đất mềm, việc điều khiển khó khăn, yêu cầu người công nhân lái

máy phải có trình độ tay nghề cao. Việc chăm sóc, bảo dưỡng cũng phức tạp. Vì vậy, hiện nay nó ít được sử dụng hơn so với máy đào gầu ngược và máy đào gầu ngoạm.

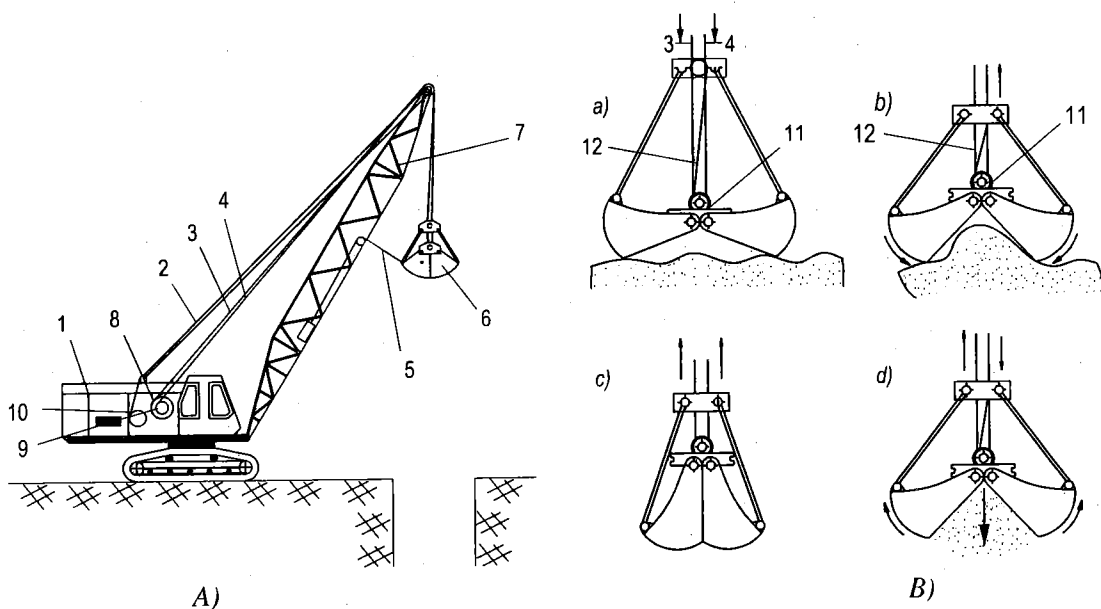
5.2.5. Máy đào gầu ngoạm

Có hai loại: Máy đào điều khiển bằng cáp và máy điều khiển bằng thủy lực.

a) Máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp

Máy đào điều khiển bằng cáp có loại dùng một dây cáp và loại dùng hai dây cáp. Hiện nay, máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng hai dây cáp được sử dụng rộng rãi hơn loại một dây cáp. Vì vậy, xin trình bày cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy đào gầu ngoạm hai dây cáp.

Sơ đồ cấu tạo của máy đào gầu ngoạm hai dây cáp được thể hiện trên hình 5.4.



Hình 5.4. Máy đào gầu ngoạm

A) Sơ đồ cấu tạo chung của máy; B) Quá trình làm việc của gầu ngoạm.

Cấu tạo chung của nó (hình 5.4A) gồm: Gầu số 6 có hai má cong, được điều khiển bằng hai dây cáp: Cáp số 3 để nâng (hạ) gầu và cáp số 4 để đóng mở gầu. Hai cáp này được cuốn vào tang của hai tời số 8 và số 9. Các tời này được đặt trong toa quay của máy cơ sở số 1. Cần số 7 cũng có dạng dàn như cần của máy đào gầu dây và được nâng, hạ bởi cáp số 2 và tời số 10. Cáp số 5 để giữ cho gầu không bị xoay hoặc lắc trong quá trình nâng (hạ) nhất là khi gầu chịu tải trọng quán tính hoặc tải trọng gió, tránh hiện tượng hai dây cáp điều khiển gầu bị xoắn vào nhau.

Quá trình đào đất của máy đào gầu ngoạm hai dây cáp được thể hiện trên hình 5.4B.

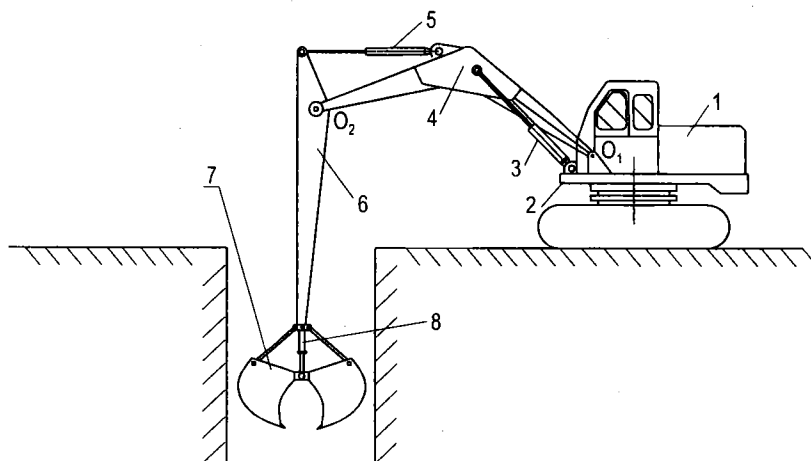
Trước tiên, người điều khiển kéo cả hai dây cáp 3 và 4, gầu đóng lại đồng thời được nâng lên sát đầu cần (hình 5.4A). Sau đó, nhả cả hai cáp 3 và 4, với cùng vận tốc, gầu

được mở ra đồng thời rơi xuống nhờ trọng lượng bản thân của hai má gầu và trục đỡ dưới 11, răng gầu cắm vào đất (xem hình a của hình 5.4B). Tiếp theo, kéo cáp đóng gầu 4, hai má gầu từ từ khép lại và ngoạm đất vào bụng gầu (hình b của hình 5.4B). Đến khi gầu được đóng kín cũng là lúc gầu đã được tích đầy đất vào trong bụng gầu. Nâng gầu khép kín lên khỏi tầng đào. Lúc này cáp nâng gầu và cáp đóng mở gầu đều được giữ ở trạng thái căng, (xem hình c của hình 5.4B). Rồi quay máy đến vị trí đổ đất. Muốn đổ đất thì nhả cáp đóng mở gầu, cáp nâng 3 giữ nguyên hoặc cáp nâng đi lên, cáp đóng gầu 4 đi xuống, dưới tác dụng trọng lượng bản thân, hai má gầu mở ra và đất rơi qua miệng gầu xuống phương tiện vận chuyển (xem hình d của hình 5.4B). Đổ đất xong, quay máy ngược lại về vị trí cũ để tiếp tục chu kỳ làm việc mới. Cũng như máy đào gầu dây, máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp chỉ thích hợp để đào các loại đất mềm. Muốn đào đất cứng hơn phải tăng lực đóng gầu bằng cách dùng palăng cáp lợi lực 12. Song khi đó, thời gian đóng gầu để ngoạm đất sẽ tăng và năng suất giảm.

Máy đào gầu ngoạm thường được dùng nạo vét bùn ở đáy hồ, đáy mương hoặc khai thác cát ở đáy sông. Nó còn được dùng đào những hố hẹp và sâu thẳng đứng như giếng khơi, hoặc đang được dùng phổ biến để khoan lỗ cho cọc nhồi... mà những máy đào khác không thể đào được. Ngoài ra nó còn được dùng để bốc xúc các loại vật liệu rời như than, quặng, cát, sỏi, đá dăm.

b) Máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng thủy lực

Sơ đồ cấu tạo của máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng thủy lực được thể hiện trên hình 5.4'.



Hình 5.4'. Máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng thủy lực.

Thiết bị gầu ngoạm gồm: Cản số 4 được lắp với bàn quay số 2 của máy cơ sở số 1 bằng khớp bản lề O_1 ở chân cản; Khác với máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp, cản của máy đào điều khiển bằng thủy lực có kết cấu dạng hộp và được nâng hạ nhờ xi lanh số 3. Tay gầu số 6 (cũng có dạng hộp), với chiều dài lớn được liên kết với đầu cản bằng khớp bản lề O_2 ; Khi làm việc, tay gầu quay quanh khớp O_2 nhờ xi lanh thủy lực số 5.

Gầu số 7 cũng gồm có hai má cong, được liên kết với tay gầu bằng các thanh giằng (giống như máy đào điều khiển bằng cáp) nhưng hai má gầu được đóng mở trong khi làm việc là nhờ xi lanh thuỷ lực số 8. Các xi lanh 3 và 5 của máy đào gầu ngoạm có hành trình làm việc của pittông lớn hơn so với máy đào gầu ngược.

So với máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp, máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng thuỷ lực có kết cấu gọn nhẹ hơn, điều khiển nhẹ nhàng và êm, đồng thời dễ đảm bảo độ chính xác trong khi điều khiển, chăm sóc, bảo dưỡng đơn giản hơn và đào được các loại đất cứng hơn, có thể tới cấp IV.

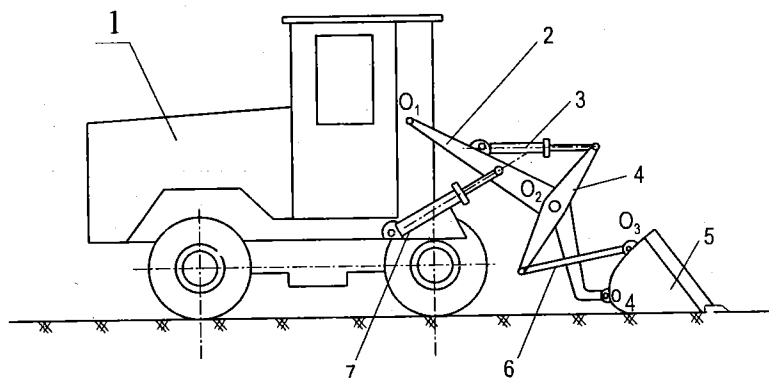
5.2.6. Máy đào gầu lật truyền động thuỷ lực

a) Cấu tạo của máy

Máy đào gầu lật (còn gọi là máy xúc lật) truyền động thuỷ lực có sơ đồ cấu tạo được thể hiện trên hình 5.5.

Thiết bị gầu lật được lắp trên máy cơ sở số 1 (có thể là máy kéo bánh hơi hoặc bánh xích nhưng thường là máy kéo bánh hơi). Trong đó: Cần chính số 2 được liên kết với máy kéo bằng khớp bản lề O_1 và được nâng (hạ) nhờ xi lanh thuỷ lực số 7. Tay gầu số 4 được liên kết với cần chính bằng khớp O_2 . Thanh giằng số 6 để liên kết tay gầu với gầu số 5 bằng khớp O_3 . Mặt khác, gầu còn được liên kết với cần bằng khớp O_4 .

Máy xúc gầu lật lắp trên máy kéo cơ sở thường không có cơ cấu quay.



Hình 5.5. Máy đào gầu lật truyền động thuỷ lực

b) Nguyên lý làm việc của máy đào gầu lật

Cho máy di chuyển đến vị trí làm việc. Trước tiên, co xi lanh 7 để hạ toàn bộ thiết bị làm việc và gầu 5 tiếp xúc với mặt đất hoặc vật liệu. Dùng xilanh 3 điều khiển tay gầu và gầu vào vị trí thích hợp. Cho máy di chuyển với vận tốc làm việc (thường là số I của máy kéo cơ sở), đồng thời cho xi lanh 3 từ từ vươn ra. Gầu chuyển động cùng với máy đồng thời từ từ ngửa dần lên để xúc đất hoặc vật liệu vào trong gầu. Khi gầu đã được tích đầy đất hoặc vật liệu thì điều chỉnh xilanh 3 làm cho gầu ngửa hẳn lên để vật liệu không bị

roi ra ngoài; đồng thời cho xilanh 7 vươn ra để nâng gầu thoát khỏi tầng đào hoặc đóng vật liệu. Cho máy di chuyển chạy tiến (hoặc lùi) đến vị trí đổ đất hoặc vật liệu. Muốn đổ đất (vật liệu) thì co xilanh 3, gầu sẽ lật quanh khớp O_4 để đổ đất hoặc vật liệu xuống ô tô (hoặc đổ thành đống).

5.2.7. Năng suất máy đào một gầu

a) Năng suất lý thuyết của máy đào một gầu được xác định theo công thức

$$N_{lt} = \frac{3600}{T_{CK}} q, \quad m^3/h \quad (5-3)$$

Năng suất lý thuyết của máy đào một gầu được dùng để so sánh các máy với nhau khi chọn máy đào.

b) Năng suất kỹ thuật của máy đào một gầu

$$N_{kt} = \frac{3600}{T_{CK}} q \frac{k_d}{k_t}, \quad m^3/h \quad (5-3a)$$

Năng suất kỹ thuật của máy đào một gầu được dùng để so sánh trình độ tay nghề của các công nhân điều khiển máy với nhau khi thi nâng bậc.

c) Năng suất sử dụng của máy đào một gầu được xác định theo công thức:

$$N_{sd} = \frac{3600}{T_{CK}} q \frac{k_d}{k_t} k_{tg}, \quad m^3/h \quad (5-3b)$$

Năng suất sử dụng của máy đào một gầu được dùng để so sánh trình độ quản lý và tổ chức thi công của các cán bộ kỹ thuật.

Trong ba công thức trên:

q - dung tích hình học của gầu, m^3 ;

k_d - hệ số làm đầy gầu;

k_t - hệ số tơi của đất;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian.

T_{CK} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy, s; được chọn theo bảng 5.1;

Biểu thức $\frac{3600}{T_{CK}}$ - số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

Bảng 5.1. Thời gian một chu kỳ làm việc của máy đào một gầu, s

Dung tích gầu q, m^3	Thời gian một chu kỳ làm việc, s		
	Gầu thuận	Gầu ngược	Gầu dây và ngoạm
(1)	(2)	(3)	(4)
0,10 – 0,2	14	16 – 18	16
0,25 – 0,35	15	16 – 19	17

Bảng 5.1. (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)
0,50 – 0,65	15,0 – 15,5	17 – 20	17,0 – 17,5
0,75 – 0,8	16,0 – 16,5	18 – 21	18,0 – 18,5
1,00 – 1,25	17,0 – 17,5	20 – 23	19,0 – 20,0
1,50 – 1,90	18,5 – 19,0	22 – 25	22,0 – 23,5
2,00 – 2,25	20,5 – 21,0	25 – 28	25,0 – 26,5
2,50 – 2,75	22,0 – 22,5	28 – 30	28,0 – 29,0
3,00 – 3,50	23,0 – 23,5	32 – 35	30,5 – 33,5
4,00 – 5,00	24,0 – 25,0	38 – 42	37,0 – 40,0

k_d - hệ số làm đầy gầu, được chọn theo bảng 5.2;

Bảng 5.2. Hệ số làm đầy gầu của máy đào một gầu

Cấp đất	Loại đất	Các loại máy đào một gầu		
		Gầu thuận và gầu ngược	Gầu dây	Gầu ngoạm
I	Cát, á sét có độ ẩm tự nhiên	0,85 ÷ 1,05	0,8 ÷ 0,9	0,7 ÷ 0,8
	Đất canh tác, đồng bằng	1,15 ÷ 1,25	1,10 ÷ 1,20	0,8 ÷ 0,9
II	Á sét tơi, hoàng thổ ẩm tơi Đất đồng bằng lẫn rễ cây	1,2 ÷ 1,3	1,15 ÷ 1,25	0,9 ÷ 1,0
III	Á sét chặt có độ ẩm tự nhiên, hoàng thổ chặt	1,1 ÷ 1,2	0,95 ÷ 1,05	0,85 ÷ 0,90
IV	Sét khô chặt, á sét lẫn sỏi nhỏ, hoàng thổ khô chặt	0,95 ÷ 1,1	-	0,85 ÷ 0,10
V	Đất đồi khô cứng đất sét nặng	0,95 ÷ 1,0	-	0,6 ÷ 0,7

k_t - hệ số tơi của đất; được chọn theo bảng 5.3;

Bảng 5.3. Trọng lượng riêng của đất ρ và hệ số tơi của đất k_t

Cấp đất	Loại đất	Trọng lượng riêng, ρ (kN/m ³)	Hệ số tơi k_t
I	Đất cát, á cát ẩm, đất canh tác, than bùn	13– 16	1,10 – 1,30
II	Á sét màu vàng tơi, hoàng thổ khô và tơi	16 – 17	1,15 – 1,30
III	Sét, á sét chặt, hoàng thổ ẩm và chặt	17 – 18	1,24 – 1,32
IV	Sét khô và chặt, đất á sét lẫn sỏi hoặc đá; hoàng thổ khô và mecghen mềm	18 – 19	1,30 – 1,37
V	Đất đồi khô cứng lẫn sỏi, quặng; mecghen cứng	20 – 21	1,35 – 1,40

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy, thường $k_{tg} = 0,8 - 0,9$.

5.2.8. Sử dụng máy đào một gầu

a) Tính chọn loại máy đào có dung tích gầu hợp lý

Để phát huy hết công suất của máy đào một gầu nhằm nâng cao năng suất và hiệu quả sử dụng của chúng thì vấn đề quan trọng đầu tiên trong việc tổ chức thi công bằng máy đào một gầu là việc tính chọn máy đào hợp lý cho từng loại công trình.

Căn cứ vào khối lượng đất Q cần phải đào trong thời gian thi công n ngày và mỗi ngày, máy làm việc T giờ (hiện nay ở Việt Nam $T = 8$ giờ), ta sẽ xác định được khối lượng đất cần phải đào được trong một giờ (hay chính là năng suất sử dụng trong một giờ) của máy đào, theo công thức:

$$N_{sd} = \frac{Q}{n.T}, \quad m^3/h \quad (5-4)$$

Từ năng suất đó, dựa vào công thức tính năng suất sử dụng của máy đào một gầu:

$$N_{sd} = \frac{3600}{T_{ck}} q \frac{k_d}{k_t} k_{ig}, \quad (m^3/h)$$

Ta sẽ xác định được dung tích gầu của loại máy đào hợp lý:

$$q = \frac{N_{sd} T_{ck} k_t}{3600 k_d k_{ig}}, \quad m^3 \quad (5-4a)$$

Dựa vào dung tích gầu q được xác định từ công thức (5-4a), theo các bảng 5.4, 5.5 và 5.6 ta sẽ chọn được loại máy đào phù hợp với công trình cần thi công.

**Bảng 5.4. Đặc tính kỹ thuật của máy đào một gầu
dẫn động thủy lực do Liên bang Nga chế tạo**

Loại máy đào	ED - 2621 A ED - 2623	ED - 3322A ED - 3322B ED - 3322V	ED - 3322	ED - 4321	ED - 4121 ED - 4121A	ED - 5122	ED - 6122
Các thông số cơ bản							
Dung tích gầu, m^3							
- Gầu thuận	0,25	-	0,4	0,8	0,65 - 1	0,65 - 2	2,5
- Gầu ngược	0,25	0,5	0,4	0,65 - 1	1,65 - 1	1,25 - 1,6	1,6 - 2,1
- Gầu ngoạm	-	0,35	-	0,65	0,65	1,6	-
- Xúc lật	-	0,5	-	-	1 - 1,5	1,6 - 2,8	3,2 - 4
- Gầu dây	-	-	-	-	-	-	-
Cơ cấu di chuyển	Máy kéo bánh lốp IUMZ 6L/6M	Bánh lốp			Bánh xích		
Động cơ:							
- Mã hiệu	D - 65M	XMD - 14A	XMD - 14A	XMD-14H	A - 01M	IAMZ - 238G	XMD - 14A
- Công suất	46,3	55,2	55,2	58,8	95,6	125	2×55,2
Tốc độ di chuyển, km/h	22,1 - 24,5	19,68	tới 17	19,5	2,9	2,4	1,5
Chiều sâu đào lớn nhất, m	3,0	4,2	5,9	5,5	5,8	6,1	7,2
Bán kính đào lớn nhất, m		Gầu ngược			Gầu đã được tiêu chuẩn hóa		
	5,0	7,75	8,1	8,85	9,0	8,9	9,2
Chiều cao đổ lớn nhất, m	2,2	4,8	4,4	5,6	5,0	5,1	5,3
Kích thước bao, mm:							
- Chiều dài	6500	9200	7200	10400	6800	5150	5800
- Chiều rộng	2100	2700	2750	3000	3000	3105	3600
- Chiều cao	3920	3800	3080	3200	3000	2950	3200
Khối lượng, t	5.45	14.5	13.1	21.2	19.2	36.0	56.2

Bảng 5.5. Đặc tính kỹ thuật của máy đào gầu ngược dẫn động thủy lực do hãng Caterpillar chế tạo

Loại máy đào	E70B	E110B	E120B	E140	206BFT	214B	214BFT	E240C	E231D	E650
Thông số kỹ thuật										
Dung tích gầu, m ³	0,14 - 0,34	0,22 - 0,63	0,22 - 0,71	0,29-0,75	0,28 - 0,79	0,95 - 0,98	0,95 - 0,98	0,58 - 1,44	1,2 - 2,0	0,28 - 0,79
Cơ cấu di chuyển	Xích	Xích	Xích	Xích	Lốp	Lốp	Lốp	Xích	Xích	Lốp
Động cơ:										
- Mã hiệu	Mitsubishi	3114T	3114T	3114T	3114T	3116T	3116T	3116T	3208	3114T
- Công suất, kW	4D32	59	63	6D14	78	82	100	110	149	78
Tốc độ di chuyển, km/h	41	5,0	5,0	3,0	35	20	32	4,5	2,82	35
Chiều sâu đào lớn nhất, m	4,1	4,75	5,15	5,33	4,27	5,02	5,02	5,33	6,07	4,27
Bán kính đào lớn nhất, m	3,78	7,295	7,925	8,24	7,33	8,54	8,54	8,24	9,67	7,33
Chiều cao đổ lớn nhất, m	5,93	5,29	5,845	5,33	5,48	5,71	5,71	5,33	6,29	5,48
Bán kính đổ đất lớn nhất, m	4,46		6,895							
Kích thước bao, mm:										
- Chiều dài	6085	7250	7620	8390	7823	8484	8484	9730	10830	7823
- Chiều rộng	2260	2490	2490	2490	2491	2478	2478	3190	3450	2491
- Chiều cao	2570	2700	2700	2890	3096	3191	3191	2980	3380	3096
Khối lượng, kg	6900	11600	12800	13970	13500	18360	18360	23000	34300	13500

Bảng 5.6. Đặc tính kỹ thuật của máy đào gầu ngược dẫn động thủy lực do các hãng khác trên thế giới chế tạo.

Loại máy đào		Komatsu							Kobelco		
Thông số kỹ thuật		0,09-0,36 xích Komatsu 4D95L	0,09-0,46 xích Komatsu 4D95L	0,18-0,60 xích Komatsu S4D95L	0,36-1,17 xích Komatsu S6D95L	0,52-1,80 xích Komatsu SA6D 108	2,40-3,70 xích Komatsu SA6D 140	3,50-4,30 xích Komatsu SA6D 146	0,17-0,51 xích Isuzu 4BD1	1,0 xích Mitsubishi 6D22 - T	1,6 xích Mitsubishi 6D22- TC
Dung tích gầu, m ³		54	64	84	123	207	404	404	1-7	(227)	(290)
Cơ cấu di chuyển		-	-	-	-	-	-	-	5,100	3,7.5,5	3,5.5,5
- Mã hiệu		4,100	4,635	5,520	6,620	7,380	8,900	7,270	7,560	8,134	7,800
Tốc độ di chuyển, km/h		6,305	6,956	8,170	9,700	10,920	13,785	11,820	8,040	11800	11800
Chiều sâu đào lớn nhất, m		4,850	5,315	6,030	6,460	7,100	8,290	7,325		7,400	7,58
Bán kính đào lớn nhất, m											
Chiều cao đổ lớn nhất, m											
Kích thước bao, mm											
- Chiều dài		2665	3145	3475	4070	4550	5810	5810	7200	10850	11670
- Chiều rộng		2290	2380	2480	2680	3190	4135	3910	2690	3400	3550
- Chiều cao		2600	2705	2690	2940	3200	4910	6020	2725	3200	3430
Khối lượng, kg		6580	8380	12030	18630	29630	65000	67000	11000	29200	41500
Loại máy đào		Liebherr							Poclain		
Thông số kỹ thuật		R 310	A 312	R 312	A 902	R 902	A 922	R 922	TY - 45	Robex 290	Robex 290LC
Dung tích gầu, m ³		0,10-0,46	0,14-0,75	0,14 - 0,75	0,15 - 1,05	0,15 - 1,05	0,3 - 1,40	0,3 - 1,70	0,3	0,79 - 1,85	0,79 - 1,85
Cơ cấu di chuyển		xích	lốp	xích	lốp	xích	lốp	xích	lốp	xích	xích
Động cơ:											
- Mã hiệu											
Tốc độ di chuyển, km/h		51,5	65	65	74	74	100	100	(45)	145	145
Chiều sâu đào lớn nhất, m		-	-	-	-	-	-	-	-	4,6	4,6
Bán kính đào lớn nhất, m		-	-	-	-	-	-	-	-	6,950	7,500
Chiều cao đổ lớn nhất, m		-	-	-	-	-	-	-	-	10,160	10,600
Kích thước bao, mm		-	-	-	-	-	-	-	-	7040	7110
- Chiều dài										10630	10,630
- Chiều rộng										3410	3410
- Chiều cao										3320	3320
Khối lượng, kg		13700	12800	15200	18350	22600	21700	25600	10000	27560	28200

b) Tính chọn tổ hợp máy đào vào ô tô vận tải sao cho hợp lý, được thể hiện qua các đặc điểm sau:

* Đảm bảo năng suất cho cả máy đào và ô tô. Muốn đạt được điều kiện đó thì trọng tải của ô tô phải là bội số nguyên lần của trọng lượng đất trong gầu nghĩa là số gầu đầy đất do máy đào đổ lên ô tô phải là số nguyên mà ô tô không bị quá tải hoặc non tải.

$$Q = k \cdot q \cdot \frac{k_d}{k_t} \cdot \rho \quad (5-5)$$

Trong đó:

Q- trọng tải của ô tô (T);

q - dung tích hình học của gầu, m³;

k_d, k_t - hệ số làm đầy gầu và hệ số tơi của đất;

ρ - trọng lượng riêng của đất, (T/m³); được chọn theo bảng (5.3);

k - số gầu đất do máy đào đổ lên ô tô:

$$k = \frac{Q \cdot k_t}{q k_d \rho} \quad (5-5a)$$

k phải là một số nguyên và đảm bảo sao cho ô tô không bị chở quá tải hoặc non tải, thường chọn k = (4 -6) là hợp lý. Nếu lấy k lớn hơn thì thời gian để ô tô chờ nhận đất sẽ dài và năng suất của ô tô bị giảm.

Dựa vào tải trọng Q tính được ở trên, theo bảng 5.7 và 5.8, ta chọn được loại ô tô thích hợp với máy đào.

**Bảng 5.7. Tải trọng của ô tô tự đổ (tấn)
phụ thuộc vào dung tích gầu của máy đào**

Cự li vận chuyển	Trọng tải của xe ứng với dung tích gầu, của máy đào q(m ³)						
	q = 0,4m ³ *	q = 0,65m ³	q = 1m ³	q = 125m ³	q = 16m ³	q = 25m ³	q = 4,6m ³
0,5	4,5	4,5	7	7	10	-	-
1	7	7	10	10	10	12	27
1,5	7	7	10	10	12	18	27
2	7	10	10	12	18	18	27
3	7	10	12	12	18	27	40
4	10	10	12	18	18	27	40
5	10	10	12	18	18	27	40

Bảng 5.8. Đặc tính kỹ thuật của xe ô tô tải tự đổ

Thông số	GAZ - 53B	MAZ - 503A	KrAZ - 256b	Euclid' R32	Kamaz - 5511	Caterpillar 769c*	Komatsu HD205-3*	ZIL 130
Công suất, kW	84	132	176	295	132	336	220	95
Trọng lượng của xe, daN	3750	7100	10850	23600	9000	31000	19100	6500
Trọng tải, daN	3400	6000	8000	20000	6400	30000	18000	5000
Vận tốc, km/h:								
Số 1	20	10	20	10	25	25	25	20
Số 2	40	30	40	20	35	35	35	40
Số 3	50	40	50	30	45	45	45	50

Ghi chú: Xe ô tô có dấu "*" là xe có hai cầu chủ động.

* Số lượng ô tô phục vụ cho một máy đào được xác định theo công thức:

$$n = \frac{N_{sd} \cdot \rho \cdot T'_{CK}}{Q \cdot k_{tg}} + 1 \quad (5-5b)$$

Trong đó:

N_{sd} - năng suất sử dụng của máy đào, (m^3/h);

ρ - trọng lượng riêng của đất, (T/m^3), chọn theo bảng 5.3;

Q - trọng tải của ô tô, (T);

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian vận chuyển của ô tô;

T'_{CK} - thời gian một chu kỳ vận chuyển của ô tô, (h), được xác định theo công thức:

$$T'_{CK} = \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + t_d + 2t_q + t_c \quad (5-5c)$$

Trong đó:

L_1, L_2 - chiều dài quãng đường chạy đi có tải và chạy về không tải của ô tô, (km);

L_1 và L_2 có thể lấy bằng nhau và gọi chung là cự ly vận chuyển của ô tô, được chọn theo bảng 5.9.

v_1, v_2 - tốc độ di chuyển của ô tô khi chạy đi và chạy về, (km/h); theo bảng 5.8 hoặc có thể lấy theo tốc độ trung bình như trong bảng 5.10.

t_d - thời gian đổ đất của ô tô, (xe tự đổ), thường $t_d = 0,01h$;

t_q - thời gian một lần quay đầu của ô tô, thường $t_q = 0,02h$;

t_c - thời gian chờ nhận đất của ô tô, (h);

Thời gian t_c phụ thuộc vào số gầu đất do máy đào đổ lên ô tô (Cứ sau một chu kỳ làm việc của máy đào thì có một gầu đất được đổ lên ô tô). Do đó, thời gian t_c được xác định theo công thức:

$$t_c = k \cdot t_{CK}$$

k - số gầu đất do máy đào đổ lên ô tô, được xác định theo công thức (5-5a);

t_{CK} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy đào, h.

Bảng 5.9. Số lượng xe ô tô tự đổ phục vụ một máy đào

Cự li vận chuyển, km	Số lượng ô tô tự đổ phục vụ một máy đào			
	$Q \leq 5 (T)$		$Q = 8 \div 12(T)$	$Q = 20 \div 25(T)$
	Dung tích gầu, m^3			
	0,5 ÷ 0,65	0,8 ÷ 1,25	1,25 ÷ 2,5	3 ÷ 5
0.5	3	4	5	3
1	4	5	7	5
1.5	5	5	8	6
2	6	6	9	7
3	7	8	10	9
5	10	11	12	13

Bảng 5.10. Tốc độ trung bình, km/h (chạy đi và về) và cự li vận chuyển của ô tô

Cự li vận chuyển của ô tô, km	Tốc độ trung bình của ô tô (km/h) phụ thuộc tải trọng Q (T)			
	$Q = 3,5 \div 4,5 (T)$	$Q = 4,5 \div 6,0 (T)$	$Q = 7,0 \div 10 (T)$	$Q = 12 \div 25 (T)$
0,5	12,7	11,8	-	-
0,6	13,6	12,8	-	-
0,7	14,5	13,7	-	-
0,8	15,3	14,5	-	-
0,9	16,1	15,3	-	-
1,0	16,8	16,0	14,0	12,5
1,2	18,2	17,4	15,4	14,0
1,4	19,5	18,6	16,6	14,5
1,6	20,6	19,7	17,6	16,0
1,8	21,7	20,8	18,5	16,5
2,0	22,8	21,9	19,4	17,5
2,5	25,0	23,7	21,0	19,0
3,0	26,5	25,0	22,0	20,0
3,5	27,6	26,2	22,5	21,0
4,0	28,0	27,0	23,0	22,0

* Trong khi máy đào làm việc, thời gian quay máy từ vị trí đào đến vị trí đổ đất chiếm tỷ lệ lớn nhất, thường bằng (60-65)% thời gian chu kỳ làm việc của máy.

Vì vậy, phải chọn sơ đồ công nghệ hợp lý của máy đào và bố trí đường di chuyển ra, vào của ô tô sao cho góc quay của máy đào từ vị trí đào đất đến vị trí đổ đất là nhỏ nhất để giảm thời gian quay máy đến giá trị tối thiểu tức là giảm thời gian chu kỳ làm việc và nâng cao năng suất của máy.

Thông thường góc quay hợp lý không được lớn hơn 90^0 . Để đạt được điều đó, người ta thường bố trí ô tô đứng ở bên cạnh máy đào trong khi chờ nhận đất. Trong trường hợp bất khả kháng, do chiều rộng của khoang đào quá hẹp, ô tô không thể đứng bên cạnh máy đào thì bắt buộc phải bố trí ô tô đứng sau máy đào để nhận đất. Khi đó năng suất máy đào bị giảm nhiều.

c) Lựa chọn các thông số hợp lý của tầng đào

* Đối với máy đào gầu ngược và máy đào gầu thuận

- Chiều cao và chiều sâu tối thiểu $H_{\min}$ của tầng đào phải đảm bảo sao cho chỉ một lần gầu thực hiện chuyển động từ vị trí bắt đầu đào đến vị trí cuối quá trình đào là gầu đã được tích đầy đất. Giá trị của $H_{\min}$ phụ thuộc vào dung tích gầu và cấp đất thi công.

+ Với máy đào gầu thuận, $H_{\min}$ được chọn theo bảng 5.11.

+ Với máy đào gầu ngược, $H_{\min}$ được chọn theo bảng 5.12.

- Chiều cao lớn nhất của tầng đào đối với máy đào gầu thuận được chọn theo bảng 5.11a.

Bán kính đào lớn nhất của máy đào gầu ngược được chọn theo bảng 5.12a.

Bảng 5.11. Chiều cao nhỏ nhất của tầng đào với máy đào gầu thuận, m

Cấp đất	Dung tích gầu, m ³				
	0,25	0,4 - 0,5	0,65 - 0,8	1 - 1,25	1,6 - 2,5
I, II	1,5	1,5	2,5	3	3
III	2,5	2,5	4,5	4,5	4,5
IV	3	3,5	4,5 ÷ 5,0	4,5 ÷ 5,5	5,5 ÷ 6,0

Bảng 5.11a. Chiều cao lớn nhất của tầng đào đối với máy đào gầu thuận, m

Dung tích gầu, m ³	Góc nghiêng cần, độ	Chiều cao lớn nhất, m
0,25	45-60	4,8-5,5
0,3-0,5	45-60	6,6-7,8
0,65-0,8	45-60	6,8-7,9
1-1,25	45-60	8-9
1,65-2,5	45-60	9,3-10,8

Bảng 5.12. Chiều sâu đào nhỏ nhất của máy đào gầu ngược, m

Dung tích gầu, m ³	Chiều sâu đào nhỏ nhất, m	
	Đất không dính	Đất dính
0,25	1	1,5
0,3-0,5	1,2	1,8
0,65-0,8	1,5	2
1,-1,25	1,7	2,3

Bảng 5.12a. Bán kính đào lớn nhất đối với máy đào gầu ngược, m

Dung tích gầu, m ³	Góc nghiêng cần, độ	Bán kính đào lớn nhất, m
0,25	45-60	7,3
0,3-0,5	45	7,8
0,65-0,8	45	9,2
1-1,25	45	9,2

* Đối với máy đào gầu dây:

- Khi sử dụng máy đào gầu dây, chiều sâu khai thác của máy được chọn dựa vào dung tích gầu và các thông số khác của máy, theo bảng 5.13.

Bảng 5.13. Chiều sâu khai thác hợp lý của máy đào gầu dây, m

Dung tích gầu, m ³	Chiều dài cần, m	Góc nghiêng cần, độ	Chiều sâu khai thác khi đào, m	
			Phía bên máy	Phía trước máy
0,4 - 0,5	10	30 - 45	4,4 - 3,8	7,3 - 5
	13		6,6 - 5,9	10 - 9,5
0,65 - 0,8	11	30 - 45	3,5 - 2,5	7,5 - 6,5
	13		6 - 4,5	10 - 9,5
1 - 1,25	13	30 - 45	5,8 - 4,9	9,5 - 7,4
	16		8 - 7,1	12,2 - 9,6
1,6 - 2,5	1	30 - 45	7,4-6,5	12 - 9,6
	20		10,7-9,4	16,3 - 13,1
	25		14 - 12,5	20,6 - 16,6

- Chiều dài tối thiểu quãng đường di chuyển L của gầu từ khi gầu bắt đầu đào đến khi kết thúc quá trình đào và tích đầy đất vào gầu phụ thuộc vào chiều dài của gầu l_g và loại đất thi công, được xác định theo công thức kinh nghiệm sau:

Với đất nhẹ: $L = (2 - 3)l_g$; đất trung bình: $L = (3 - 4)l_g$; đất nặng: $L = (4 - 6)l_g$.

* Đối với máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp:

Để đảm bảo cho gầu có thể ăn sâu vào đất hoặc bốc xúc vật liệu rời một cách dễ dàng thì trọng lượng bản thân của gầu phải thắng được lực cản của đất hoặc vật liệu rời và được chọn theo bảng 5.14.

* Đối với máy đào gầu ngoạm, trọng lượng gầu ngoạm (khi điều khiển bằng cáp) phải chọn phù hợp với cấp đất thi công và loại vật liệu rời mà máy cần bốc xúc, theo bảng 5.14.

Bảng 5.14. Trọng lượng hợp lý của gầu ngoạm điều khiển bằng cáp, daN

Dung tích gầu, m ³	Cấp đất hoặc loại vật liệu	Trọng lượng của gầu, daN
0,4	Đất cấp I, II	800
0,65 - 0,8	Đất I, II	900 - 1450
	Đất cấp II, IV, đá tươi, sỏi nhỏ và cát	2200
1 - 1,25	Đất cấp I, II	1150 - 1950
	III, IV, đá dăm và sỏi nhỏ	2850
1,6	I, II	1600 - 2700
	III, IV, đá dăm và sỏi trung bình	4000

Máy xúc lật (đặc biệt là loại máy xúc lật thủy lực) sử dụng có hiệu quả xúc đất, đá dăm hay vật liệu rời khác ở các mỏ đất đá, mỏ than hay các mỏ lộ thiên. Cần mặt bằng thi công và tổ chức thi công hợp lý, chọn chế độ làm việc tối ưu hạn chế sự di chuyển trên cự li lớn để tránh hư hỏng cho lốp xe.

VÍ DỤ THỨ MƯỜI:

(Thực hành tính năng suất và tính chọn máy đào một gầu)

Hãy tính chọn máy đào một gầu và tổ hợp máy đào - ô tô vận tải để thi công rãnh đặt đường ống thoát nước?

Số liệu cho trước:

- Kích thước trung bình của rãnh: $L \times B \times H = 960 \times 2,5 \times 2,1\text{m}$;
- Cấp đất thi công: Cấp I;
- Thời gian thi công: 7 ngày; mỗi ngày làm việc 8h;
- Cự ly vận chuyển đất từ nơi đào đến nơi đổ: 1,2km.

Bài giải:

1. Chọn máy đào:

- Tổng thể tích đất cần đào được xác định dựa vào các kích thước trung bình của rãnh

$$V = L \times B \times H = 960 \times 2,5 \times 2,1 = 5040 \text{ (m}^3\text{)}$$

- Máy làm việc mỗi ngày một ca, mỗi ca 8 giờ. Thời gian đào của máy đào là 7 ngày.
 Từ đó, ta tính được năng suất yêu cầu của máy như sau:

$$Q_h = \frac{V}{7 \times 8} = \frac{5040}{7 \times 8} = 90 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

- Dựa vào công thức tính năng suất sử dụng của máy đào, ta sẽ xác định dung tích gầu:

$$Q_h = \frac{3600 \cdot q \cdot k_d \cdot k_{tg} \cdot k_v}{T_{ck} \cdot k_t}$$

$$\Rightarrow q = \frac{Q_h \cdot T_{ck} \cdot k_t}{3600 \cdot k_d \cdot k_{tg} \cdot k_v} \quad (D10-1)$$

Trong đó:

q - dung tích gầu (m^3);

k_d - hệ số làm đầy gầu. Thi công bằng máy đào gầu ngược, với đất cấp I, theo bảng 5.2 thì $k_d = (1,15 - 1,25)$. Lấy trong tính toán là 1,2;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian lấy $k_{tg} = (0,8 - 0,9)$, ta lấy $k_{tg} = 0,85$;

k_t - hệ số toi của đất theo bảng 5.3, với đất cấp I, $k_t = (1,1 - 1,3)$, nên ta chọn $k_t = 1,2$;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc, với máy đào gầu ngược thường: $T_{ck} = 17 - 20\text{s}$
 Ta chọn $T_{ck} = 20\text{s}$;

k_v - hệ số, phụ thuộc phương pháp di chuyển khi nhận đất của ô tô và số gầu đất đổ lên mỗi ô tô. Sơ bộ chọn ô tô đi vòng nhận đất và mỗi ô tô cần 4 đến 6 gầu, khi đó thường $k_v = (0,87 - 0,94)$, ta chọn $k_v = 0,91$;

Thay các số liệu trên vào công thức (D10-1) ta tính được dung tích cần thiết của gầu là:

$$q = \frac{Q_h \cdot T_{ck} \cdot k_t}{3600 \cdot k_d \cdot k_{tg} \cdot k_v} = \frac{90 \times 20 \times 1,2}{3600 \times 1,2 \times 0,85 \times 0,91} = 0,646 \text{ (m}^3\text{)}$$

Dựa vào dung tích gầu tính được như trên, ta chọn máy đào gầu ngược điều khiển bằng thủy lực SE - 130w do hãng Samsung sản xuất.

Các thông số kỹ thuật của máy đào SE-130w:

- Dung tích gầu: $0,65(\text{m}^3)$;
- Trọng lượng máy: 14,18 T ;
- Cơ cấu di chuyển: Bánh lốp
- Vận tốc di chuyển: 20 (km/h);
- Tốc độ quay bàn quay: 13(v/ph);
- Kích thước cơ bản của máy:
- + Chiều cao: 3120 (mm),

- + Chiều dài: 7355 (mm),
- + Chiều rộng: 2495 (mm),
- Động cơ:
- + Mã hiệu: Cummins 4BTA3.9-C
- + Công suất thiết kế: 100 ml
- Chiều sâu đào lớn nhất: 4480 mm
- Bán kính đào lớn nhất: 7570 mm
- Chiều cao đào lớn nhất: 7830 mm
- Thời gian 1 chu kỳ làm việc: 20 s

Tính năng suất sử dụng của máy đào SE -130w theo công thức:

$$N_{sd} = \frac{3600 \cdot q \cdot k_d \cdot k_{tg} \cdot k_v}{T_{ck} \cdot k_t} = \frac{3600 \times 0,65 \times 1,2 \times 0,85 \times 0,91}{20 \times 1,2} \approx 90,5 \quad (m^3/h)$$

Trong một ca, máy đào được khối lượng đất là: $90,5 \times 8 = 724 \quad (m^3)$

2. Chọn ô tô vận chuyển:

- Trọng tải của ô tô là bội số nguyên của trọng lượng đất trong gầu và được xác định theo công thức:

$$Q = k \cdot q \cdot \frac{k_d}{k_t} \cdot \gamma \quad (D10-2)$$

Trong đó: Q - trọng tải của ô tô (T);

$q = 0,65 \quad (m^3)$ - dung tích hình học của gầu;

$k_d = 1,2$; $k_t = 1,2$ - hệ số đầy gầu và hệ số rơi của đất (đã chọn ở trên);

$\gamma = 15 \text{ KN}/m^3 = 1,5 \text{ T}/m^3$ - trọng lượng riêng của đất;

k - số gầu đất đổ lên xe trong một lần vận chuyển đi đổ; thường $k = (4 - 6)$ là hợp lý, chọn $k = 5$;

Thay vào công thức (D10- 2), tính được trọng tải của ô tô là:

$$Q = 5 \times 0,65 \times \frac{1,2}{1,2} \times 1,5 = 4,875 \quad (T);$$

Ta chọn ô tô ZIL-130 của Liên bang Nga có:

- Trọng tải $Q = 5 \text{ T}$; Công suất: 130 mã lực;
- Tốc độ di chuyển theo số tiến của xe là: 20; 36; 40; 45; 60 và 72 (km/h).
- + Số lượng ô tô phục vụ một máy đào, theo công thức:

$$n_{\text{ôtô}} = \frac{N_{sd} \cdot \gamma \cdot T'_{ck}}{Q \cdot k_{tg}} + 1 \quad (D10-3)$$

Trong đó:

$N_{sd} = 90,5 \text{ m}^3/\text{h}$ - năng suất sử dụng một máy đào;

$Q = 5 \text{ (T)}$ - trọng tải của ô tô;

$\gamma = 1,5 \text{ T/m}^3$ - trọng lượng riêng của đất;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian vận chuyển của ô tô, lấy $k_{tg} = 0,9$;

T'_{ck} - thời gian một chu kỳ vận chuyển của ô tô, (h), được xác định theo công thức:

$$T'_{ck} = \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + t_d + 2t_q + t_{ch} \quad (\text{D10-4})$$

L_1, L_2 - chiều dài quãng đường chạy đi có tải và chạy về không tải của ô tô ; Theo số liệu cho trước: $L_1 = L_2 = 1,2\text{km}$;

v_1, v_2 - vận tốc di chuyển của ô tô khi chạy đi và chạy về.

Ô tô ZIL-130 có 6 số vận tốc: số 1:20 km/h; số 2:36 km/h; số 3:40 km/h; số 4:45 km/h; số 5:60 km/h; số 6:72 km/h;

Ở đây ta chọn $v_1 = 20 \text{ km/h}$; $v_2 = 40\text{km/h}$:

t_d - thời gian đổ đất của ô tô (xe tự đổ), lấy $t = 0,01\text{h}$;

t_q - thời gian một lần quay đầu của ô tô, lấy $t_q = 0,02\text{h}$;

t_{ch} - thời gian chờ nhận đất của ô tô, tính bằng 5 chu kỳ đào đất của máy đào:

$$t_{ch} = 5 \times 20\text{s} = 100\text{s} \approx 0,028 \text{ h}$$

Thay các số liệu vào công thức (D10-4), ta tính được chu kỳ vận chuyển ô tô:

$$T'_{ck} = \frac{1,2}{20} + \frac{1,2}{40} + 0,01 + 0,04 + 0,028 \approx 0,168 \text{ h}$$

Thay T'_{ck} vào công thức (D10 -3), ta xác định được số lượng ô tô vận chuyển:

$$n_{\text{ôtô}} = \frac{90,5 \times 1,5 \times 0,168}{5 \times 0,9} + 1 = 6$$

Vậy số lượng ô tô ZIL -130 với tải trong 5 tấn phục vụ cho máy đào SE-130w để vận chuyển đất trên cự ly 1,2km là 6 chiếc.

5.3. MÁY ỦI ĐẤT

5.3.1. Công dụng và phân loại máy ủi đất

a) Công dụng

Máy ủi là loại điển hình và đang được sử dụng rộng rãi nhất trong nhóm máy đào và chuyển đất. Vì vậy, công dụng chính của nó là để đào và chuyển đất ở cự ly hợp lý nhỏ

hơn 100m. Máy ủi còn được dùng để san đất, tạo ra mặt bằng trước khi xây dựng các công trình.

Trong thực tế hiện nay, máy ủi được sử dụng phổ biến và chủ yếu là để làm các công việc sau:

- Đào các hồ, ao và các kênh mương nông và rộng;
- Đào các móng nhà, chủ yếu là các nhà cao tầng có móng lớn;
- Đào đắp các nền đường giao thông và các đường phụ phục vụ cho thi công. Các mặt đường này có độ cao không quá 2m;
- San sơ bộ mặt bằng lớn để xây dựng các công trình như sân vận động, sân quảng trường, khu công nghiệp, khu đô thị mới...
- San lấp các móng nhà, các rãnh đặt đường ống dẫn nước, dẫn dầu, khí đốt ...
- Thu gom đất đá hoặc vật liệu thành từng đống để máy đào một gầu xúc đổ lên ô tô;
- Thu dọn hiện trường sau khi công trình thi công xong.

Trợ lực cho máy cạp khi nó làm việc gặp đất cứng hay chướng ngại vật... hoặc kéo các thiết bị máy móc khác.

Làm máy cơ sở để lắp thiết bị xới ở phía sau nhằm đa dạng hoá công dụng của máy.

b) Phân loại máy ủi

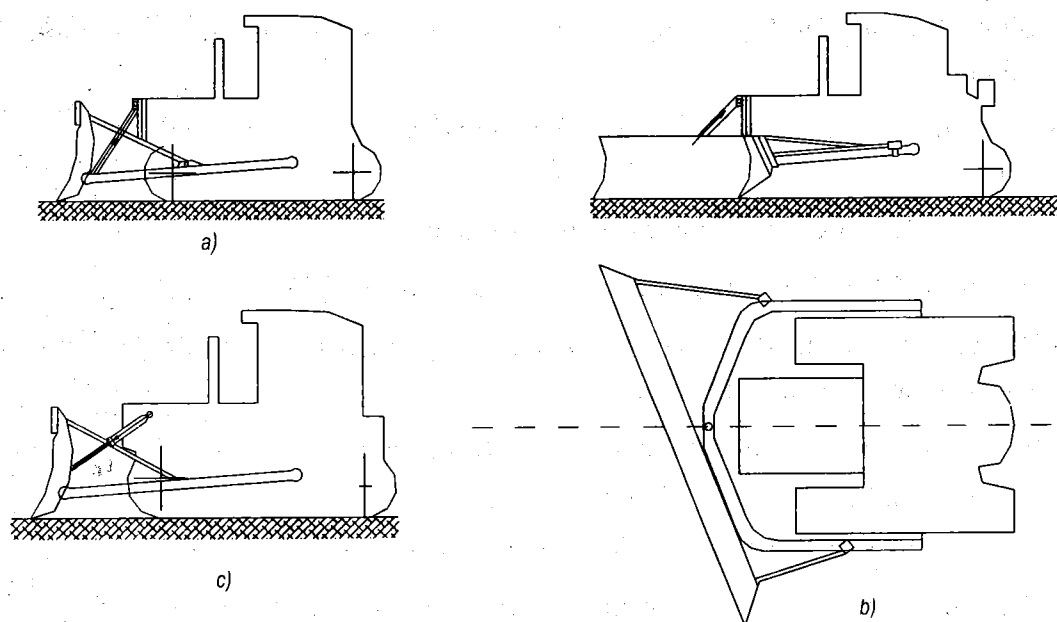
Máy ủi rất đa dạng về cả hình dáng và chủng loại, tuy nhiên việc phân loại chúng có thể dựa vào một số đặc điểm sau:

* Dựa vào kết cấu thiết bị ủi hay góc đặt của bàn ủi so với trục dọc của máy, có:

- Máy ủi thường có bàn ủi luôn luôn được đặt vuông góc với trục dọc của máy (hình 5.6a và c);
- Máy ủi vạn năng: Bàn ủi có khả năng quay được trong mặt phẳng ngang và đặt nghiêng so với trục dọc của máy một góc thường là $45^{\circ} \div 60^{\circ}$ (hình 5.6b). Do đó máy ủi vạn năng có khả năng làm việc linh hoạt hơn máy ủi thường.

* Dựa vào cơ cấu di chuyển, có các loại sau:

- Máy ủi bánh xích: Loại này có áp suất xuống đất nhỏ, lực bám lớn nên có thể làm việc những nơi nền đất yếu hoặc có độ dốc lớn, nhưng lại có tốc độ nhỏ, chỉ di chuyển trong phạm vi công trường, không thể tự di chuyển trên cự ly lớn.
- Máy ủi bánh hơi: Loại này có áp suất xuống đất lớn hơn nên chỉ làm việc với nền đất khô, chặt tuy nhiên loại này lại có khả năng di chuyển với tốc độ cao hơn máy bánh xích và có thể tự di chuyển trên đường với cự ly xa.



Hình 5.6. Các loại máy ủi: a) Máy ủi thường (bàn ủi không quay) điều khiển bằng cáp; b) Máy ủi vạn năng (bàn ủi quay) điều khiển bằng thủy lực; c) Máy ủi thường điều khiển bằng thủy lực.

* Dựa vào công suất và lực kéo: Có thể phân loại máy ủi theo bảng sau:

Loại máy ủi	Công suất động cơ (kW)	Lực kéo (T)
Rất nhỏ	Đến 15	Đến 2,5
Nhỏ	15 ÷ 60	2,5 ÷ 7,5
Trung bình	60 ÷ 110	7,5 ÷ 15
Lớn	110 ÷ 220	15 ÷ 20
Rất lớn	>220	>30

* Dựa vào phương pháp điều khiển thiết bị ủi, có:

- Máy ủi điều khiển bằng cáp (hình 5.6a): Việc nâng hạ thiết bị làm việc được thực hiện bằng hệ thống tời và palăng cáp.

- Máy ủi điều khiển bằng thủy lực (hình 5.6b, c): Việc nâng hạ thiết bị làm việc được thực hiện bằng các xilanh thủy lực.

Trong đó, máy ủi điều khiển thủy lực có nhiều ưu điểm hơn nên đang được sử dụng rộng rãi và sẽ thay thế dần cho máy ủi điều khiển bằng cáp.

- Máy ủi điều khiển từ xa bằng điện từ: Loại này do người Nhật chế tạo thí điểm, được dùng để khai thác khoáng sản dưới đáy đại dương. Tuy nhiên, cấu tạo của máy hiện đại, phức tạp, giá thành cao nên không được sử dụng phổ biến.

5.3.2. Cấu tạo của máy ủi

Sơ đồ cấu tạo máy ủi được thể hiện trên hình 5.7.

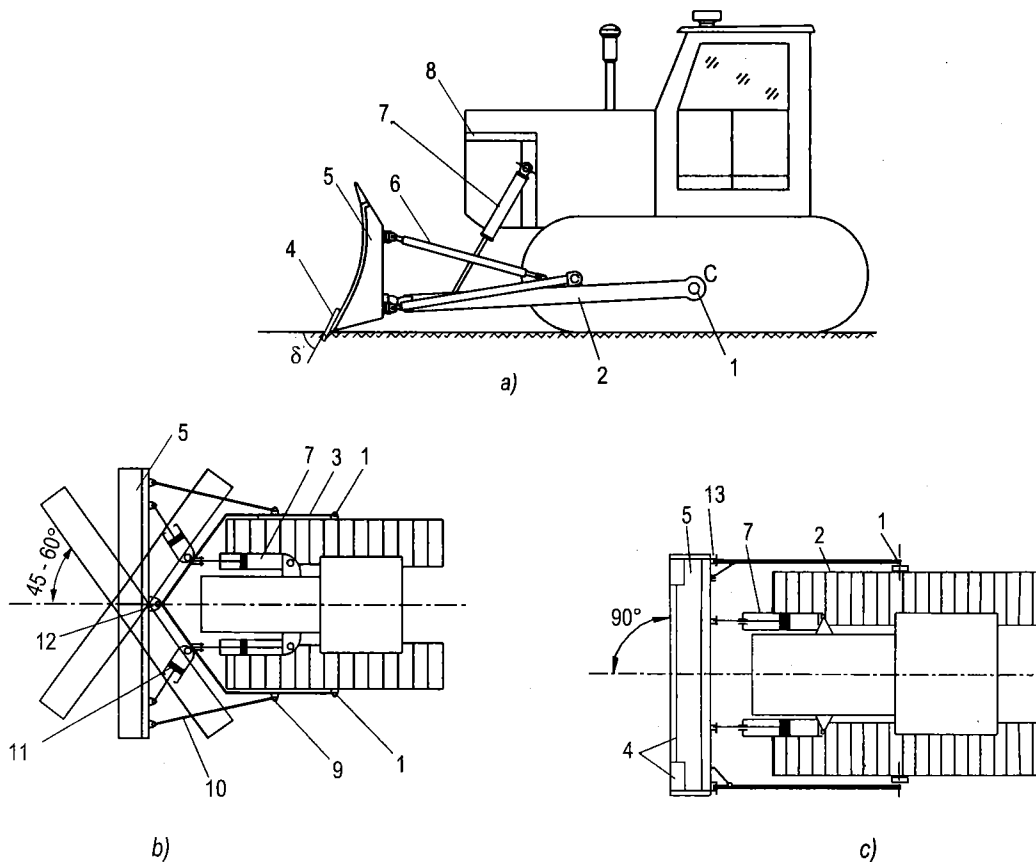
a). Máy ủi thường

Máy ủi thường có cấu tạo như hình (5.7c), gồm các bộ phận sau:

Khung ủi số 2 được lắp với máy kéo cơ số 8 bằng khớp bản lề số 1. Khung ủi này gồm 2 dầm riêng rẽ, có dạng hình hộp và liên kết với bàn ủi bằng khớp trụ nằm ngang số 13.

Bàn ủi số 5 luôn được đặt vuông góc với trục dọc của máy. Do đó, khi máy di chuyển thẳng về phía trước để đào chuyển đất thì khối đất trước bàn ủi cũng được đẩy chuyển động thẳng cùng với máy.

Phía trước và phía dưới bàn ủi có lắp lưới cắt số 4 (hình 5.7a). Lưới cắt này được lắp với bàn ủi bằng vít hoặc bu lông và gồm ba dao. Sở dĩ không làm một dao liền là vì hai dao cạnh thường làm việc nhiều hơn nên mòn nhanh hơn dao giữa. Khi đó, chỉ cần thay hai dao cạnh.



Hình 5.7: Cấu tạo máy ủi: a) Hình chiếu đứng của máy ủi; b) Hình chiếu bằng của máy vận nặng; c) Hình chiếu bằng của máy ủi thường.

b) Máy ủi vạn năng:

Cấu tạo của máy ủi vạn năng khác với máy ủi thường là: Khung ủi số 3 có dạng đầm hình chữ U liên tục (hình 5.7b) và được liên kết với bàn ủi bằng khớp cầu 12. Hai xi lanh 11 làm việc độc lập với nhau (xi lanh này vươn ra thì xi lanh kia co lại); nhờ vậy mà bàn ủi có thể quay quanh khớp cầu 12 trong mặt phẳng ngang và được đặt nghiêng so với trục dọc của máy một góc $\varphi = 45^\circ \div 60^\circ$. Khi đó, con chạy số 9 và thanh đẩy nằm ngang số 10 sẽ di trượt dọc theo đường ray dẫn hướng, được hàn với khung ủi số 3.

Máy ủi vạn năng thường được dùng trong công tác san lấp, sẽ linh hoạt hơn và cho năng suất cao hơn máy ủi thường.

Thanh chống xiên số 6 (hình 5.7a) ở máy ủi thường cũng như máy ủi vạn năng có thể thay đổi được chiều dài nhờ cơ cấu vít (kiểu tăng đơ) để thay đổi góc cắt đất của bàn ủi khi thi công với các loại đất khác nhau. Góc cắt đất của bàn ủi là góc tạo bởi giữa dao cắt và mặt đất. Góc δ trên hình 5.7a.

Khi thi công đất mềm, thì bàn ủi đào đất với góc cắt lớn; khi thi công đất rắn, chặt thì góc cắt phải nhỏ để giảm lực cản cắt của đất tác dụng lên bàn ủi.

Hai xi lanh số 7 làm việc đồng thời để nâng hạ thiết bị ủi trong quá trình làm việc.

5.3.3. Nguyên lý làm việc của máy ủi

Máy ủi làm việc theo chu kỳ, một chu kỳ gồm 4 giai đoạn:

a) Giai đoạn đào và tích đất trước bàn ủi

Đầu tiên máy ủi tiến hành cắt đất với chiều sâu cắt lớn nhất. Bàn ủi vừa chuyển động theo phương đứng để ấn sâu dao cắt vào đất, vừa di chuyển theo phương ngang cùng với máy, sau đó bàn ủi được nâng dần lên để giảm chiều dày phôi cắt. Vết cắt có dạng hình tam giác (hình 5.8a).

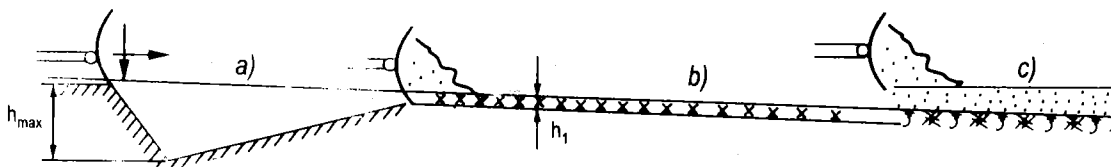
Đây là giai đoạn mà máy ủi chịu các lực cản lớn nhất nên nó di chuyển với tốc độ chậm nhất (thường là tay số 1 của máy kéo cơ sở).

b) Giai đoạn chuyển đất

Khi phía trước bàn ủi đã được tích đầy đất thì kết thúc giai đoạn đào đất và bắt đầu giai đoạn chuyển đất. Trong khi chuyển đất về phía trước, đất sẽ bị rơi vãi sang hai bên bàn ủi. Để bù lại lượng đất đó, đồng thời với việc chuyển đất, người điều khiển máy cho bàn ủi tiến hành cắt đất với chiều sâu h_1 (thường $h_1 = 0,1 \div 0,2$ m). Chiều sâu h_1 không thay đổi trên suốt chiều dài quãng đường chuyển đất (hình 5.8b).

c) Giai đoạn đổ đất

Máy ủi thường đổ đất bằng cách san rải thành lớp (hình 5.8c). Chiều dày lớp đất rải là khoảng cách từ dao cắt xuống mặt đất. Nếu nơi thi công không cần lượng đất mà máy ủi đào chuyển đến thì máy ủi đổ đất bằng cách vun đất thành đống, tạo điều kiện thuận lợi cho máy đào một gầu vào xúc đất đổ lên ô tô mang đi nơi khác.



Hình 5.8. Sơ đồ biểu diễn quá trình làm việc của máy ủi

d) *Giai đoạn chạy không tải về vị trí cũ*

Sau khi đổ đất xong, máy ủi chuyển sang giai đoạn chạy không tải về vị trí cũ.

Theo kinh nghiệm: Nếu cự ly đào chuyển nhỏ hơn 50m thì gài số lùi cho máy chạy lùi không tải về vị trí cũ với số lùi cao nhất của máy kéo cơ sở. Nếu cự ly đào chuyển đất lớn hơn 50m thì cho máy quay đầu và chạy tiến không tải với số tiến cao nhất về vị trí cũ để rút ngắn thời gian chạy không tải.

5.3.4. Xác định năng suất máy ủi đất

Năng suất của máy ủi được xác định trong hai trường hợp:

a) *Khi đào và chuyển đất:*

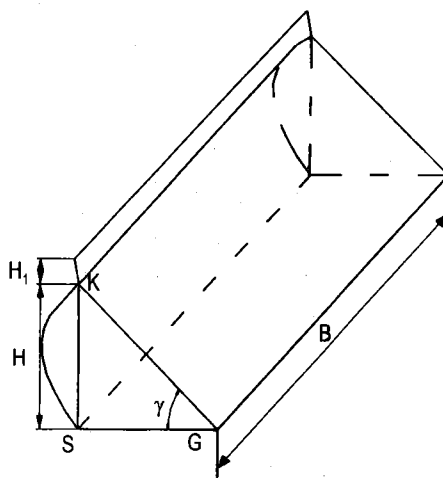
Năng suất sử dụng của máy ủi khi đào và chuyển đất được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600 \cdot V_d \cdot k_d \cdot k_{tg}}{T_{ck} \cdot k_t}, \quad m^3/h. \quad (5-6)$$

Trong đó:

Biểu thức $\frac{3600}{T_{ck}}$ - số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

V_d - thể tích khối đất ở trước bàn ủi ở vị trí bắt đầu đổ, m^3 . Một cách gần đúng, ta có thể xem đó là thể tích hình lăng trụ, có đáy là tam giác vuông GKS (hình 5.9) và chiều cao là B. Từ đó, ta có công thức xác định thể tích khối đất trước bàn ủi như sau:



Hình 5.9. Sơ đồ tính thể tích khối đất trước bàn ủi

$$V = \frac{BH^2}{2\text{tg}\gamma} \quad (5-7)$$

B, H- chiều rộng và chiều cao của bàn ủi, m;

γ - góc chảy tự nhiên của đất;

k_d - hệ số kể đến ảnh hưởng đo độ dốc của nền đất đến năng suất máy.

k_t - hệ số tơi của đất;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy, s; được xác định như sau:

Máy ủi thi công theo sơ đồ tiến quay, ta có thể xác định thời gian một chu kỳ làm việc của máy theo công thức:

$$T_{ck} = t_1 + t_2 + t_3 + n.t_d + m.t_h + 2t_q$$

Hay:
$$T_{ck} = \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + \frac{L_1 + L_2}{v_3} + n.t_d + m.t_h + 2t_q \quad (5-7a)$$

Trong đó:

t_1, t_2, t_3 - thời gian đào, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu;

$n.t_d$ - số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ (sang số); Thường: $n = 3 \div 4$ lần và $t_d = 4 \div 5s$;

$m.t_h$ - số lần và thời gian một lần nâng hạ bàn ủi; Thường: $m = 3 \div 4$ lần và $t_h = 4 \div 5s$;

t_q - thời gian một lần quay đầu máy ủi (nếu có quay đầu máy ở cuối hành trình làm việc); Thường $t_q = 15 \div 20s$;

Nếu máy ủi thi công theo sơ đồ tiến - lùi thì trong công thức để xác định thời gian chu kỳ làm việc của máy sẽ không kể đến thời gian quay đầu máy t_q .

L_1 - chiều dài quãng đường đào và tích đất trước bàn ủi, thường $L_1 = 5 \div 7m$;

L_2 - quãng đường chuyển đất. Thường $L_2 = 30 \div 60 m$;

v_1, v_2, v_3 - tương ứng là các vận tốc của máy khi đào đất, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu; Theo kinh nghiệm ta có thể chọn các vận tốc này dựa vào các tay số của máy kéo cơ sở như sau: v_1 ứng với vận tốc ở số 1; v_2 ứng với vận tốc ở số 2 hoặc 3 của máy kéo cơ sở; v_3 ứng với vận tốc ở số gần với số cao nhất hoặc cao nhất của máy kéo cơ sở;

2. Biện pháp nâng cao năng suất máy ủi khi đào - chuyển đất

Từ công thức (5-6) ta thấy rằng: Để nâng cao năng suất của máy ủi khi đào và chuyển đất cần sử dụng các biện pháp sau:

+ Tăng thể tích khối đất trước bàn ủi và giảm lượng đất rơi vãi sang hai bên bàn ủi trong khi chuyển đất về phía trước, bằng cách:

- Dùng hai máy ủi làm việc đồng thời và song hành với nhau. Khi đó cũng hạn chế được lượng đất rơi vãi trong quá trình vận chuyển (xem hình 5.10).

- Tạo ra bờ đất hai bên trước khi cho máy ủi đào và chuyển đất giữa hai bờ đó. Vì vậy, sẽ giảm được lượng đất rơi vãi sang hai bên trong quá trình máy ủi vận chuyển đất về phía trước.

- Riêng với máy ủi thường, làm thêm tấm chắn ở hai đầu bàn ủi.

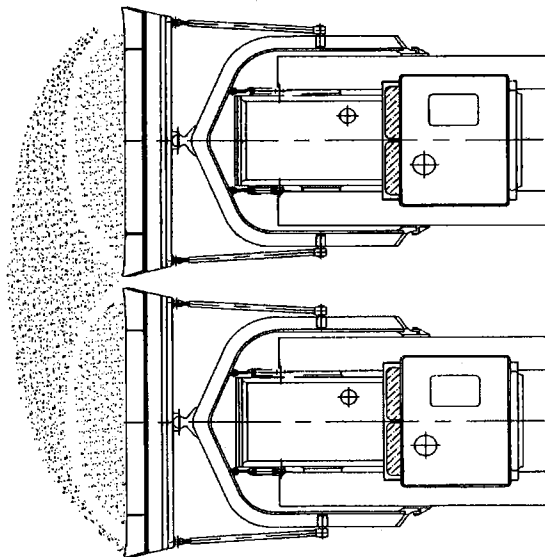
+ Cần phải giảm thời gian chu kỳ làm việc của máy, bằng cách:

- Sử dụng thật hợp lý chế độ lực kéo tiếp tuyến của máy trong từng giai đoạn làm việc. Nghĩa là phải cho máy di chuyển với các vận tốc khác nhau tùy thuộc vào giá trị lực cản tác dụng lên máy ủi trong các giai đoạn của một chu kỳ làm việc.

- Trong điều kiện có thể, nên cho máy làm việc xuống dốc (tránh làm việc lên dốc) để giảm lực cản dốc. Do đó, sẽ giảm thời gian một chu kỳ làm việc và tăng năng suất của máy.

- Tùy thuộc từng máy và chiều dài đào mà chuyển đào chuyển đất, có thể cho máy thi công theo kiểu tiến lùi hay tiến quay cho thích hợp để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc của máy.

+ Nếu cự ly đào và chuyển đất lớn hơn 100 m, nên cho máy thi công theo kiểu “cuốn chiếu”, nghĩa là phân chia thành các đoạn thi công có cự ly thích hợp từ 40 ÷ 60m. Máy thi công xong từng đoạn rồi mới thi công đoạn tiếp theo.



Hình 5.10. Hai máy ủi đồng thời làm việc song song với nhau

b) Xác định năng suất máy ủi khi san đất:

Khi san đất, máy ủi thi công theo sơ đồ tiến - quay (hình 5.11). Do đó, năng suất máy ủi khi san đất được xác định theo công thức:

$$Q_s = \frac{3600.L.(B.\sin \varphi - c).k_{tg}}{n\left(\frac{L}{v} + t_q\right)}, \quad m^2/h \quad (5-8)$$

Trong đó: L - chiều dài quãng đường san đất, m (hình 5.8b);

B - chiều rộng bàn ủi, m;

φ - góc quay của bàn ủi hay góc nghiêng giữa bàn ủi và trục dọc của máy;

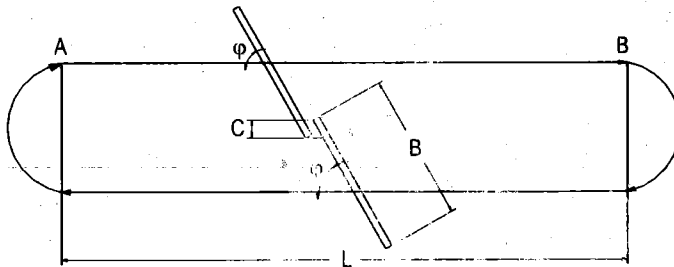
c - chiều rộng bàn ủi trùng lên nhau giữa hai lần san; thường $c = (0.3 \div 0.5)$, m;

n - số lần san đất tại một tuyến để đạt được độ phẳng theo yêu cầu;

Thông thường: $n = 2 \div 3$;

v - vận tốc di chuyển của máy khi san đất, m/s;

t_q - thời gian một lần quay đầu máy ủi, s. Thường $t_q = (15 \div 25)$, s;



Hình 5.11. Sơ đồ xác định năng suất máy ủi khi san đất.

VI DỤ THỰC

Tính toán lực kéo, công suất và năng suất của máy ủi vận hành D50A-16

(Do hãng Komatsu chế tạo)

I. Số liệu cho trước

- Thiết bị ủi được lắp trên máy kéo xích 4D-130 (do hãng Komatsu chế tạo).
- Máy được điều khiển bằng thủy lực và làm việc với độ dốc nền.
- Độ dốc của mặt nền - nơi máy thi công $\alpha = 10\%$;
- Đặc tính kỹ thuật của máy kéo xích 4D-130:
 - + Công suất của động cơ: $N = 80$ kW
 - + Lực kéo danh nghĩa: $T = 123$ kN
 - Tốc độ (km/h):
 - Tốc độ tiến: 2,36; 3,75; 4,66; 6,55; 9,25 km/h.
 - + Tốc độ lùi: $(2,79 \div 7,15)$ km/h.
 - + Trọng lượng máy ủi: $G_m = 145,2$ kN;
 - + Trọng lượng thiết bị ủi: $G_{TB} = 17,2$ kN
 - + Chiều rộng bàn ủi: $B = 3,55$ m;
 - + Chiều cao bàn ủi: $H = 1,0$ m;
 - + Góc tạo bởi bàn ủi và trục dọc của máy hay góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang: $\varphi = 60^\circ$;
 - + Góc cắt đất của dao cắt lắp ở phía trước bàn ủi: $\delta = 52^\circ$.

II. Tính toán lực kéo và công suất của máy ủi

Việc tính toán lực kéo và công suất của máy ủi được tiến hành ở giai đoạn vận chuyển đất. Máy ủi muốn di chuyển được trong khi làm việc thì lực kéo tiếp tuyến của máy phải thoả mãn điều kiện cần và đủ sau:

$$\sum W \leq P_k \leq P_b$$

$\sum W$ - tổng lực cản tác dụng lên máy ở giai đoạn vận chuyển đất;

P_k - lực kéo tiếp tuyến của máy;

P_b - lực bám giữa cơ cấu di chuyển và mặt đất.

1. Xác định lực kéo theo tổng lực cản (theo điều kiện cần)

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \leq P_k \quad (D11-1)$$

a) Xác định lực cản cắt W_1

Trong quá trình vận chuyển, đất sẽ bị rơi vãi sang hai bên bàn ủi. Để bù lại lượng đất đó nhằm nâng cao năng suất máy, người điều khiển phải cho máy ủi tiến hành cắt đất với chiều sâu h_1 (chiều sâu này không thay đổi trên suốt chiều dài quãng đường chuyển đất). Vì vậy, trong khi vận chuyển đất, máy ủi chịu lực cản cắt của đất tác dụng lên dao cắt của bàn ủi. Với máy ủi vận năng (có bàn ủi quay được trong mặt phẳng ngang) lực cản cắt được xác định theo công thức:

$$W_1 = k \cdot B \cdot h_1 \cdot \sin \varphi \quad (D11-2)$$

Trong đó:

k - lực cản cắt riêng; Giá trị của k khi góc cắt $\delta = 45^\circ \div 60^\circ$, phụ thuộc vào cấp đất, được xác định bằng thực nghiệm và cho kết quả như sau:

Với đất cấp I có $k = 10 \div 55, \text{kN/m}^2$;

Với đất cấp II có $k = 57 \div 110, \text{kN/m}^2$;

Với đất cấp III có $k = 110 \div 170, \text{kN/m}^2$;

Với đất cấp IV có $k = 170 \div 240 \text{ kN/m}^2$;

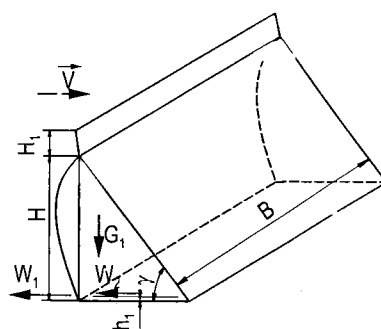
Theo số liệu cho trước, máy ủi làm việc với đất cấp III nên ta chọn:

$$k = 120 \text{ KN/m}^2.$$

B - chiều rộng bàn ủi: $B = 3,55 \text{ m}$

φ - góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang $\varphi = 60^\circ$.

h_1 - chiều sâu cắt trong giai đoạn vận chuyển đất để bù lại lượng đất bị rơi vãi sang hai bên bàn ủi:



Hình D11-1. Sơ đồ xác định lực cản cắt và lực cản do khối đất lăn trước bàn ủi

$$h_1 = \frac{k_1 \cdot V}{B} \quad (D11-3)$$

k_1 - hệ số kể đến sự rơi vãi đất sang hai bên trên 1 m quãng đường vận chuyển đất; thường $k_1 = 0,06 \div 0,07$; Chọn $k_1 = 0,06$;

V - thể tích khối đất trước bàn ủi;

Khi xác định lực kéo và công suất của máy ủi thì thể tích khối đất trước bàn ủi phải tính ở trường hợp đất được tích đầy hết chiều cao tổng thể của bàn ủi (kể cả tấm chắn phía trên) nghĩa là thể tích khối đất đó có giá trị lớn nhất và được xác định như sau:

$$V = \frac{H_T^2 \cdot B}{2 \cdot \text{tg} \gamma} \quad (D11-4)$$

H_T - chiều cao tổng thể của bàn ủi (kể cả tấm chắn phía trên);

$$H_T = H + H_1$$

H_1 - chiều cao tấm chắn (xem hình D11-1); Thường $H_1 = (0,15 \div 0,25)H$. Ta chọn:

$$H_1 = 0,2 \cdot H = 0,2 \times 1,0 = 0,2 \text{ m};$$

$$\text{Do đó: } H_T = 1,0 + 0,2 = 1,2$$

γ - góc chảy rự nhiên của đất; Đất cấp III có $\gamma = 45^\circ \div 50^\circ$; Chọn $\gamma = 45^\circ$.

B - chiều rộng bàn ủi $B = 3,55 \text{ m}$

Thay các giá trị H_T , γ , B vào (D11-4) có:

$$V = \frac{1,2^2 \times 3,55}{2 \times \text{Tg} 45^\circ} = 2,3 \text{ m}^3;$$

Thay $V = 2,3 \text{ m}^3$ vào (D11-3) có:

$$h_1 = \frac{0,06 \times 2,3}{3,55} = 0,04 \text{ m};$$

Thay h_1 vào (D11-2), ta xác định được:

$$W_1 = 110 \times 3,55 \times 0,04 \times \sin 60^\circ = 13,5 \text{ kN}$$

b) *Xác định lực cản di chuyển do khối đất lăn trước bàn ủi W_2*

Khi khối đất lăn trước bàn ủi trong quá trình vận chuyển sẽ xuất hiện lực cản ma sát giữa khối đất đó và mặt nền đất cơ bản. Đó chính là lực cản W_2 .

$$W_2 = V \cdot \rho \cdot \mu_2 \cdot \sin \varphi \quad (D11-5)$$

V - thể tích khối đất trước bàn ủi, $V = 2,3 \text{ m}^3$;

φ - góc quay của bàn ủi trong mặt phẳng ngang $\varphi = 60^\circ$

ρ - trọng lượng riêng của đất, được chọn theo bảng D11.1.

Theo bảng D11.1 thì đất cấp III có: $\rho = 17 \div 18 \text{ kN/m}^3$;

Ta chọn $\rho = 17,5 \text{ kN/m}^3$.

Bảng D11.1. Trọng lượng riêng của đất ρ và hệ số tơi của đất k_t

Cấp đất	Loại đất	Trọng lượng riêng ρ (kN/m ³)	Hệ số tơi k_t
I	Đất cát, á cát ẩm, đất canh tác, than bùn	15 – 16	1,10 – 1,30
II	Á sét màu vàng tơi, hoàng thổ khô và tơi	16 – 17	1,15 – 1,28
III	Sét, á sét chặt, hoàng thổ ẩm và chặt	17 – 18	1,24 – 1,32
IV	Sét khô và chặt, đất á sét lẫn sỏi hoặc đá; hoàng thổ khô và mecghen mềm	18 – 19	1,30 – 1,37
V	Đất đồi khô cứng lẫn sỏi, quặng; mecghen cứng	20 – 21	1,35 – 1,40

μ_2 - hệ số ma sát giữa đất và đất (hay hệ số ma sát trong của đất), giá trị của nó phụ thuộc vào tính chất của đất và cho trong bảng D11.2.

Theo bảng D11.2, với đất cấp III ta lấy $\mu_2 = 0,70$;

Bảng D11.2. Hệ số ma sát trong và hệ số ma sát ngoài của đất

Cấp đất	Loại đất	Hệ số ma sát trong μ_2	Hệ số ma sát ngoài μ_1
I	Than bùn	0,9 – 1,0	0,1 – 0,5
	Cát khô và á cát ẩm tự nhiên	0,4 – 0,7	0,4 – 0,5
II	Á sét tơi, ẩm tự nhiên	0,7 – 0,8	0,5 – 0,6
III	Đất á sét khô, chặt	0,7 – 0,9	0,6 – 0,7
IV	Hoàng thổ rắn, sét khô chặt	0,62 – 0,78	0,75
V	Đất đồi khô, rắn lẫn đá vôi, sỏi, quặng	0,9	0,84

Thay các giá trị trên vào công thức (D11-5), ta được:

$$\Rightarrow W_2 = 2,3.17,5.0,7.\sin 60^\circ = 21,7 \text{ KN}$$

c) *Xác định lực cản di chuyển do khối đất cuộn lên phía trên bàn ủi và di trượt dọc bàn ủi tạo ra W_3 .*

Trong khi vận chuyển, khối đất trước bàn ủi nén vào bề mặt làm việc của bàn ủi một áp lực N . Lực N sẽ gây nên lực ma sát chống lại sự di chuyển của khối đất khi nó cuộn lên phía trên bàn ủi (F'_{ms}). Đồng thời do bàn ủi được đặt nghiêng so với phương di chuyển của máy nên khi đất di chuyển dọc bàn ủi sẽ gặp lực ma sát (F''_{ms}) giữa bàn ủi và đất. Hai thành phần lực ma sát đó chiếu theo phương di chuyển sẽ tạo ra lực cản di

chuyển W_3 do đất cuốn lên phía trên và di trượt dọc bàn ủi tạo ra. Vì vậy, lực cản W_3 được xác định như sau:

$$W_3 = W'_3 + W''_3 \quad (D11-6)$$

Trong đó:

$$W'_3 = F'_{ms} \cdot \cos \delta \cdot \sin \varphi \quad (D11-7)$$

$$W''_3 = F''_{ms} \cdot \cos \varphi \quad (D11-7a)$$

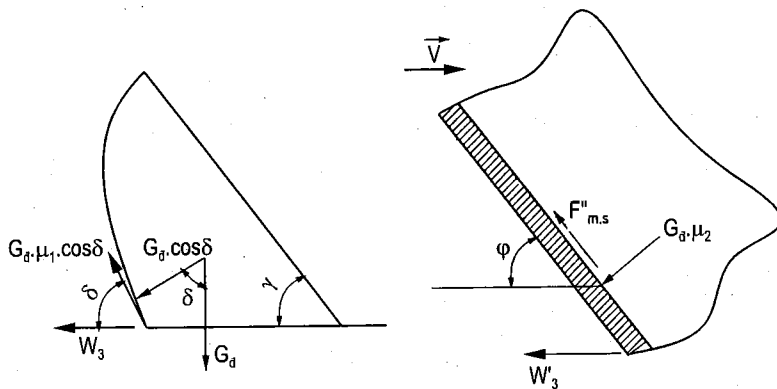
$$F'_{ms} = \mu_1 \cdot N = \mu_1 \cdot G_d \cdot \cos \delta \quad (D11-8)$$

$$F''_{ms} = \mu_1 \cdot G_d \cdot \mu_2 \quad (D11-8a)$$

μ_1 - hệ số ma sát giữa đất và thép đất (hay hệ số ma sát ngoài của đất);

μ_2 - hệ số ma sát giữa đất và đất;

Theo bảng D11.2, với đất cấp III, ta có $\mu_1 = 0,6$; $\mu_2 = 0,70$;



Hình D11-2. Sơ đồ xác định lực cản do đất cuốn lên phía trên bàn ủi

G_d - trọng lượng khối đất trước bàn ủi:

$$G_d = V \cdot \rho = 2,3 \times 17,5 = 40,2 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F'_{ms} = 0,6 \times 40,2 \times \cos 52^\circ = 12,4 \text{ kN}$$

$$\Rightarrow F''_{ms} = 0,6 \times 40,2 \times 0,7 = 16,8 \text{ kN}.$$

Thay giá trị của các lực ma sát cùng với giá trị của các góc:

δ - góc cắt đất, $\delta = 52^\circ$;

φ - góc nghiêng bàn ủi so phương di chuyển của máy: $\varphi = 60^\circ$.

vào công thức (D11-7) và (D11-7a), ta có:

$$W'_3 = 12,4 \cdot \cos 52^\circ \cdot \sin 60^\circ = 6,7 \text{ kN}$$

$$W''_3 = 16,8 \cdot \cos 60^\circ = 7,0 \text{ kN};$$

Thay các giá trị của W'_3 và W''_3 vào công thức (D11-6) ta xác định được:

$$W_3 = W'_3 + W''_3 = 6,7 + 7,0 = 13,7 \text{ kN}$$

d) Xác định lực cản di chuyển máy ủi W_4 .

$$W_4 = G_m \cdot (f \pm i) \quad (\text{D11-9})$$

G_m - trọng lượng máy ủi, $G_m = 145,2 \text{ kN}$;

f - hệ số cản lăn của cơ cấu di chuyển, được chọn theo bảng D11.3:

Với đất cấp III (đất thịt, sét khô), máy ủi bánh xích thường có $f = 0,10$;

i - độ dốc của bề mặt làm việc: $i = 10\% = 0,10$;

Ta xét cho trường hợp máy làm việc lên dốc (lấy dấu +)

$$\Rightarrow W_4 = 145,2 \cdot (0,10 + 0,10) = 29 \text{ kN}$$

Bảng D11-3. Giá trị hệ số cản lăn f của cơ cấu di chuyển

Loại đường (hoặc nền đất)	Bánh xích	Bánh hơi	Bánh lu thép, gang
Đường nhựa, đường bê tông	0,06	0,015	0,02
Các loại đường đất khô, đã được đầm chặt	0,06 – 0,08	0,03 – 0,05	0,06 – 0,10
Đường có cỏ, ướt	0,07	0,08	0,14
Đường đất thịt, đất sét khô	0,10	0,16	0,20
Đất cát khô	0,15	0,20	0,30
Cát ẩm	0,10	0,16	0,40
Đất canh tác có nước	0,15	0,25	0,40

e) Xác định lực cản ma sát giữa dao cắt bàn ủi và đất W_5 .

Lực cản này chỉ được tính khi dao cắt bị mòn (cùn), theo công thức:

$$W_5 = \mu_1 \cdot (R_2 + G_{TB}) \quad (\text{D11-10})$$

μ_1 - hệ số ma sát giữa thép và đất, $\mu_1 = 0,6$;

G_{TB} - trọng lượng thiết bị ủi: $G_{TB} = 17,2 \text{ kN}$;

R_2 - phản lực của đất tác dụng lên dao cắt theo phương thẳng đứng

$$R_2 = k \cdot x \cdot B \quad (\text{D11-11})$$

k - hệ số khả năng chịu tải của đất, $k = 50 \div 60 \text{ N/cm}^2$;

Chọn: $k = 50 \text{ N/cm}^2 = 500 \text{ kN/m}^2$

x - chiều rộng mòn cùn của dao cắt, thường $x = 1,0 \div 1,5 \text{ cm}$: Lấy $x = 1,0 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$

$$\Rightarrow R_2 = 500 \times 0,01 \times 3,55 = 17,7 \text{ kN};$$

$$W_5 = 0,6(17,7 + 17,2) = 20,9 \text{ kN.}$$

Vậy, tổng lực cản tác dụng lên máy ủi là:

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5$$

$$\sum W = 13,5 + 21,7 + 13,7 + 29 + 20,9 = 98,8 \text{ kN.}$$

Lực kéo tiếp tuyến tối thiểu phải cân bằng với tổng các lực cản, nghĩa là:

$$P_k = \sum W = 98,8 \text{ kN}$$

2. Xác định lực bám giữa cơ cấu di chuyển với mặt đất

$$P_b = \varphi \cdot G_b \quad (\text{D11-12})$$

Trong đó:

φ - hệ số bám, được chọn theo bảng D11.4.

Bảng D11.4. Giá trị hệ số bám φ

Loại địa hình đường hoặc nền đất	Bánh hơi	Bánh xích
Đường nhựa, đường bê tông	0,7	0,8
Đường đất khô đã được đầm chặt.	0,6 ÷ 0,8	0,9 ÷ 1,0
Đường đất ẩm, có cỏ đã được cắt	0,5	0,6
Đường đất thịt và đất sét khô	0,4	0,7
Đường đất cát khô	0,3	0,4
Đường đất cát ẩm	0,4	0,5
Đất canh tác, đất đồng bằng ướt	0,1	0,3

Với máy ủi bánh xích, đất cấp III (đất thịt và sét khô) có: $\varphi = 0,7$;

G_b - trọng lượng bám (trọng lượng máy phân bố trên các bánh chủ động):

$$G_b = G_m \cdot \cos \alpha \cdot k_{cd} \quad (\text{D11-12a})$$

Trong công thức (D11-12a):

G_m - trọng lượng máy ủi, $G_m = 145,2 \text{ kN}$;

α - góc nghiêng bề mặt làm việc, $\alpha = \arctg i = \arctg 0,1 = 5,7^\circ$ (độ dốc làm việc $i = 10\%$);

k_{cd} - hệ số kể đến sự phân bố trọng lượng trên các bánh chủ động; Máy ủi bánh xích có $k_{cd} = 1$;

Thay các số liệu trên vào công thức (D11-12a), ta có:

$$G_b = 145,2 \times \cos 5,7^\circ \times 1 = 144,5 \text{ kN};$$

Thay G_b vào (D11-12), ta xác định được:

$$P_b = 0,7 \times 144,5 = 101,2 \text{ kN}$$

Ta thấy:

$$\sum W = 98,8 \text{ kN} = P_k < P_b = 101,2 \text{ kN}$$

Như vậy, lực kéo tiếp tuyến của máy ủi thỏa mãn điều kiện đủ, nghĩa là máy ủi có thể làm việc bình thường mà không bị trượt trơn.

3. Kiểm tra lực cản theo công suất của máy kéo cơ sở

$$N_{dc} = \frac{P_k \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \quad \text{kW} \quad (\text{D11-13})$$

P_k - lực kéo tiếp tuyến. $P_k = \sum W = 98,8 \text{ kN} = 98800 \text{ N}$.

v - vận tốc của máy khi làm việc, thường là vận tốc số 1 của máy kéo cơ sở;
 $v = 2,36 \text{ km/h} = 0,6 \text{ m/s}$;

η - hiệu suất truyền động của máy, $\eta = 0,8 \div 0,85$:

$$\Rightarrow N_{dc} = \frac{98800 \times 0,6}{1000 \times 0,8} = 74 \text{ kW}$$

Ta thấy:

$$N_{dc} = 74 \text{ kW} < N_{dc} = 80 \text{ kW}$$

Vậy, công suất của máy kéo cơ sở 4D-130 đảm bảo máy ủi làm việc bình thường.

III. Tính toán năng suất máy ủi

Khi đào và chuyển đất, năng suất thực tế của máy được tính theo công thức sau:

$$Q_d = \frac{3600 \cdot V \cdot k_1 \cdot k_{tg}}{T_{ck} \cdot k_t} \quad (\text{D11-14})$$

Trong đó: V - thể tích khối đất trước bàn ủi;

k_1 - hệ số kể đến độ dốc nơi làm việc, chọn theo bảng D11.5.

Bảng D11.5. Giá trị hệ số độ dốc k_1

Góc nghiêng (độ)	0 ÷ 5	5 ÷ 10	10 ÷ 15	15 ÷ 20
k_1 (Khi lên dốc)	1,00 ÷ 0,67	0,67 ÷ 0,50	0,50 ÷ 0,40	0,4 - 0,3
k_1 (Khi xuống dốc)	1,00 ÷ 1,33	1,33 ÷ 1,94	1,94 ÷ 2,25	2,25 ÷ 2,60

Với độ dốc $i = 10\% \Rightarrow \alpha = 5,7^\circ$ (góc nghiêng nền đất làm việc so với phương ngang), Theo bảng D11.5, ta có:

Khi lên dốc: $k_1 = 0,5 \div 0,67$, ta chọn $k_1 = 0,67$.

Khi xuống dốc: $k_1 = 1,33 \div 1,94$, ta chọn $k_1 = 1,50$.

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian, thường $k_{tg} = 0,8 \div 0,9$; Chọn $k_{tg} = 0,9$.

k_t - hệ số toi của đất, theo bảng D11.1, Với đất cấp III: $k_t = 1,24 \div 1,3$;

Ta lấy $k_t = 1,25$;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy ủi.

a) *Xác định thể tích khối đất trước bàn ủi.*

Thể tích khối đất trước bàn ủi được xác định theo phương pháp gần đúng như sau:

Ta coi thể tích này như một hình lăng trụ có đáy là một tam giác vuông được xác định theo công thức:

$$V = \frac{B.H^2}{2.T_g \gamma}$$

Trong đó:

B - chiều rộng bàn ủi, $B = 3,55$ m;

H - chiều cao bàn ủi, $H = 1,0$ m;

γ - góc chảy tự nhiên của đất, với đất cấp III thường $\gamma = 45^\circ$;

Thay các thông số B, H, γ vào công thức trên, ta xác định được: $V = 1,78$ m³.

b) *Xác định thời gian một chu kỳ làm việc T_{ck} .*

Máy ủi thi công theo sơ đồ tiến lùi, ta có thể xác định thời gian một chu kỳ làm việc của máy theo công thức:

$$T_{ck} = t_1 + t_2 + t_3 + n.t_d + m.t_h$$

$$T_{ck} = \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + \frac{L_1 + L_2}{v_3} + n.t_d + m.t_h \quad (D11-15)$$

Trong đó:

t_1, t_2, t_3 - thời gian đào, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu;

$n.t_d$ - số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ (sang số); Thường từ $n = 3 \div 4$ lần và $t_d = 4 \div 5$ s; Ta chọn $t_d = 5$ s, $n = 3$ lần;

$m.t_h$ - số lần và thời gian một lần nâng hạ bàn ủi; Thường $m = 3 \div 4$ lần và $t_h = 4 \div 5$ s; ta chọn $t_h = 5$ s, $n = 3$ lần;

L_1 - chiều dài quãng đường đào đất, thường $L_1 = 5 \div 7$ m; Ta chọn $L_1 = 5$ m;

L_2 - quãng đường chuyển đất. Thường $L_2 = 30 \div 60$ m; Ta chọn $L_2 = 45$ m;

v_1, v_2, v_3 - tương ứng là các vận tốc của máy khi đào đất, chuyển - đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu; Theo kinh nghiệm ta có thể chọn dựa vào các tay số của máy kéo cơ sở như sau: v_1 ứng với vận tốc ở số 1, $v_1 = 2,36$

km/h = 0,66 m/s; v_2 - ứng với vận tốc số 2 hoặc 3 của máy kéo cơ sở; chọn số 3: $v_2 = 4,66 \text{ km/h} = 1,29 \text{ m/s}$;

v_3 - ứng với vận tốc ở số cao nhất của máy kéo cơ sở: $v_3 = 9,25 \text{ km/s} = 2,55 \text{ m/s}$;

Thay các giá trị trên vào công thức (D11 -15) ta tính được thời gian chu kỳ làm việc của máy ủi là:

$$T_{ck} = \frac{5}{0,66} + \frac{45}{1,29} + \frac{5+45}{2,55} + 3 \times 5 + 3 \times 5 = 92,06 \text{ s} \approx 92 \text{ s}.$$

Thay các số liệu trên vào công thức (D11-14), ta xác định được năng suất sử dụng của máy ủi trong từng trường hợp sau:

** Khi lên dốc:*

$$Q_{dl} = \frac{3600 \times 1,78 \times 0,67 \times 0,9}{92 \times 1,25} = 38,2 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

** Khi xuống dốc:*

$$Q_{dx} = \frac{3600 \cdot 1,78 \cdot 1,50 \cdot 0,9}{92 \cdot 1,25} = 85,3 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

Như vậy, ta nên cho máy ủi làm việc xuống dốc sẽ đạt được năng suất cao hơn.

5.4. MÁY CẠP ĐẤT

5.4.1. Công dụng phân loại máy cạp đất

a) Công dụng

Máy cạp cũng thuộc nhóm máy đào và vận chuyển đất nên công dụng chính của nó là đào và vận chuyển đất ở cự ly lớn hơn so với máy ủi. Nếu là máy cạp tự hành thì cự ly đào - vận chuyển đất tới (5000 - 8000)m, còn với máy cạp kéo theo nhờ máy kéo xích thì cự ly đào - vận chuyển đất thích hợp của nó tới 500 m.

Máy cạp thường được dùng vào các công việc:

- Đào hồ, kênh mương nông, rộng; trong khi đào chưa có nước;
- Đào đắp nền đường, đào bóc các lớp đất mùn trên các mỏ than, quặng trước khi vào khai thác mỏ;
- San các đồi trung du sơ bộ để tạo mặt bằng xây dựng công trình dân dụng, các khu đô thị mới và các khu công nghiệp, các công trình thủy điện, cầu đường v.v...
- Khi mang đất trong thùng cạp và di chuyển, máy cạp sẽ có tác dụng như là một máy đầm lăn bánh hơi vì nền đường mà máy chạy qua đã được nén chặt và cường độ chịu lực của mặt đường được tăng lên.

b) Phân loại:

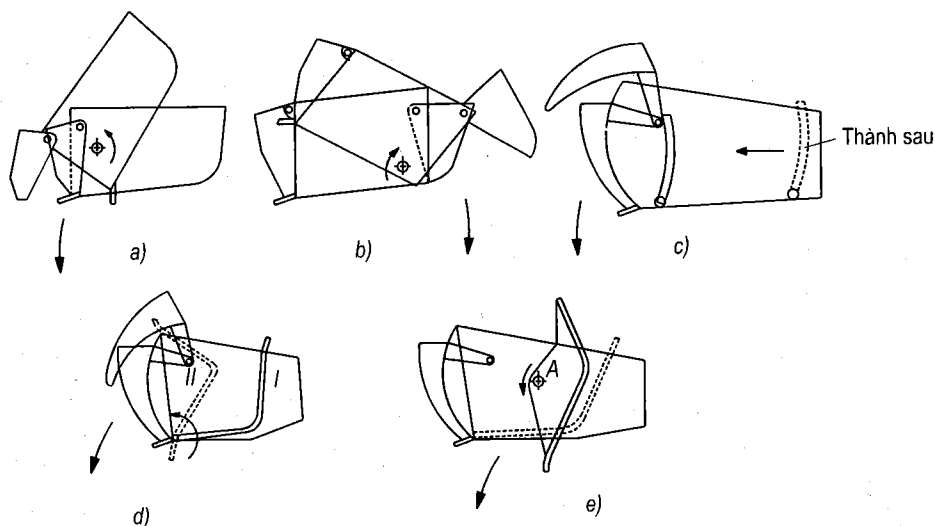
* Dựa vào phương pháp đổ đất ra khỏi thùng cạp, có:

- Máy cạp đổ đất theo nguyên tắc rơi tự do của đất: Khi đổ đất, thùng cạp được lật lên về phía trước (hình 5.12a) hoặc về phía sau (hình 5.12b) và đất được rơi tự do ra khỏi thùng dưới tác dụng trọng lượng bản thân của nó;

- Máy cạp đổ đất theo phương pháp cưỡng bức (hình 5.12c): Khi đổ đất, thành sau của thùng được đẩy về phía cửa thùng nhờ xilanh thuỷ lực và đất bị đẩy cưỡng bức theo ra khỏi thùng;

- Máy cạp đổ đất theo phương pháp nửa cưỡng bức (hình 5.12d): Khi đổ đất, đáy thùng được đẩy lật lên từ vị trí I đến vị trí II, làm cho đất bị đẩy chuyển động cưỡng bức theo; từ vị trí II, đất rơi tự do ra khỏi thùng.

- Máy cạp đổ đất qua khe hở ở đáy thùng (hình 5.12e): Theo phương pháp này, thùng cạp phải được đặt cao hơn làm cho trọng tâm của máy cao hơn so với các phương pháp khác nên ít được sử dụng.



Hình 5.12. Các phương pháp đổ đất ra khỏi thùng cạp

* Dựa vào phương pháp điều khiển, có:

- Máy cạp điều khiển bằng cáp
- Máy cạp điều khiển bằng thuỷ lực

Trong đó, máy cạp điều khiển bằng thuỷ lực có nhiều ưu điểm hơn nên chúng đang được sử dụng phổ biến và sẽ thay thế cho máy cạp điều khiển bằng cáp.

* Dựa vào dung tích thùng, có:

- Máy cạp loại nhỏ có dung tích thùng: $q < 6\text{m}^3$

- Loại trung bình, có dung tích thùng: $q = 6 - 10\text{m}^3$

- Loại lớn, có dung tích thùng: $q = 12 - 18\text{m}^3$

- Loại rất lớn, có dung tích thùng: $q > 18\text{m}^3$

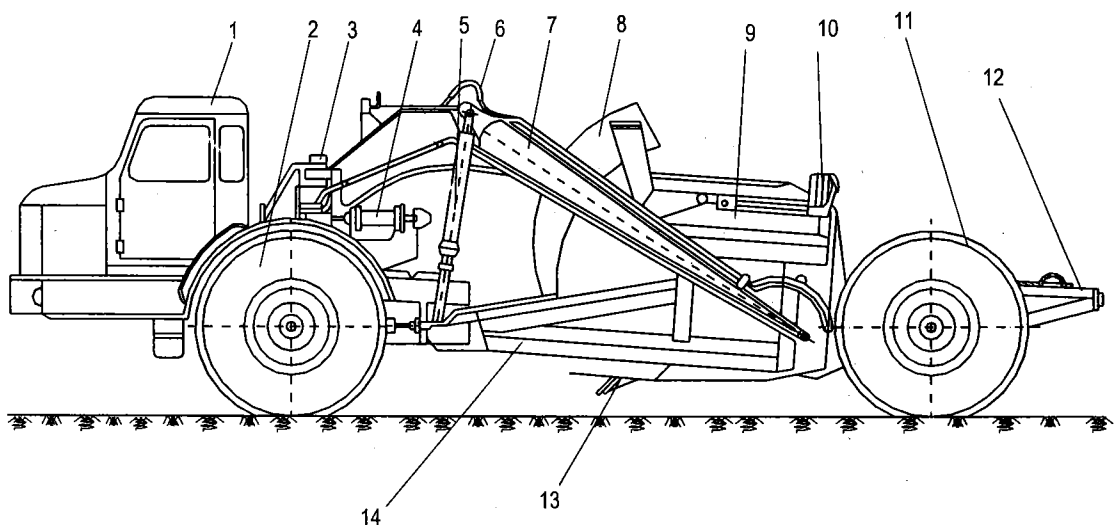
* Dựa vào tính chất di chuyển, có:

- Máy cạp kéo theo nhờ máy kéo bánh xích hoặc bánh hơi và máy cạp tự hành.

5.4.2. Cấu tạo và nguyên lí làm việc của máy cạp

* Cấu tạo chung của máy cạp tự hành điều khiển bằng thủy lực được thể hiện trên hình 5.13.

Máy cạp tự hành có dung tích thùng lớn hơn 10m^3 thường có khoảng cách giữa hai trục bánh xe trước và sau lớn, có thể tới 8-10m. Vì thế, khung chính số 7 của máy được tựa trên khớp vạn năng số 3 liên kết giữa khung và đầu kéo. Nhờ có khớp này, trong khi làm việc, mặt dù bánh xe trước và bánh xe sau có thể nằm trong các mặt phẳng khác nhau do mấp mô mặt đường, nhưng khung không bị vặn, đồng thời có thể tạo cho trục dọc của đầu kéo và trục dọc máy cạp lệch nhau góc α trong mặt phẳng ngang, giúp cho máy quay vòng dễ dàng với bán kính quay vòng nhỏ hơn.



Hình 5.13. Cấu tạo chung của máy cạp tự hành truyền động thủy lực

1. Đầu kéo; 2. Bánh xe chủ động; 3. Khớp vạn năng để liên kết giữa đầu kéo và khung chính của máy cạp; 4. Xilanh thủy lực để quay vòng máy cạp; 5. Xilanh nâng hạ thùng cạp (có hai cái); 6. Đường ống dẫn dầu; 7. Khung chính của máy cạp; 8. Cửa thùng; 9. Thùng cạp; 10. Thành sau của thùng; 11. Bánh xe bị động phía sau; 12. Thiết bị để bàn ủi tì vào đó khi máy ủi trợ giúp máy cạp ở giai đoạn đào đất; 13. Dao cắt đất của thùng cạp; 14. Khung kéo (khung treo thùng cạp).

** Nguyên lý làm việc:*

Giống như máy ủi, máy cạp làm việc theo chu kì. Một chu kì gồm có bốn giai đoạn:

a) Giai đoạn đào và tích đất vào thùng cạp:

Thùng cạp được hạ xuống nhờ hai xi lanh thuỷ lực số 5, để cho dao cắt cắm sâu vào đất, tiến hành quá trình cắt đất, đồng thời cho máy di chuyển từ từ về phía trước. Đất được cắt, tách khỏi nền cơ bản và cuộn vào trong thùng cạp để làm đầy thùng. Trong giai đoạn này, máy chịu lực cản lớn nhất nên nó di chuyển với vận tốc chậm nhất. Đôi khi, gặp đất rắn chắc, lực kéo tiếp tuyến của máy cạp không đủ để thắng các lực cản. Trong trường hợp đó, máy cạp phải cần sự trợ giúp của máy ủi đẩy từ phía sau.

b) Giai đoạn vận chuyển đất:

Sau khi đất đã được tích đầy vào thùng, thùng cạp được nâng lên khỏi mặt đất đồng thời với việc đóng cửa thùng lại. Máy di chuyển về phía trước đến nơi đổ đất, với tốc độ trung bình, để rút ngắn thời gian di chuyển máy cạp với thùng có chứa đất.

c) Giai đoạn đổ đất:

Máy cạp đổ đất và rải thành lớp. Chiều dày lớp đất rải là khoảng cách từ mép dao cắt ở đáy thùng đến mặt đất, chiều dày này được điều chỉnh nhờ xilanh nâng hạ thùng cạp. Máy cạp vừa di chuyển vừa đổ và rải đất.

d) Giai đoạn chạy không tải về vị trí cũ:

Sau khi đổ đất xong, máy cạp quay đầu và chạy không tải với vận tốc lớn nhất về vị trí ban đầu để tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

5.4.3. Tính năng suất của máy cạp

Năng suất sử dụng của máy cạp được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600}{T_{ck}} \cdot q \cdot \frac{k_d}{k_t} k_{tg}, (m^3/h) \quad (5-9)$$

Trong đó: Biểu thức $\frac{3600}{T_{ck}}$ - Số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ;

Biểu thức $\frac{q \cdot k_d}{k_t}$ - thể tích đất trong thùng cạp sau một chu kỳ làm việc của máy,

được tính ở trạng thái chặt, m^3 ;

q - dung tích hình học của thùng cạp, m^3 ;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy, (s);

k_d, k_t - hệ số làm đầy thùng và hệ số tơi của đất;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy.

VÍ DỤ THỨ 12

Xác định năng suất của máy cạp tự hành

Số liệu cho trước:

- Dung tích thùng cạp $q = 10 \text{ m}^3$;
- Tốc độ di chuyển lớn nhất của máy: 42 km/h ;
- Máy được điều khiển bằng thủy lực và làm việc với đất cấp II;
- Độ dốc mặt đất nơi máy làm việc là 6% ;

Chiều rộng cắt (lấy bằng chiều rộng thùng cạp): $B_k = 3\text{m}$; Chiều sâu cắt: $h = 0,2\text{m}$
Chiều dài quãng đường chuyển đất: $L_2 = 1000 \text{ m}$;

Chiều dày lớp đất rải khi đổ đất: $h_0 = 0,6 \text{ m}$;

Xác định năng suất của máy ?

Bài giải:

Năng suất sử dụng của máy cạp được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600}{T_{ck}} \cdot q \cdot \frac{k_d}{k_t} k_{tg}, (\text{m}^3/\text{h}) \quad (\text{D12-1})$$

Trong đó:

$q = 10 \text{ m}^3$ - dung tích hình học của thùng cạp;

k_d - hệ số làm đầy thùng, ta chọn $k_d = 1,1$.

k_t - hệ số toi của đất. Với đất cấp II, theo bảng D11.1 thì $k_t = 1,15 - 1,28$; Ta chọn $k_t = 1,2$

$k_{tg} = 0,8 - 0,9$ - hệ số sử dụng thời gian; Ta chọn $k_{tg} = 0,85$.

T_{ck} - thời gian một chu kì làm việc của máy, (s).

Thời gian chu kì làm việc của máy cạp được xác định theo công thức:

$$T_{ck} = \frac{L_1}{v_1} + \frac{L_2}{v_2} + \frac{L_3}{v_3} + \frac{L_4}{v_4} + n_1 t_d + n_2 t_h + 2t_q, (\text{s}) \quad (\text{D12-2})$$

Trong đó:

$n_1 t_d$ - số lần và thời gian một lần thay đổi tốc độ: $n_1 = 4$; $t_d = 5\text{s}$;

$n_2 t_h$ - số lần và thời gian một lần nâng hạ thùng cạp: $n_2 = 3$; $t_h = 5\text{s}$;

t_q - thời gian một lần quay đầu máy cạp: $t_q = 20\text{s}$;

L_1, L_2, L_3, L_4 - lần lượt là chiều dài quãng đường đào đất, chuyển đất, đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu, (m);

v_1, v_2, v_3, v_4 - lần lượt là các tốc độ của máy khi đào đất, chuyển đất, đổ đất và chạy không tải về vị trí ban đầu, (m/s);

Chiều dài quãng đường đào đất và tích đất vào thùng cạp được xác định theo công thức:

$$L_1 = \frac{qk_d k_1}{0,7B_k h k_t} \quad (D12-3)$$

$q = 10 \text{ m}^3$ - dung tích thùng cạp;

$k_d = 1,1$ - hệ số làm đầy thùng;

$k_t = 1,2$ - hệ số tơi của đất;

$k_1 = 1,1$ - hệ số kể đến ảnh hưởng tổn thất đất trong khi đào và tích đất;

Hệ số 0,7 - kể đến sự không đồng đều của chiều sâu cắt.

$B_k = 3,0 \text{ m}$ - chiều rộng cạp (lấy bằng chiều rộng thùng cạp);

h - chiều sâu cắt; có máy đẩy trợ lực nên lấy: $h = 0,2 \text{ m}$ (theo đề bài).

Thay các số liệu trên vào công thức (D12-3), ta có:

$$L_1 = \frac{10 \times 1,1 \times 1,1}{0,7 \times 3 \times 0,2 \times 1,2} = 24 \text{ m}$$

Chiều dài quãng đường chuyển đất $L_2 = 1000 \text{ m}$ (theo số liệu cho trước);

Chiều dài quãng đường đổ đất L_3 , được xác định theo công thức:

$$L_3 = \frac{q \times k_d}{B_k h_0} \quad (D12-4)$$

Trong đó: $h_0 = 0,6 \text{ m}$ - chiều dày lớp đất rải khi đổ đất (theo số liệu cho trước):

$$L_3 = \frac{10 \times 1,1}{3 \times 0,6} = 6 \text{ m}$$

Chiều dài quãng đường chạy không tải về vị trí ban đầu:

$$L_4 = L_1 + L_2 + L_3 \quad (D12-5)$$

$$\Rightarrow L_4 = 24 + 1000 + 6 = 1030 \text{ m}$$

Tốc độ di chuyển lớn nhất của máy cạp: $v_{\max} = 42 \text{ km/h} = 11,67 \text{ m/s}$

Các tốc độ di chuyển ở từng giai đoạn làm việc của máy được chọn như sau:

Khi đào và tích đất: $v_1 = 0,25.v_{\max} = 0,25 \times 11,67 = 2,9 \text{ m/s}$

Khi vận chuyển đất: $v_2 = 0,6.v_{\max} = 0,6 \times 11,67 = 7 \text{ m/s}$

Khi đổ đất: $v_3 = 0,35.v_{\max} = 0,35 \times 11,67 = 4 \text{ m/s}$

Khi di chuyển không tải về vị trí ban đầu: $v_4 = 0,8.v_{\max} = 0,8 \times 11,67 = 9,3 \text{ m/s}$

Thay các số liệu trên vào công thức (D12-2), ta có:

$$T_{ck} = \frac{24}{2,9} + \frac{1000}{7} + \frac{6}{4} + \frac{1030}{9,3} + 4 \times 5 + 3 \times 5 + 2 \times 20 = 338 \text{ (s)}$$

Thay T_{ck} vào công thức (D12-1), ta xác định được:

$$Q = \frac{3600 \times 10 \times 1,1 \times 0,85}{1,2 \times 338} = 83 \text{ (m}^3/\text{h)}$$

Vậy năng suất của máy cạp tự hành với dung tích thùng ($q = 10\text{m}^3$) là $83 \text{ (m}^3/\text{h)}$.

5.5. MÁY SAN ĐẤT

5.5.1. Khái niệm chung về máy san

a) Công dụng của máy san

Máy san cũng thuộc nhóm máy đào chuyển đất nhưng công việc chính của nó là để san phẳng mặt bằng trước khi xây dựng các công trình. Trong thực tế, máy san thường được dùng để làm các công việc sau: San tạo mặt bằng cho việc xây dựng các khu đô thị mới, các khu công nghiệp, sân vận động, quảng trường, các đường băng sân bay. Máy san được sử dụng rộng rãi trong ngành xây dựng đường ô tô và đường thành phố để san rải vật làm đường như đá dăm, hỗn hợp bê tông nhựa... tạo điều kiện thuận lợi cho các máy đầm làm việc dễ dàng, đạt hiệu quả và chất lượng đầm cao hơn.

Máy san còn được dùng để san lấp rãnh đặt ống dẫn dầu, dẫn nước, khí đốt sau khi đã đặt xong hệ thống ống. Đặc biệt, máy san được dùng để gạt taluy cho các mặt đường hoặc bờ kênh, mương dẫn nước mà việc này máy ủi hoặc máy cạp không thể làm được.

Ngoài bàn san - bộ phận làm việc chính của máy, trên máy san còn lắp bàn xới để làm nhiệm vụ xới tơi đất khi thi công gập đất rắn, giúp máy san làm việc dễ dàng hơn. Một số máy san có lắp thiết bị ủi phía trước để vun đất hoặc thu gom vật liệu phế thải nằm rải rác trên hiện trường sau khi công trình đã hoàn thành. Nhờ lắp thêm các thiết bị làm việc phụ đó mà máy san có công dụng đa năng hơn máy ủi và máy cạp.

b) Công thức trục của máy san

Máy san có công thức trục tổng quát như sau:

$$A \times B \times C$$

Trong đó:

- A - số trục mang bánh dẫn hướng;
- B - số trục mang bánh chủ động;
- C - tổng số trục.

c) Phân loại máy san:

Để phân loại máy san, ta có thể dựa vào các đặc điểm sau:

* Dựa vào công thức trục của máy san, có:

- Máy san 2 trục có công thức: $1 \times 1 \times 2$;

- Máy san 2 trục có công thức: $2 \times 2 \times 2$;
- Máy san 3 trục có công thức: $1 \times 2 \times 3$
- Máy san 3 trục có công thức: $1 \times 3 \times 3$
- Máy san 3 trục có công thức: $3 \times 3 \times 3$

Trong đó: máy san ba trục, có công thức trục $1 \times 2 \times 3$ được sử dụng rộng rãi hơn cả.

* Dựa vào phương pháp điều khiển, có:

- Máy san điều khiển bằng thủy lực.
- Máy san điều khiển bằng cơ khí.

Trong đó, máy san điều khiển bằng thủy lực có nhiều ưu điểm như: điều khiển nhẹ nhàng, dễ đảm bảo độ chính xác trong khi điều khiển, an toàn, chăm sóc bảo quản đơn giản, hình thức máy gọn và đẹp nên đang và sẽ được sử dụng rộng rãi.

* Dựa vào trọng lượng và công suất máy, có:

- Máy san loại nhẹ có trọng lượng: (7-9) tấn và công suất 55 - 74 kW;
- Máy san loại trung bình có trọng lượng: (13-15) tấn và công suất 88 - 110kW;
- Máy san loại nặng có trọng lượng: > 18 tấn và công suất: 185 - 225 kW.

5.5.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy san

a) Cấu tạo của máy san có công thức trục $1 \times 2 \times 3$:

Sơ đồ cấu tạo chung của máy san truyền động thủy lực $1 \times 2 \times 3$ được thể hiện trên hình 5.14a.

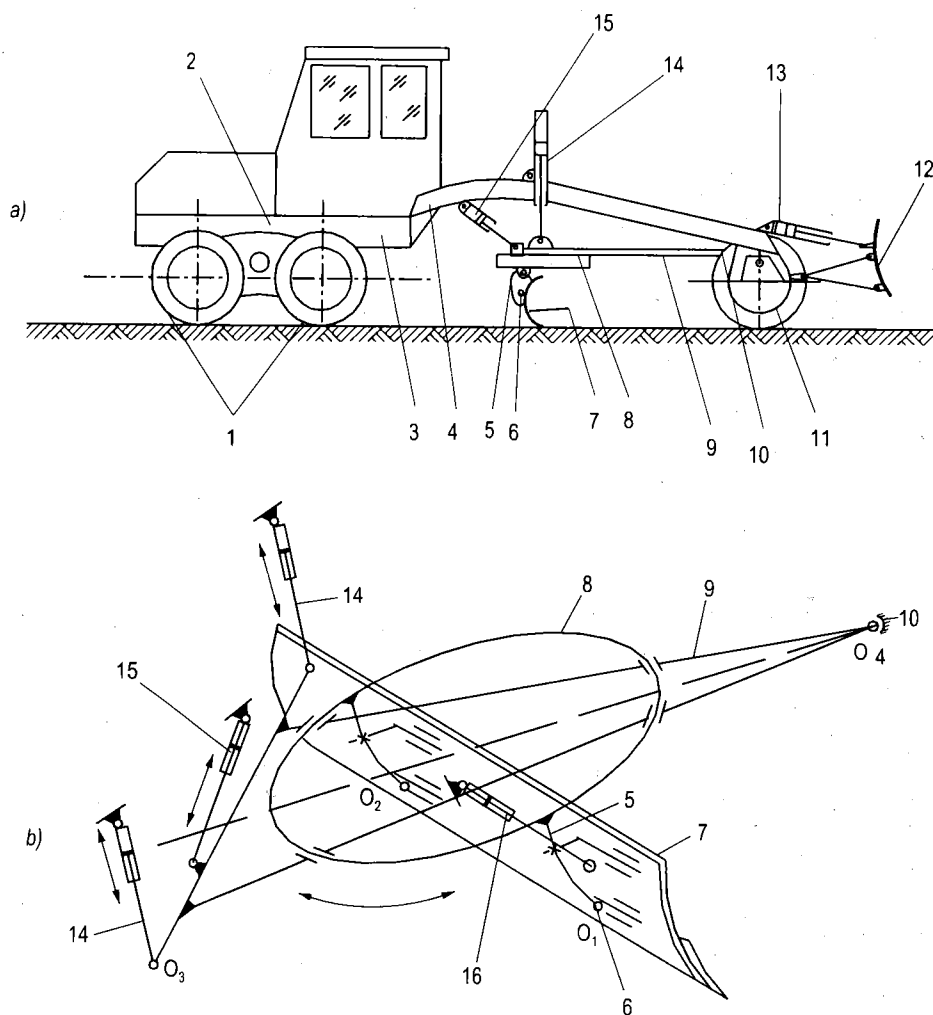
Trong đó:

1 - Các bánh xe lắp trên hai trục chủ động; 2 - Balăng cân bằng để phân phối đều mômen và tốc độ quay đến các bánh xe chủ động; 3 - Máy cơ sở, trên đó có lắp khung chính số 4. Khung chính của máy san gồm hai phần: Phần sau được đặt trên hai trục chủ động để đỡ cabin, động cơ và các bộ phận truyền chuyển động từ động cơ đến các bánh xe chủ động; Phần trước để treo thiết bị làm việc. Đầu trước của khung chính được đặt trên trục dẫn hướng.

Với các máy san có công suất nhỏ và trung bình thì hai phần khung này thường được hàn với nhau. Với các máy san có công suất lớn thì hai phần khung này được liên kết với nhau bằng khớp. Điều đó cho phép hai phần khung có chuyển động tương đối với nhau và đường tâm dọc của chúng sẽ nghiêng với nhau một góc khi máy quay vòng. Nhờ vậy mà giảm bán kính quay vòng của máy. Giá số 5 để lắp bàn san, giá này được hàn với vòng răng số 8; Bàn san số 7 được liên kết với giá số 5 bằng khớp bản lề số 6; 8 - Vòng răng để quay bàn san trong mặt phẳng ngang; Khung treo bàn san số 9 (còn gọi là khung

kéo) được liên kết với khung chính bằng khớp cầu số 10 (khớp O_4 ở hình 5.14b), cho phép khung kéo và bàn san có thể quay quanh khớp cầu này trong mặt phẳng đứng và mặt phẳng ngang;

Các bánh xe dẫn hướng 11 có thể nghiêng so với trục thẳng đứng của chúng góc $\delta = 20 - 30^\circ$ khi máy san làm việc trên mặt phẳng nghiêng ngang;



Hình 5.14. Máy san $1 \times 2 \times 3$ truyền động thủy lực
a) Sơ đồ cấu tạo chung của máy; b) Sơ đồ động học của thiết bị san.

Ngoài thiết bị làm việc chính là bàn san, trên máy san còn lắp bàn xới hoặc bàn ủi số 12 để làm các công việc phụ trợ cho máy san; Xilanh 13 điều khiển bàn ủi;

Hai xilanh nâng 14 để nâng hạ khung kéo và bàn san, hai xi lanh này làm việc độc lập với nhau;

Xilanh 15 để đưa khung kéo và bàn san sang bên cạnh của máy;

Xilanh 16 (hình 5.14b) để đưa riêng bàn san sang bên cạnh của máy khi cần thiết.

b) Nguyên lý hoạt động của bàn san:

Khi máy làm việc, bàn san có các hoạt động sau đây (xem hình 5.14b):

- Bàn san được nâng hạ nhờ hai xilanh 14. Hai xilanh này được điều khiển từ hai van phân phối dầu riêng rẽ nên chúng có thể làm việc độc lập với nhau. Do đó sẽ có trường hợp: Xi lanh này co lại, xi lanh kia vươn ra hoặc xilanh này làm việc, xi lanh kia không làm việc và ngược lại. Khi đó, khung kéo và bàn san quay trong mặt phẳng đứng quanh khớp O_4 . Nhờ vậy, bàn san có thể nghiêng so với phương ngang một góc đến 75° .

- Bàn san quay được 360° trong mặt phẳng ngang nhờ cơ cấu quay, gồm có: Động cơ thuỷ lực dẫn động, qua hộp giảm tốc trục vít - bánh vít và một bánh răng trụ để hở; bánh răng này ăn khớp trong với vòng răng số 8 (hình 5.14b) nên nó đẩy vòng răng 8 quay 360° . Giá số 5 được hàn với vòng răng 8, đồng thời được lắp với bàn san số 7 bằng khớp số 6. Vì vậy, bàn san sẽ quay cùng vòng răng số 8 trong mặt phẳng ngang.

- Khi xi lanh 15 vươn ra thì khung kéo và bàn san quay trong mặt phẳng ngang quanh khớp O_4 và được đưa sang bên cạnh của máy.

Tại phía sau của bàn san có lắp một xi lanh 16 để đưa riêng bàn san sang bên cạnh máy.

c) Xác định năng suất của máy san:

Năng suất của máy san được xác định giống như năng suất của máy ủi khi san đất.

VÍ DỤ THỨ 13

Xác định năng suất của máy san $1 \times 2 \times 3$

Số liệu cho trước:

- Chiều dài vùng san $L = 500\text{m}$; Chiều dài bàn san $B = 3,1\text{m}$;
- Tốc độ di chuyển của máy khi san đất: $v = 3,6\text{km/h}$;
- Góc tạo bởi giữa trục của bàn san với trục dọc của máy san, cũng chính là góc quay của bàn san trong mặt phẳng ngang: $\alpha = 45^\circ$.
- Máy được điều khiển bằng thuỷ lực và làm việc với đất cấp II;
- Thời gian một lần quay san 180° là: $t_q = 30\text{s}$
- Số lần san đất tại một tuyến để đạt được độ phẳng theo yêu cầu: $n = 2(\text{lần})$

Bài giải:

Cũng giống như máy ủi vận năng khi san đất, năng suất sử dụng của máy san được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600.L.(B \sin \alpha - C)k_{tg}}{n \left(\frac{L}{v} + t_q \right)}, \text{ (m}^2/\text{h)} \quad (\text{D13-1})$$

Trong đó:

L - chiều dài vùng san, $L = 500(\text{m})$;

B - chiều dài bàn san, $B = 3,10(\text{m})$;

α - góc tạo bởi giữa trục dọc của bàn san với trục dọc của máy san, cũng chính là góc quay của bàn san trong mặt phẳng ngang: $\alpha = 45^\circ$.

$C = (0,2 \div 0,3)\text{m}$ - chiều rộng mà bàn san trùng lên nhau giữa hai lần san; thường $C = 0,2(\text{m})$;

n - số lần san đất tại một tuyến để đạt được độ phẳng theo yêu cầu: $n = 2$ (theo số liệu cho trước);

v - vận tốc di chuyển của máy khi san đất: $v = 3,6\text{km/h} = 1 \text{ m/s}$;

t_q - thời gian một lần quay bàn san 180° : $t_q = 30\text{s}$;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy: $k_{tg} = 0,8$.

Thay các số liệu trên vào công thức (D13-1), ta xác định được năng suất máy san:

$$Q = \frac{3600.L.(B \sin \alpha - C)k_{tg}}{n \left(\frac{L}{v} + t_q \right)} = \frac{3600 \times 500 \times (3,1 \sin 45^\circ - 0,2) \times 0,8}{2 \left(\frac{500}{1} + 30 \right)} = 2706 \text{ (m}^2/\text{h)}$$

5.6. MÁY ĐẦM ĐẤT

5.6.1. Công dụng và phân loại máy đầm đất

Sau khi đất được đào đắp hoặc san lấp để xây dựng các công trình thường không đảm bảo độ chặt cần thiết. Vì vậy, người ta sử dụng máy đầm để nén chặt đất lại làm cho trọng lượng riêng cường độ của đất được tăng lên, đủ khả năng chịu tải trọng do các công trình sinh ra; đồng thời còn làm tăng độ ổn định của đất, chống lún và nứt.

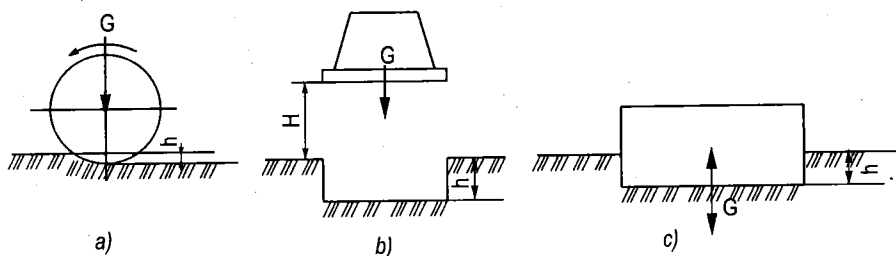
Dựa vào công dụng và nguyên lý đầm, máy đầm đất gồm có:

a) Máy đầm lăn

Bánh lu lăn trên mặt đất (hình 5.15a). Loại này dùng để đầm các vùng đất dài và rộng, chiều dày lớp đất đầm nhỏ, cường độ chịu lực của đất sau khi đầm yêu cầu không cao. Ví dụ: Mặt đường ô tô, đường thành phố, đường băng sân bay, sân vận động, quảng trường...

b) Máy đầm rơi (hay còn gọi là máy đầm động - hình 5.15b)

Khi đầm, quả đầm được nâng lên đến độ cao cần thiết, rồi thả cho nó rơi tự do dưới tác dụng của trọng lượng bản thân. Trong khi rơi xuống, quả đầm sẽ sinh ra lực xung kích (lực động) để đầm đất. Loại này thường được dùng để đầm các vùng đất có chiều dày cần đầm lớn (lớn nhất trong các loại máy đầm) và độ chặt yêu cầu của đất sau khi đầm phải cao.



Hình 5.15. Các phương pháp đầm đất

c) Máy đầm rung (hình 5.15c).

Khi đầm, thiết bị đầm được gây rung nhờ lực ly tâm của bộ phận lệch tâm quay tròn sinh ra. Rung động đó được truyền xuống đất, làm giảm lực liên kết giữa các hạt trong đất, chúng sẽ chuyển động tương đối và xếp chặt lại với nhau. Khi đầm đất cát, đất khô thì nên dùng máy đầm rung là hợp lý và sẽ đạt hiệu quả đầm cao.

5.6.2. Những yếu tố ảnh hưởng đến hiệu quả của đầm đất

Có bốn yếu tố cơ bản, ảnh hưởng trực tiếp đến hiệu quả đầm đất.

a) Lực tác dụng

Bản chất của quá trình đầm đất là tác dụng ngoại lực xuống đất để phá vỡ lực liên kết cũng như lực ma sát giữa các phân tử đất, làm cho các lỗ hổng chứa không khí trong đất không còn nữa và các phân tử đất được sắp xếp chặt lại với nhau. Lực tác dụng có ảnh hưởng lớn đến độ chặt của đất. Trong quá trình đầm, qua các lần đầm khác nhau lực tác dụng tăng dần theo độ chặt của đất, ở lần đầm đầu tiên, khi độ chặt của đất là nhỏ nhất thì trị số lực tác dụng phải nhỏ nhất để đất không bị biến dạng lớn, hiệu quả đầm sẽ cao, ngược lại ở lần đầm cuối cùng, khi độ chặt của đất đã cao thì trị số lực tác dụng phải đủ lớn để thắng lực liên kết giữa các phân tử đất, mới đạt được hiệu quả đầm cao. Bởi vậy ở những máy đầm lăn tĩnh, trị số lực tác dụng xuống đất qua các lần đầm khác nhau cần được thay đổi bằng cách thay đổi trọng lượng thiết bị đầm, ở những máy đầm rung thì trị số lực rung động, được thay đổi để phù hợp với độ chặt của đất nhờ việc điều chỉnh tần số và biên độ rung động của bộ phận gây rung.

b) Thời gian tác dụng lực

Dưới tác dụng của các tải trọng nêu trên, đất sẽ bị biến dạng, quá trình biến dạng của đất được xảy ra trong một khoảng thời gian cần thiết, nếu tác dụng lực đột ngột, thì thời gian để đất ở trạng thái nén là rất ngắn so với thời gian để đất bị biến dạng đàn hồi hoàn toàn, do đó không đạt được độ chặt cần thiết. Vì vậy muốn đạt được hiệu quả đầm cao, cần phải tác dụng lực trong một khoảng thời gian hợp lý với nhiều lần đầm trên một tuyến.

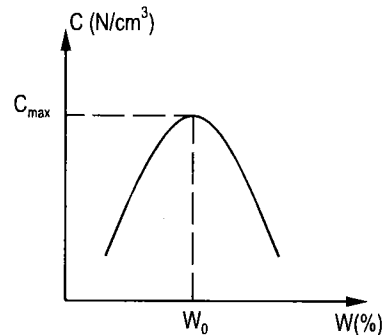
Hai yếu tố trên có thể đạt được theo mong muốn chủ quan của người sử dụng máy đầm bằng cách thay đổi trọng lượng của thiết bị đầm, thay đổi số lần đầm tại một tuyến hoặc cho máy làm việc với các tốc độ khác nhau.

c) Độ ẩm của đất

Đây là yếu tố rất quan trọng có ảnh hưởng lớn đến chất lượng và hiệu quả đầm, yếu tố này tùy thuộc vào tính chất của nền đất và các điều kiện khách quan như trời mưa hoặc nắng nên không chủ động khắc phục được.

Hình 5.16 là đồ thị biểu diễn quan hệ giữa độ chặt của đất sau khi đầm và độ ẩm của đất. Đồ thị này có dạng đường parabol.

Nhìn vào đồ thị này ta thấy: Độ chặt của đất sau khi đầm sẽ đạt được giá trị lớn nhất $C_{\max}$ nếu độ ẩm của đất cần đầm có giá trị hợp lý w_0 . Vì đất ở độ ẩm hợp lý thì lực liên kết giữa các hạt trong đất thường là nhỏ nhất. Do đó, khi đầm đất có độ ẩm hợp lý thì độ chặt của đất sau khi đầm sẽ đạt được giá trị lớn nhất. Tiến hành đầm đất trong điều kiện này sẽ đạt hiệu quả đầm tốt nhất.



Hình 5.16. Quan hệ giữa độ chặt của đất sau khi đầm và độ ẩm của đất

Đất có độ ẩm nhỏ hơn độ ẩm hợp lý: $w < w_0$ được gọi là đất khô.

Đất càng khô thì đất càng dễ bị biến dạng đàn hồi dưới tác dụng của tải trọng, gây dính bám vào thiết bị đầm, làm cho hiệu quả đầm thấp, đồng thời làm tăng lực cản di chuyển khi máy làm việc,

Vì vậy, không nên đầm đất ở trạng thái này. Muốn đạt được hiệu quả đầm cao, trước khi đầm phải đặc biệt chú ý đến độ ẩm của đất và chỉ tiến hành đầm khi đất có độ ẩm càng gần hoặc bằng độ ẩm hợp lý càng tốt. Nếu thấy đất khô quá cần phải tưới nước; nếu đất ướt quá phải đợi ráo nước; Nếu đất nhiều nước, phải hút nước, xới đất lên phơi nắng một thời gian để đạt độ ẩm hợp lý.

Mỗi loại đất sẽ có trị số độ ẩm hợp lý khác nhau, được cho trong bảng 5.1.

Bảng 5.1. Độ ẩm hợp lý và độ chặt lớn nhất của đất sau khi đầm

Loại đất	Độ ẩm hợp lý w_0 (%)	Thể tích không khí trong đất, %	Độ chặt lớn nhất $C_{\max}$ (kN/m ³)
Đất cát	8 ÷ 12	6	20,5 ÷ 19,0
Đất á cát thô	10 ÷ 15	6	19,7 ÷ 17,8
Đất á cát mịn	16 ÷ 20	5	17,8 ÷ 16,5
Đất sét	18 ÷ 21	5	17,2 ÷ 16,3
Đất á sét vừa	14 ÷ 19	5	18,6 ÷ 17,0
Đất á sét nặng	18 ÷ 22	4	17,5 ÷ 16,3
Đất đen pha sét	20 ÷ 25	5	16,3 ÷ 15,0

d) Áp suất tại bề mặt tiếp xúc giữa thiết bị đầm và mặt đất

Ngoài ba yếu tố trên, hiệu quả đầm còn phụ thuộc vào áp suất do lực đầm tĩnh gây ra tại bề mặt tiếp xúc giữa thiết bị đầm và mặt đất, áp suất này phải đủ lớn nhưng không được vượt quá giới hạn bền cho phép của đất và được xác định theo công thức:

$$p = (0,9 \div 1,0), [\sigma_{gh}] \quad (5-10)$$

Nếu không thỏa mãn điều kiện như công thức (5-10) thì sau khi đầm, đất sẽ tạo ra độ cứng bề mặt ngăn cản tác dụng của tải trọng xuống lớp đất dưới, do đó lớp dưới không được đầm chặt, làm giảm hiệu quả đầm. Bởi vậy muốn đạt được điều kiện trên, ở lượt đầm đầu tiên, máy đầm có trọng lượng nhỏ nhất, sau đó trọng lượng máy tăng dần. Giá trị trọng lượng của máy phụ thuộc vào độ bền giới hạn của đất, theo bảng 5.2.

Bảng 5.2. Độ bền giới hạn của đất, N/ cm²

Loại đất	Máy đầm lăn tĩnh		Máy đầm rơi (Đầm động)
	Bánh cứng trơn	Bánh hơi	
Đất ít dính (cát, á cát)	30 ÷ 60	30 ÷ 40	30 ÷ 70
Đất dính vừa (sét nhẹ, á sét)	60 ÷ 100	40 ÷ 60	70 ÷ 120
Đất dính cao (á sét nặng)	100 ÷ 150	60 ÷ 80	120 ÷ 200
Đất sét rất dính (sét nặng)	150 ÷ 180	80 ÷ 100	200 ÷ 230

Chất lượng và hiệu quả đầm được đánh giá bằng độ chặt thực tế của đất sau khi đầm. Độ chặt này phải xấp xỉ độ chặt tối đa đạt được trong phòng thí nghiệm đã cho trong bảng 5.1 và được xác định theo công thức:

$$C = k \cdot C_{\max} \quad (5-11)$$

Trong đó: k - hệ số đặc trưng cho độ chặt yêu cầu của đất sau khi đầm:

- Đối với mặt đường atphan bê tông: k = 0,98
- Đối với mặt đường đá dăm có dải nhựa: k = 0,95
- Đối với mặt đường đá dăm không rải nhựa: k = 0,9 ÷ 0,95
- Đối với mặt đường đất k = 0,9

$C_{\max}$ - Độ chặt lớn nhất, theo bảng 5.1.

Độ chặt của đất sau khi đầm phụ thuộc vào trọng lượng thiết bị đầm và nguyên lý đầm.

Bởi vậy, khi chọn máy đầm cho từng công trình cần phải khảo sát các loại máy đầm đang được sử dụng phổ biến hiện nay để chọn loại máy có trọng lượng thích hợp.

5.6.3. Lu kéo theo bánh cứng trơn và bánh có vấu (hình 5.17)

Cấu tạo chung của chúng gồm: Bánh lu số 4 được chế tạo từ gang hoặc thép. Nó có dạng hình trụ rỗng, hai đầu bịt kín và có cửa số 5 để đổ vật liệu (đá dăm, sỏi hoặc cát)

vào trong bánh lu với số lượng khác nhau nhằm thay đổi trọng lượng bánh lu tức là thay đổi trị số lực đầm tĩnh, tùy thuộc vào thứ tự lần đầm và để đạt được trị số khác nhau về độ chặt yêu cầu của đất sau khi đầm.

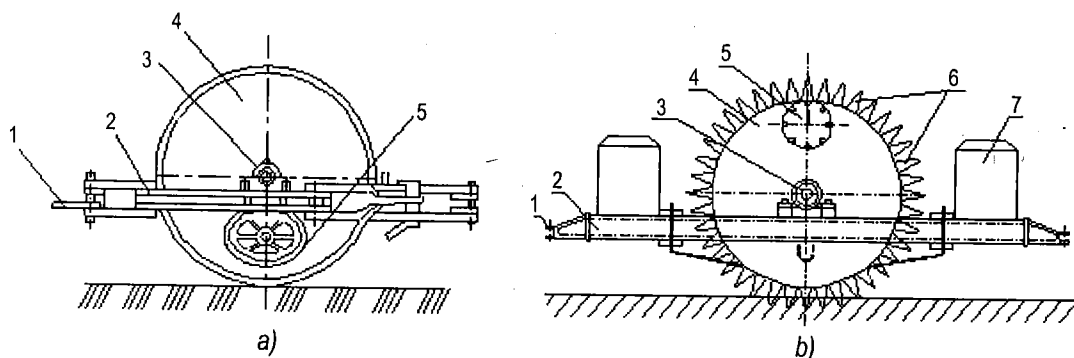
Trục số 3 của bánh lu được lắp với khung số 2, phía trước khung có móc kéo số 1 để liên kết với máy kéo. Tùy theo trọng lượng của bánh lu và lực kéo của máy kéo cơ sở mà có thể kéo theo một hoặc nhiều bánh lu. Khi kéo theo nhiều bánh lu thì phụ thuộc vào chiều rộng của vùng đất cần đầm mà có thể bố trí các bánh lu nối tiếp nhau, song song hoặc hỗn hợp.

a) Lu kéo theo bánh cứng trơn (hình 5.17a):

Đặc điểm của lu trơn là khi làm việc, bánh lu tiếp xúc trực tiếp với đất nên áp suất xuống đất nhỏ, chiều sâu đầm nhỏ và độ chặt của đất sau khi đầm không cao. Nhưng lực cản di chuyển nhỏ nên yêu cầu lực kéo không lớn; sau khi đầm tạo được độ nhẵn của mặt đường.

b) Lu kéo theo bánh có vấu (lu chân cừu) (hình 5.17b)

Cấu tạo của lu bánh có vấu cơ bản giống lu bánh trơn, chỉ khác là: Trên toàn bộ bề mặt trụ của bánh lu có lắp các vấu số 6. Các vấu này được lắp bằng ren hoặc hàn với thành bánh lu. Các tấm đối trọng số 7 để thay đổi trọng lượng tức là thay đổi trị số lực đầm tĩnh.



Hình 5.17. Các loại xe lu kéo theo

a) Xe Lu bánh cứng trơn; b) Xe lu bánh có vấu;

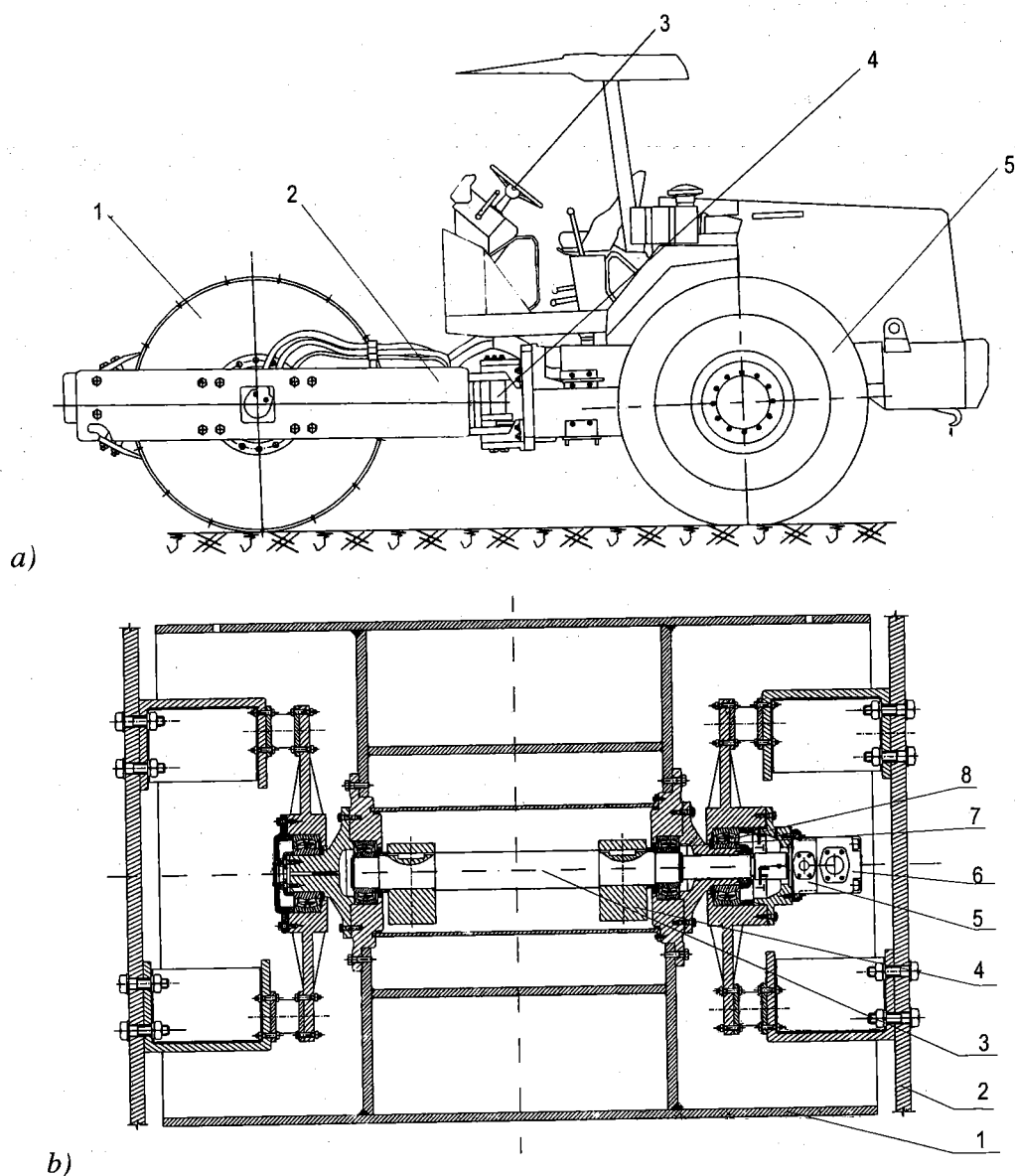
Khi đầm đất, bánh lu không tiếp xúc trực tiếp với đất mà tiếp xúc qua các vấu. Do đó, nếu cùng trọng lượng với bánh lu trơn thì áp suất xuống đất của lu có vấu sẽ lớn hơn, chiều sâu ảnh hưởng lớn hơn và độ chặt của đất sau khi đầm cũng như hiệu quả đầm cao hơn so với lu trơn. Tuy nhiên, lực cản di chuyển lớn nên đòi hỏi lực kéo lớn. Sau khi đầm, tầng dưới lớp đất được đầm chặt với chất lượng tốt nhưng tầng trên của đất lại bị xới lên, đồng thời để lại trên mặt đất những vết giống như vết chân cừu nên còn gọi là lu chân cừu. Muốn tạo độ nhẵn của mặt đường thì phải dùng lu trơn đầm lại. Lu chân cừu thường thích hợp khi đầm đất dẻo, dính.

5.6.4. Xe lu rung tự hành (hình 5.18)

Hiện nay, xe lu rung tự hành đang được sử dụng rộng rãi. Chúng gồm có hai loại:

- Xe lu rung truyền động thuỷ lực dẫn động riêng;
- Xe lu rung truyền động cơ khí dẫn động chung.

Trong đó: Xe lu rung tự hành truyền động thuỷ lực dẫn động riêng (hình 5.18) đang được sử dụng phổ biến hơn.



Hình 5.18. Xe lu rung truyền động thuỷ lực dẫn động riêng

Cấu tạo chung của nó được thể hiện trên hình 5.18a, gồm có các bộ phận sau:

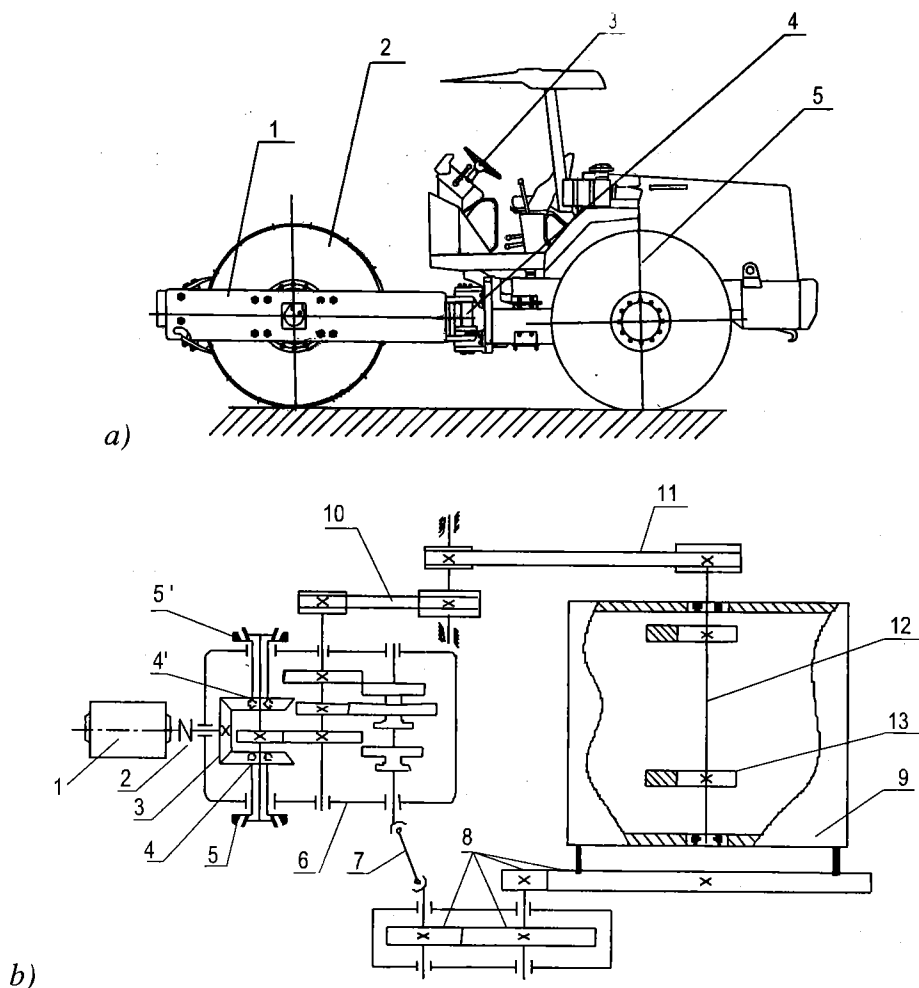
Cặp bánh xe chủ động số 5 thường là bánh hơi, được dẫn động riêng bởi một động cơ thuỷ lực; Bánh bị động số 1 thường là bánh cứng trơn hoặc bánh có vấu.

Khung số 2 của bánh bị động được liên kết với khung của bánh chủ động bằng khớp vạn năng số 4. Nhờ vậy, khung của bánh chủ động và khung của bánh bị động có thể chuyển động tương đối với nhau trong mặt phẳng ngang cũng như trong mặt phẳng đứng và cho phép xe lu quay vòng với bánh kính nhỏ.

Bên trong bánh bị động có đặt bộ phận gây rung. Đó là hai bánh lệch tâm (hay còn gọi là hai quả nặng) số 4 (hình 5.18b). Hai bánh lệch tâm được lắp bằng then với trục số 3. Trục này nhận được chuyển động quay từ động cơ thủy lực số 6 qua khớp nối số 5, đặt trong bánh bị động. Khi trục quay, các bánh lệch tâm quay theo và sinh ra lực ly tâm. Đó chính là lực rung động, được truyền qua vỏ bánh lu số 1 xuống đất để đầm đất.

Do đó, lực đầm của xe lu rung gồm hai thành phần: lực tĩnh do trọng lượng của xe lu và lực rung do các bánh lệch tâm khi quay tạo ra.

Xe lu rung truyền động cơ khí dẫn động chung (hình 5.19a) có bánh chủ động 5 và bánh bị động 2 thường là bánh cứng.



Hình 5.19. Xe lu rung truyền động cơ khí dẫn động chung

Sơ đồ truyền động của nó được thể hiện trên hình 5.19b. Chuyển động quay từ động cơ Điezen 1 của xe lu, truyền qua khớp nối xích 2, hộp số 6, trục các đăng 7 và các bộ truyền bánh răng để hở số 8 làm cho bánh chủ động số 9 quay theo để di chuyển xe lu.

Trên trục số 12 của bánh chủ động có lắp hai bánh lệch tâm số 13 (hình 5.19b). Trục này cũng được dẫn động bởi động cơ Điezen của xe lu qua hộp số 6 và các truyền động cơ khí 10 và 11. Khi trục 12 quay, các bánh lệch tâm 13 quay theo sinh ra lực ly tâm. Đó chính là lực rung để đầm đất.

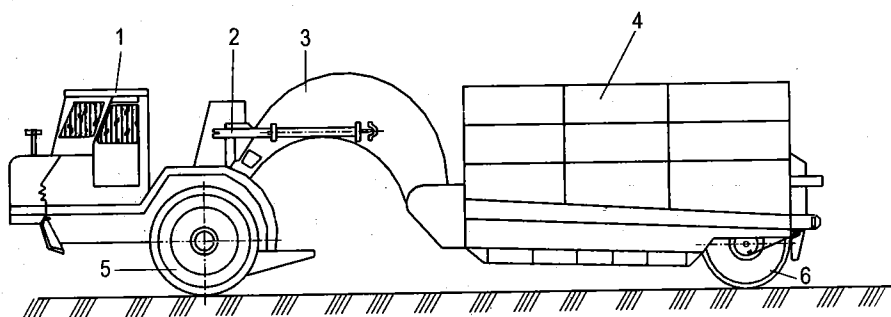
Việc chạy tiến hay lùi của xe lu được tạo ra không phải nhờ hộp số (như ô tô - máy kéo) mà nhờ bánh răng nón 3, hai bánh răng nón đảo chiều quay 4 và 4" cùng với hai ly hợp bên số 5 và 5". Do đó, khi xe lu di chuyển làm việc sẽ có số tiến và số lùi bằng nhau.

Xe lu rung truyền động cơ khí dẫn động chung có cấu tạo phức tạp, hiệu suất thấp nên hiện nay ít được sử dụng.

5.6.5. Lu bánh hơi (hình 5.20)

Lu bánh hơi cũng có hai loại: kéo theo và tự hành.

Hình 5.20 là sơ đồ cấu tạo của xe lu bánh hơi tự hành.



Hình 5.20. Xe lu bánh hơi tự hành

Trong đó: Đầu máy cơ sở số 1 được đặt trên các bánh xe chủ động số 5 và liên kết với khung số 3 của xe lu bằng khớp vạn năng số 2; Thùng số 4 để chất tải lên xe lu với các trọng lượng khác nhau nhằm thay đổi trọng lượng xe lu (tức là thay đổi trị số lực đầm tĩnh). Mặt khác, có thể điều chỉnh áp suất hơi trong các bánh lu 6 để thay đổi áp suất xuống đất. Nhờ vậy, xe lu bánh hơi có thể được dùng để đầm các loại đất khác nhau kể cả mặt đường bê tông atphan.

So với lu bánh cứng tròn, lu bánh hơi có tốc độ di chuyển nhanh hơn khi đầm đất và chiều sâu đầm lớn hơn, có thể tới 40 cm.

5.6.6. Năng suất của máy đầm lăn

Năng suất sử dụng của máy đầm lăn được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{1000 \cdot (B - c) \cdot h \cdot v \cdot k_{tg}}{m}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (5-10)$$

Trong đó:

- m - số lần đầm tại một tuyến để đạt được độ chặt theo yêu cầu;
- B - chiều rộng của vệt đầm do bánh lu tạo ra trên mặt đất (m);
- c - chiều rộng mà bánh lu trùng lên nhau giữa hai lần đầm (m);
- h - chiều sâu ảnh hưởng hay chiều sâu đầm tối ưu (m);
- v - vận tốc di chuyển của máy đầm khi làm việc, (km/h);
- k_t - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy đầm.

VÍ DỤ THỨ 14

Xác định năng suất trong một ca của xe lu rung

Số liệu cho trước:

- + Chiều rộng vệt đầm hay chiều rộng bánh lu: $B = 2,14$ (m);
- + Chiều sâu ảnh hưởng khi đầm: $h = 0,3$ (m);
- + Chiều rộng hai vệt đầm chồng lên nhau: $b = 0,14$ (m);
- + Vận tốc di chuyển của xe lu khi đầm đất: $v = 2,5$ (km/h);
- + Số lần đầm để đạt được độ chặt theo yêu cầu: $m = 6$ (lần);
- + Số giờ làm việc trong một ca: $T = 8$ h;
- + Hệ số sử dụng thời gian: $k_t = 0,8$.

Bài giải:

Xe lu rung là loại điển hình của máy đầm lăn đang được sử dụng rộng rãi hiện nay. Năng suất trong một ca của chúng được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{(B - b) \cdot h \cdot v \cdot 1000 \cdot T}{m} \cdot k_t$$

Thay các số liệu cho trước vào công thức trên, ta xác định được năng suất của xe lu rung:

$$Q = \frac{(2,14 - 0,14) \times 0,3 \times 2,5 \times 1000 \times 8}{6} \times 0,8 = 1600 (\text{m}^3/\text{ca}).$$

Chương 6

MÁY GIA CỐ NỀN MÓNG

6.1. CÁC PHƯƠNG PHÁP GIA CỐ NỀN MÓNG

Trong lĩnh vực xây dựng cơ bản, với bất kỳ công trình nào, dù đó là công trình dân dụng, công nghiệp, công trình cầu hay công trình cảng, đặc biệt là các công trình cao tầng đều phải gia cố móng và khi xây dựng các công trình đường bộ nhất là các đường cao tốc, đường băng sân bay... phải gia cố nền trước khi xây dựng công trình.

Hiện nay, người ta thường dùng các phương pháp sau đây để gia cố móng:

6.1.1. Phương pháp đóng cọc (hạ) cọc

a) Phương pháp đóng cọc bằng lực xung kích (dùng búa xung kích):

Nguyên lý làm việc của phương pháp này là: Búa được nâng lên độ cao nhất định rồi cho búa rơi tự do xuống nhờ trọng lượng bản thân búa. Khi rơi xuống, búa sẽ sinh ra lực xung kích, tác dụng vào đầu cọc để đóng cọc. Phương pháp này cho hiệu quả một lần đóng cọc tương đối cao nhưng thường gây vỡ, toét đầu cọc, thậm chí có khi làm gãy cọc ngang chừng, đồng thời gây ảnh hưởng (làm lún, nứt) đến các công trình lân cận và gây ô nhiễm tiếng ồn. Riêng búa Điezen còn gây ô nhiễm môi trường. Do đó, phương pháp này thường được sử dụng đóng cọc khi xây dựng các công trình xa và cách biệt với các khu dân cư, nơi làm việc của các cơ quan, trường học...

Tuỳ thuộc nguồn động lực nâng búa, có các loại búa xung kích sau: Búa rơi, búa hơi nước, búa Điezen. Trong đó búa Điezen đang được sử dụng rộng rãi.

b) Phương pháp hạ cọc bằng rung động (dùng búa rung):

Nguyên lý làm việc của phương pháp này là: Kẹp chặt búa vào đầu cọc. Khi búa rung động, lực rung sẽ được truyền vào cọc, làm giảm lực ma sát giữa cọc và đất. Nhờ trọng lượng của cọc và búa mà cọc tự hạ xuống, lún sâu dần vào lòng đất. Búa rung có ba loại:

- Búa rung nổi cứng với tần số rung động thấp;
- Búa rung nổi mềm với tần số rung động cao;
- Búa rung kết hợp với va đập còn gọi là búa va rung.

Phương pháp này khắc phục được các nhược điểm của phương pháp dùng búa xung kích tức là không gây vỡ toét đầu cọc hoặc gãy cọc, nhưng vẫn gây ô nhiễm tiếng ồn.

Khi hạ cọc trên nền đất cát thì dùng phương pháp này sẽ cho hiệu quả hạ cọc cao nhất trong các phương pháp đóng (hạ) cọc.

c) Phương pháp hạ cọc bằng lực ép tĩnh:

Nguyên lý làm việc của phương pháp này là: Dùng lực đẩy của các xi lanh thủy lực, ép cọc ngập sâu xuống đất. Phương pháp này khắc phục được nhược điểm của cả hai phương pháp trên nên rất thích hợp với những công trình cải tạo hoặc xây mới liền kề với các công trình đang sử dụng nhưng cần có sự trợ giúp của cần trục tự hành để dựng cọc trước khi ép và nâng hạ các khối đối trọng khi cần chèn thêm tải lên giá ép cọc.

Ba phương pháp trên đây được áp dụng với cọc đã được chế tạo sẵn, phải tốn công vận chuyển cọc từ nơi sản xuất cọc đến nơi thi công; dễ dàng kiểm tra chất lượng cọc. Song phải nối cọc khi cần thi công các cọc có chiều dài lớn, khó đảm bảo độ đồng tâm giữa các đoạn cọc khi nối.

Vì vậy, không thích hợp với việc gia cố những móng chịu tải trọng lớn, yêu cầu cọc có đường kính và chiều dài lớn. Để khắc phục nhược điểm này, hiện nay người ta sử dụng phương pháp khoan lỗ - nhồi cọc.

6.1.2. Phương pháp khoan lỗ - nhồi cọc (gọi tắt là phương pháp khoan - nhồi)

Nguyên lý làm việc của phương pháp này là: Dùng máy khoan để khoan vào lòng đất tạo ra các lỗ, sau đó nhồi vật liệu chế tạo cọc xuống các lỗ đó. Phương pháp này áp dụng với cọc có chiều dài và đường kính lớn và cọc barette (có tiết diện hình các chữ L, I, H). Cọc bê tông cốt thép được đổ tại chỗ, không phải nối cọc, không phải vận chuyển từ nơi khác đến. Tuy nhiên việc kiểm tra chất lượng cọc sau khi đổ bê tông gặp nhiều khó khăn, công nghệ phức tạp, giá thành cao.

Phương pháp này đang được sử dụng phổ biến để gia cố móng cho các nhà cao tầng có tải trọng truyền xuống móng là rất lớn.

6.1.3. Phương pháp gia cố nền bằng cắm bắc thấm

Khi xây dựng các đường ô tô cao tốc, các đường băng sân bay, bến cảng... người ta thường dùng phương pháp gia cố nền bằng cách cắm bắc thấm xuống nền đất nhằm làm cho nước trong lòng đất thoát nhanh hơn, do đó tăng độ ổn định và khả năng chịu tải của nền đường.

6.2. CẤU TẠO CHUNG CỦA MÁY ĐÓNG (HẠ) CỌC

Cấu tạo chung của máy đóng (hạ) cọc (hình 6.1) gồm có: Máy cơ sở số 1 (thường là cần trục tự hành bánh xích), trên đó có lắp giá số 3. Giá này dùng để treo cụm dẫn động búa và búa số 7.

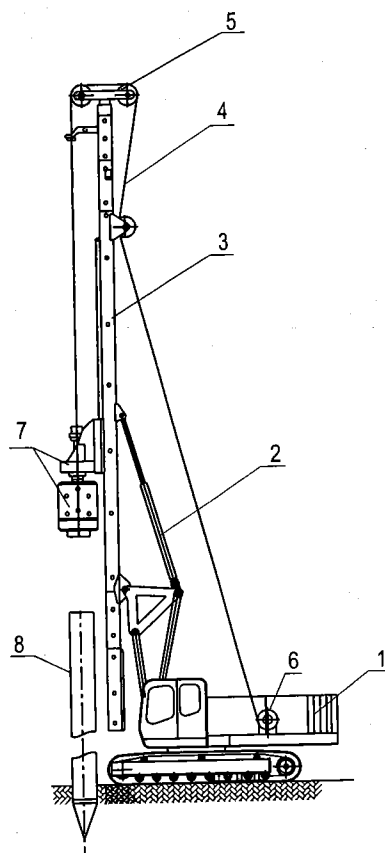
Riêng đối với máy đóng cọc dùng búa xung kích, thì giá số 3 còn là nơi để lắp bộ phận dẫn hướng cho búa trong khi búa được nâng lên hoặc rơi xuống để đóng cọc.

Trên đỉnh giá có lắp các puli số 5 để đổi hướng cáp số 4. Xilanh số 2 để cố định giá số 3 hoặc đẩy nghiêng giá so với phương đứng khi cần đóng cọc nghiêng, cáp nâng búa số 4 được cuốn vào tời 6, đặt trong máy cơ sở, đầu kia vòng qua các puli đổi hướng số 5 rồi được cố định vào móc búa để nâng búa số 7 cùng với cụm dẫn động cho búa.

Với các loại búa rơi thì cáp số 4 và tời dùng để nâng búa lên đến độ cao nhất định, rồi thả cho búa rơi tự do xuống để đóng cọc. Do đó, búa rơi có tốc độ đóng cọc chậm.

Với các loại búa Diezen thì cáp và tời số 4 chỉ được dùng để nâng búa lúc khởi động. Đồng thời cáp số 4 còn dùng để dựng cọc số 8 trước khi đóng.

Việc nâng búa trong khi đang đóng cọc được thực hiện là nhờ áp suất do hỗn hợp dầu Điezen và không khí nén bốc cháy trong xi lanh tạo ra.



Hình 6.1. Cấu tạo chung của máy đóng (hạ) cọc

6.3. BÚA XUNG KÍCH

Dựa vào nguyên lý nâng búa trong khi đóng cọc, búa xung kích được phân thành: Búa rơi, búa hơi nước (còn gọi là búa thủy lực) và búa Điezen. Búa hơi nước có hai loại là búa đơn động và búa song động. Trong búa đơn động, hơi chỉ tác dụng theo chiều nâng búa, còn búa rơi xuống để đóng cọc là do trọng lượng bản thân của nó búa. Trong búa song động, hơi tác dụng theo cả hai chiều nâng búa lên và đẩy búa rơi xuống có gia tốc để đóng cọc. Do đó, búa song động có tốc độ nhanh hơn búa đơn động. Búa Điezen được dùng phổ biến hơn cả trong các loại búa xung kích.

Tuỳ theo bộ phận dẫn hướng cho búa, búa Điezen lại chia thành hai loại: Búa điezen hai cột dẫn hướng và búa điezen xi lanh dẫn hướng.

6.3.1. Búa Điezen hai cột dẫn hướng

Sơ đồ cấu tạo của búa đóng cọc Điezen hai cột dẫn hướng được mô tả trên hình 6.2.

Nguyên lý làm việc của búa Điezen:

Khi chưa làm việc, búa được đặt trên bệ búa 11, xi lanh 7 chụp khít lấy pittông 9. Muốn khởi động thì nhả cáp số 1, giá móc búa số 3 và móc búa số 2 được hạ xuống. Người điều khiển dùng tay lắp móc búa vào quai búa. Sau đó cho tới cuốn cáp số 1 để nâng giá móc búa cùng với búa lên đến độ cao hợp lý, (độ cao này sẽ được tính toán ở phần sau). Khi đó, móc búa bị va đập vào chốt B (chốt này được lắp trên giá máy đóng cọc) và tự động tháo ra khỏi quai búa. Một số loại búa Diezen, người điều khiển phải gạt dây để tháo móc búa khỏi quai búa, làm cho búa rơi xuống do trọng lượng bản thân của nó.

Khi búa rơi xuống, sẽ có các hiện tượng sau đây đồng thời xảy ra:

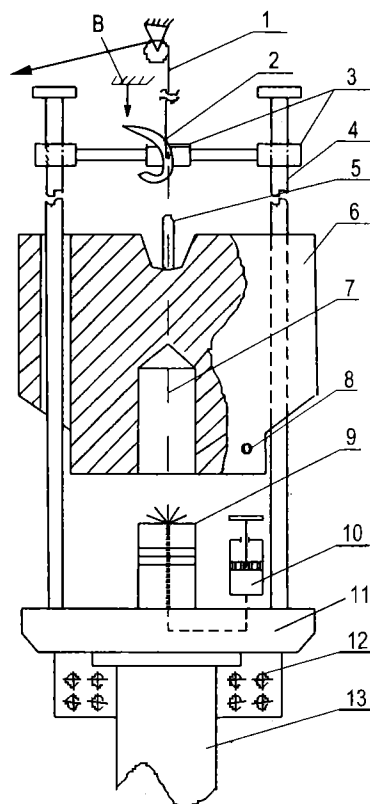
- Búa sinh ra lực xung kích, truyền vào cọc để đóng cọc;
- Không khí trong xi lanh 7 được nén đến áp suất và nhiệt độ cần thiết;
- Chốt bơm số 8 đập rất mạnh vào cần bơm của bơm dầu số 10 làm cho dầu Diezen được phun vào trong xi lanh dưới dạng sương mù, gặp không khí đã được nén, dầu bốc cháy phát ra tiếng nổ, đồng thời tạo ra áp suất mới, tung búa lên; hết đà, búa rơi xuống để đóng cọc và các quá trình tiếp theo cũng đều xảy ra như thế.

Như vậy, trong khi làm việc, xi lanh số 7 di động cùng với búa số 6 còn pittông số 9 cố định.

Búa số 6 được nâng lên trong khi đang đóng cọc là nhờ áp suất được tạo ra do sự bốc cháy của hỗn hợp không khí nén và dầu Diezen được phun vào trong xi lanh dưới dạng sương mù.

Trong khi búa nâng lên hoặc rơi xuống, nó được dẫn hướng bởi hai cột số 4 nên được gọi là búa Diezen hai cột dẫn hướng.

Muốn điều chỉnh áp lực đóng cọc thì điều chỉnh chiều cao rơi hợp lý của búa bằng cách điều chỉnh vị trí của cần bơm dầu, nghĩa là tạo cho chốt bơm đập vào cần bơm mạnh hay nhẹ để điều chỉnh lượng dầu Diezen phun vào trong xi lanh.



Hình 6.2. Búa Diezen hai cột dẫn hướng

1. Cáp nâng búa khi khởi động;
2. Móc búa; 3. Giá móc búa; 4. Hai cột dẫn hướng cho búa; 5. Quai búa;
6. Đầu búa; 7. Xi lanh; 8. Chốt bơm;
9. Pittông; 10. Bơm dầu; 11. Bệ búa; 12. Bộ phận kẹp cọc; 13. Cọc.

6.3.2. Búa Diezen xi lanh dẫn hướng

Cấu tạo của búa Diezen xi lanh dẫn hướng được thể hiện trên hình 6.3.

Nguyên lý làm việc của búa Diezen xi lanh dẫn hướng hướng về cơ bản cũng giống búa Diezen hai cột dẫn hướng. Chỉ khác là: Xilanh làm nhiệm vụ dẫn hướng nên cố định, còn pittông đóng vai trò búa nên di động khi làm việc.

Khi pittông (là búa) rơi xuống để đóng cọc, không khí trong xi lanh được nén lại, đồng thời phần lõi A ở phía dưới pittông đập vào phần lõm B ở đáy xi lanh (trong đó có sẵn dầu Diezen) làm cho dầu bắn tung lên dưới dạng sương mù, gặp không khí nén, dầu bốc cháy, tạo ra áp suất mới nâng búa lên, hết đà, búa rơi xuống và quá trình đóng cọc cứ tiếp diễn như thế.

Trong búa Diezen nói riêng và búa xung kích nói chung hiệu quả hạ cọc phụ thuộc chủ yếu vào chiều cao rơi (hay hành trình làm việc) của búa. Nếu chiều cao này nhỏ thì năng lượng xung kích do búa tạo ra sẽ nhỏ, làm cho hiệu quả hạ cọc thấp. Nhưng nếu chiều cao lớn quá sẽ dễ gây vỡ toét đầu cọc, thậm chí có thể làm gãy cọc ngang chừng, phải mất công sức và thời gian để nhổ cọc bị gãy lên, thay thế cọc khác, dẫn đến hiệu quả và năng suất hạ cọc giảm.

Vì vậy, cần phải xác định chiều cao rơi hợp lý của búa.

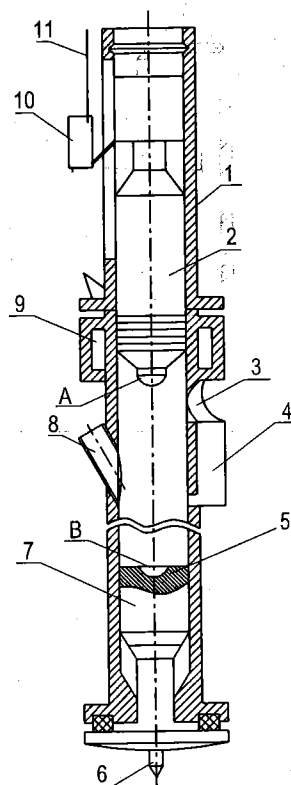
6.3.3. Xác định chiều cao rơi hợp lý của búa xung kích

Để xác định chiều cao rơi hợp lý của búa, ta có thể dựa vào các giả thiết sau:

- Trước khi đang đóng thì cọc gặp chướng ngại vật trong lòng đất, không lún được nữa. Lúc đó, toàn bộ công đóng cọc sẽ làm cho cọc bị biến dạng. Nghĩa là công đóng cọc A_d bằng công biến dạng A_b .

$$A_d = A_b \quad (6-1)$$

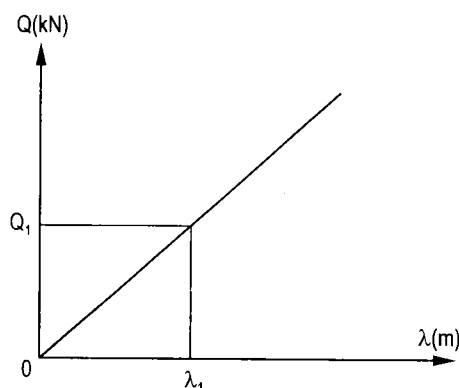
- Ta tính chiều cao rơi hợp lý của búa với cọc dễ bị vỡ, gãy nhất, đó là cọc chỉ có biến dạng giòn mà không có biến dạng dẻo. Ví dụ: Cọc bê tông không có cốt thép.



Hình 6.3. Búa Diezen, xi lanh dẫn hướng

1- Xi lanh dẫn hướng; 2 - Pittông di động (búa); 3 - Cân bơm dầu; 4 - Bơm dầu; 5- Đáy xilanh; 6 - Vấu để định tâm búa với cọc; 7 - Bộ truyền lực; 8 - Lỗ thoát khí; 9 - Bình dầu; 10, 11 - Móc và cáp để nâng búa khi khởi động;

Với cọc loại này, theo định luật Húc trong "Sức bền vật liệu" thì quan hệ giữa trọng lượng của búa tác dụng lên đầu cọc Q và biến dạng λ của cọc là đường bậc nhất như hình 6.4.



Hình 6.4. Quan hệ giữa trọng lượng của búa và biến dạng của cọc

Khi tác dụng tải trọng Q_1 vào đầu cọc sẽ làm cho cọc bị biến dạng một lượng λ_1 . Công biến dạng do tải trọng Q_1 sinh ra được xác định theo công thức:

$$A_b = \frac{Q_1 \lambda_1}{2} \quad (6-2)$$

Trong đó:

Biến dạng λ_1 được xác định theo công thức:

$$\lambda_1 = \frac{Q_1 L}{EF} \quad (6-3)$$

L - chiều dài của cọc, m;

E - modun đàn hồi của cọc, kN/m^2 ;

F - diện tích tiết diện ngang của cọc, m^2 .

Nhân cả tử số và mẫu số của biểu thức (6-3) với F , ta thu được:

$$\lambda_1 = \frac{Q_1 FL}{EF^2} \quad (6-3a)$$

Thay biểu thức (6-3a) vào công thức (6-2), ta sẽ nhận được công thức xác định công biến dạng:

$$A_b = \frac{Q_1^2 FL}{F^2 2E} \quad (6-4)$$

Hay:

$$A_b = \frac{\sigma^2 FL}{2E} \quad (6-4a)$$

Trong đó:

$$\sigma^2 = \frac{Q_1^2}{F^2};$$

σ - ứng suất trong cọc do tải trọng Q_1 gây ra hay là cường độ chịu tải của cọc, kN/m^2 .

Công đóng cọc do búa sinh ra khi rơi xuống với chiều cao $H_{\max}$, được xác định theo công thức:

$$A_d = Q \cdot H_{\max} \quad (6-5)$$

Q - trọng lượng phần động của búa, kN ;

$H_{\max}$ - chiều cao rơi lớn nhất (hành trình làm việc lớn nhất) của búa, m .

Thay các công thức (6-4a) và (6-5) vào phương trình (6-1) ta có:

$$QH_{\max} = \frac{\sigma^2 FL}{2E}$$

Suy ra:

$$H_{\max} = \frac{\sigma^2 FL}{2QE} \quad (6-6)$$

Chiều cao rơi hợp lý của búa, thường được lấy bằng:

$$H_{hl} = 0,8H_{\max} = 0,4 \frac{\sigma^2 FL}{QE} \quad (6-7)$$

Nhìn vào công thức (6-7), ta thấy: Khi đóng một loại cọc đã xác định, chiều cao rơi hợp lý của búa phụ thuộc chủ yếu vào trọng lượng phần động của búa Q .

6.4. BÚA RUNG ĐỘNG

Gồm có các loại: Búa rung nổi cứng, búa rung nổi mềm và búa rung kết hợp với va đập.

6.4.1. Búa rung nổi cứng (hình 6.5a), gồm có:

Động cơ điện số 1, bộ truyền đai số 2 để truyền chuyển động quay từ động cơ sang các bánh lệch tâm 3 và 3'.

Lực ly tâm do chúng sinh ra khi quay với tốc độ góc ω được xác định theo công thức:

$$P = m r \omega^2 \quad (6-8)$$

Trong đó: m - khối lượng của bánh lệch tâm, kg ;

r - bán kính lệch tâm, mm ;

ω - tốc độ góc, l/s .

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (6-9)$$

n - tốc độ quay của các bánh lệch tâm, vòng/ phút.

Các bánh lệch tâm này có cùng khối lượng m , có bán kính lệch tâm r như nhau, quay cùng tốc độ góc ω nhưng ngược chiều nhau.

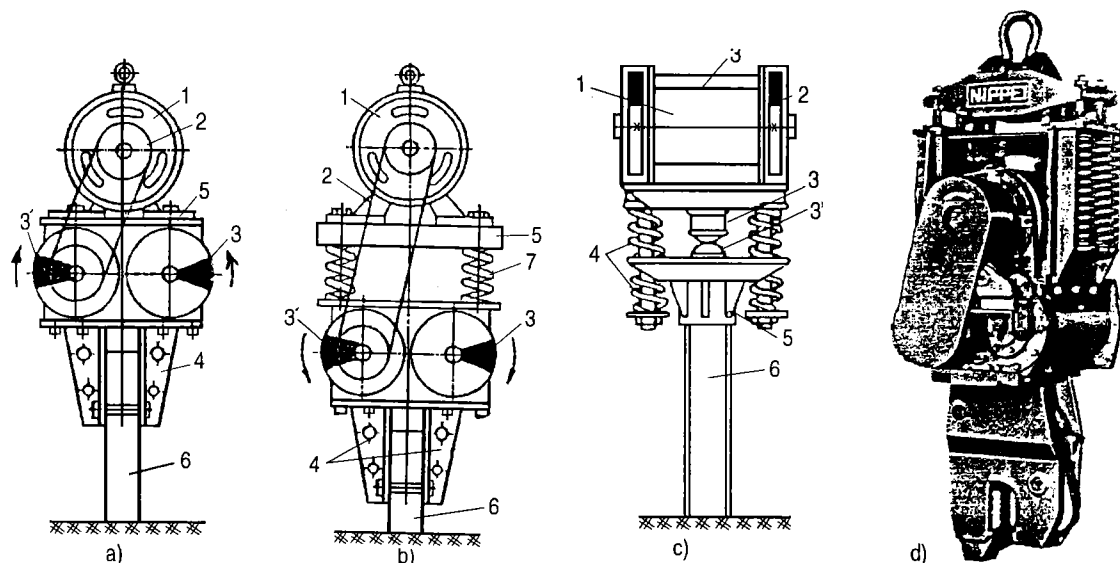
Như vậy, trị số lực ly tâm do các bánh lệch tâm 3, 3' gây ra là bằng nhau. Do đó, lực rung động do chúng gây ra theo phương ngang sẽ bị triệt tiêu nhau (vì hai bánh lệch tâm quay ngược chiều nhau), chỉ còn rung động theo phương thẳng đứng sẽ truyền qua bộ phận kẹp số 4 vào cọc số 6 để giảm lực ma sát giữa cọc và đất. Nhờ trọng lượng bản thân của cọc và búa mà cọc tự lún sâu vào lòng đất.

Đặc điểm của búa rung nổi cứng là: Động cơ được liên kết cứng với hộp chứa các bánh lệch tâm gây rung nên nó trực tiếp chịu rung động, làm cho tuổi thọ của động cơ bị giảm.

Loại này chỉ thích hợp với những búa rung có tần số rung động thấp, hiệu quả hạ cọc không cao. Để khắc phục nhược điểm trên, trong thực tế hiện nay, người ta thường dùng búa rung nổi mềm.

6.1.2. Búa rung nổi mềm (hình 6.5b, d)

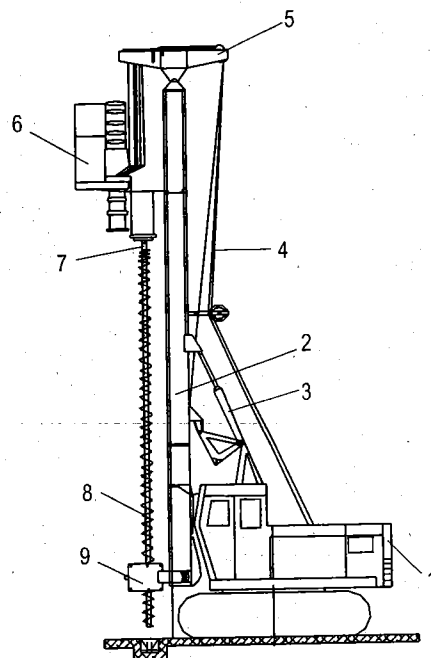
Về cơ bản, búa rung nổi mềm có cấu tạo và nguyên lý làm việc giống như búa rung nổi cứng. Chỉ khác là: Ở búa rung nổi mềm, động cơ điện số 1 được liên kết mềm với hộp chứa các bánh lệch tâm gây rung qua hệ thống lò xo số 7. Do đó giảm được rung động tác dụng lên động cơ, làm tăng tuổi thọ của động cơ. Búa rung nổi mềm thường có tần số rung động cao hơn búa rung nổi cứng nên cho hiệu quả cao hơn. Vì có các ưu điểm nêu trên mà búa rung nổi mềm được sử dụng rộng rãi hơn búa rung nổi cứng.



Hình 6.5. Các loại búa rung động

Trong các loại búa rung động có thể có một cặp bánh lệch tâm như hình 6.5, hoặc hai cặp bánh lệch tâm. Các bánh lệch tâm này có cùng khối lượng, có bán kính lệch tâm như nhau, quay cùng tốc độ góc nên trị số lực ly tâm do chúng gây ra là như nhau.

Cần khoan số 7 và guồng xoắn số 8 nhận được chuyển động quay từ cụm dẫn động số 6. Trong khi khoan, guồng xoắn số 8 vừa xoay tròn vừa tiến sâu vào lòng đất và được dẫn hướng bởi bộ phận dẫn hướng số 9. Nhờ vậy, đảm bảo đường tâm của lỗ khoan luôn thẳng đứng và trùng với đường tâm của cọc. Bùn khoan được guồng xoắn tự đẩy lên khỏi lỗ khoan. Do đó, trong khi làm việc, không cần phải nâng thiết bị khoan lên khỏi lỗ khoan để xả bùn khoan như máy khoan với gầu khoan. Do kích thước guồng xoắn bị hạn chế nên máy khoan loại này chỉ dùng thi công cho những cọc có đường kính và chiều dài không lớn.



Hình 6.8. Máy khoan xoay tròn kiểu guồng xoắn ruột gà

6.5.5. Máy tạo lỗ cho cọc barette

a) Khái niệm về cọc barette

Cọc barette có tiết diện ngang là hình chữ nhật, hình chữ L, chữ H chữ I hoặc chữ thập với diện tích xung quanh lớn.

Ưu điểm nổi bật của cọc barette so với các cọc khác là nó có tiết diện ngang rất đa dạng, mô men chống uốn lớn, sức chịu tải rất lớn, có thể tới 6000 tấn và độ ngập sâu của cọc có thể đến 150 m song vẫn có độ thẳng đứng gần như tuyệt đối. Vì vậy, chúng rất thích hợp với những nhà cao tầng với các tầng hầm, có tải trọng truyền xuống móng rất lớn, đồng thời chịu tải trọng ngang như tải trọng do gió và tải trọng do động đất gây ra.

Ví dụ: Công trình tháp đôi ở Kuala Lumpur City (Malaysia) với hai toà nhà chọc trời 85 tầng giống hệt nhau cao 452m, diện tích mặt bằng là 29000 m². Để gia cố móng cho mỗi toà nhà này, người ta phải dùng 85 cọc barette có kích thước tiết diện ngang 1,2 × 2,8m và sâu 60 - 125 m. Đài cọc là một khối bê tông có đường kính 50 m, chiều dày là 4,5 m và 19 cọc barette có kích thước tiết diện ngang 0,8 × 2,8m và sâu 40 - 60 m.

Tại Việt Nam, từ năm 1994, cọc barette cũng đã được sử dụng ở thành phố Hà Nội và Thành phố Hồ Chí Minh, như:

- Khi xây dựng Công trình Saigon Centre Tower - 65 Lê Lợi, Thành phố Hồ Chí Minh với ba tầng hầm và 25 tầng lầu, người ta đã dùng 23 cọc barette có kích thước tiết diện ngang 0,5 × 1,2 m ; 11 cọc 0,6 × 2,8 m và 12 cọc 1,2 × 2,8 m. Tất cả các cọc đều sâu 50 m.

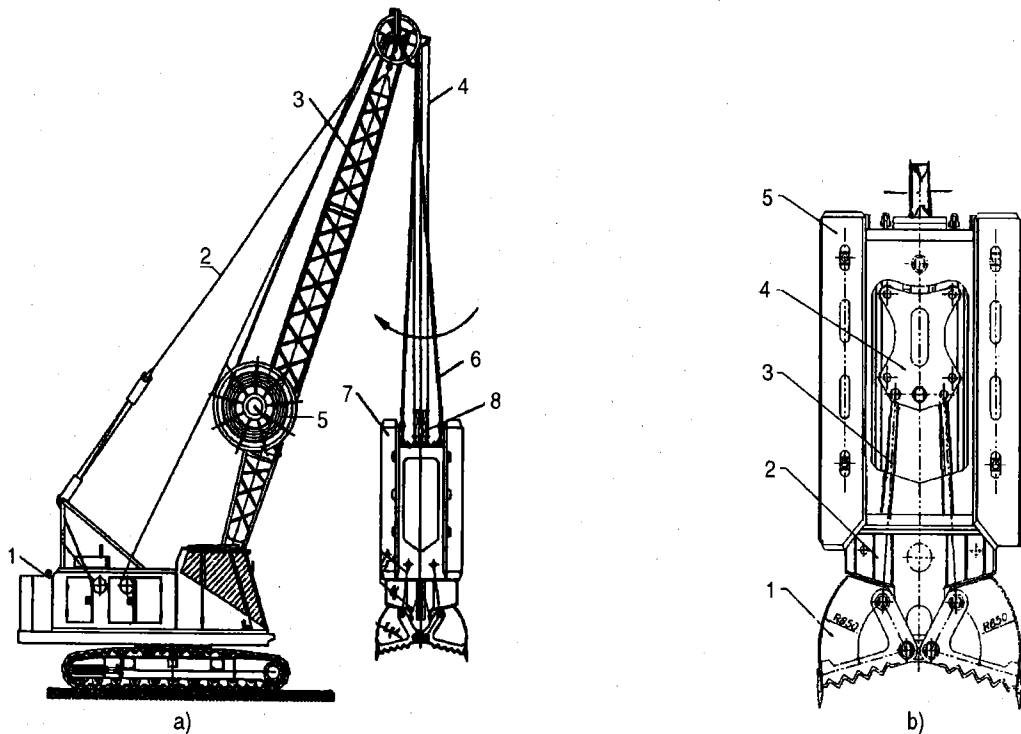
- Khi xây dựng Công trình Vietcombank Tower - 198 Trần Quang Khải Thành phố Hà Nội với hai tầng hầm và 22 tầng lầu, người ta đã dùng 58 cọc barette có kích thước tiết diện ngang 0,8 × 2,8 m và sâu 55 m.

Ngoài hai công trình trên, ở nước ta còn một số công trình khác cũng sử dụng cọc barrette để gia cố móng nhưng với số lượng cọc không nhiều.

Một ưu điểm nữa của cọc barrette là nó có chu vi tiếp xúc với đất lớn nên đối với những công trình có tầng hầm nhưng tải trọng truyền xuống móng không lớn, khi dùng cọc barrette thì chỉ cần lực ma sát giữa thành cọc và đất đã đủ khả năng chịu tải của cọc, không cần phải đưa mũi cọc xuống sâu như các loại cọc nhồi thông thường khác.

b) Máy tạo lỗ khoan cọc barrette

Để tạo lỗ cho cọc barrette, người ta dùng máy khoan với loại thiết bị khoan đặc biệt, được điều khiển bằng cáp hoặc bằng cáp kết hợp với thủy lực. Trong đó máy khoan điều khiển bằng cáp kết hợp với thủy lực đang được sử dụng rộng rãi hơn. Cấu tạo chung của nó được thể hiện trên hình 6.9a.



Hình 6.9. Máy tạo lỗ cho cọc barrette

Cũng như các loại máy khoan khác, máy cơ sở số 1 là cần trục tự hành bánh xích. Cần chính số 3 có kết cấu giàn, được liên kết với máy cơ sở bằng khớp bản lề ở chân cần và được treo nghiêng nhờ cáp số 2. Trên cần có lắp tang số 5 để cuốn dây dẫn thủy lực số 6 (dây này mềm) cung cấp dầu cho xilanh đóng mở gầu khoan. Cáp số 4 để nâng (hạ) gầu khoan số 7. Một đầu của cáp này được cố định vào đầu cần, đầu kia vòng qua pulley số 8 trên đỉnh gầu khoan và vòng qua pulley đầu cần rồi cuốn vào tang nâng gầu, đặt trong máy cơ sở. Tốc độ của cáp nâng gầu và dây dẫn thủy lực khi chúng cuốn vào hoặc nhả ra khỏi các tang là như nhau.

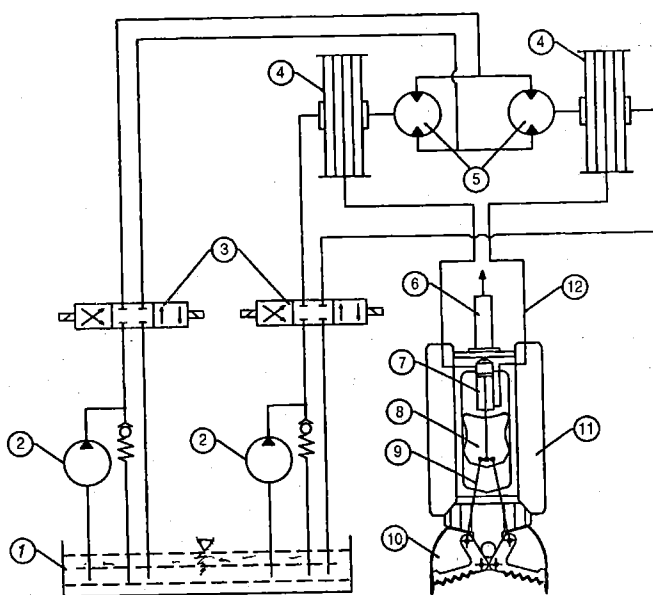
Gầu khoan có hình dạng như một cái thùng, hình 6.9b, ở phía dưới thùng được lắp hai má gầu số 1 có các răng cứng để phá vỡ đá giống như kiểu gầu ngoạm. Trọng lượng gầu rất lớn từ 6,5 đến 17 tấn. Nhờ có trọng lượng bản thân lớn như vậy nên gầu này có thể phá vỡ và đào các loại đá rắn với cường độ 10MPa. Trọng tâm của gầu thấp nên nó rất ổn định khi làm việc. Kích thước của gầu cũng rất lớn với chiều cao 3,6m, lớn nhất có thể tới 6,65m và chiều rộng tới 1,5m.

Do chiều cao lớn, thành thùng số 5 có tác dụng như một khung dẫn hướng cho gầu trong khi rơi xuống. Mặt khác, cũng nhờ trọng lượng lớn và do vỏ gầu có dạng như một thùng sắt với chiều cao lớn (tới 6,65m) nên khi rơi xuống để đào đất, vỏ gầu miết mạnh vào thành lỗ, tạo nên một màng cứng, có tác dụng giữ cho thành lỗ không bị sập trong quá trình khoan tạo lỗ.

Bên trong thùng có con trượt số 4. Đầu trên của con trượt được liên kết với xilanh thủy lực đóng mở gầu ngoạm (nếu là gầu điều khiển bằng cáp thì nó được liên kết với cụm pully di động của palăng cáp đóng gầu). Đầu dưới của con trượt được liên kết với trụ đỡ số 2 của má gầu qua các thanh đẩy số 3.

Với loại gầu điều khiển bằng thủy lực thì việc đóng mở gầu được thực hiện bằng xilanh thủy lực (có thể dùng một hoặc hai xilanh). Dưới tác dụng lực đẩy của xilanh thủy lực, hai má gầu từ từ khép lại để ngoạm đất vào trong gầu. Khi gầu đã được tích đầy đất, nó được đóng kín và nâng lên khỏi lỗ khoan nhờ tời và cáp số 4. Nước bùn trong gầu được trào ra ngoài từ các lỗ nhỏ ở thành của hai má gầu. Người điều khiển cho máy quay, đưa gầu đến vị trí xả đất. Khi đó, hai má gầu mở ra để bùn khoan được đổ xuống ô tô chuyển đi nơi khác.

Sơ đồ hệ thống truyền động thủy lực với một xilanh đóng mở gầu được thể hiện trên hình 6.10.



Hình 6.10. Sơ đồ hệ thống thủy lực với một xilanh đóng mở gầu

Các bộ phận chính của hệ thống thủy lực đóng mở gầu gồm có:

- 1 - Thùng dầu;
- 2 - Bơm thủy lực;
- 3 - Van phân phối;
- 4- Tang cuốn ống mềm dẫn dầu;
- 5 - Động cơ thủy lực;
- 6 - Cụm puly di động của palăng cáp nâng (hạ) gầu;
- 7 - Xylanh thủy lực đóng mở gầu;
- 8- Con trượt;
- 9 - Thanh đẩy;
- 10 - Má gầu;
- 11- Giá dẫn hướng;
- 12 - Ống dẫn dầu (ống này mềm để có thể cuốn vào các tang 4).

Nguyên lý làm việc:

Hai má gầu ngoạm được đóng hoặc mở nhờ xylanh công tác 7. Xylanh này được dẫn động nhờ bơm thủy lực 2 đặt ở máy cơ sở hoặc được đặt ngay ở bên trong gầu khoan để tăng trọng lượng của gầu. Hành trình làm việc của pittong để đóng mở được truyền đến con trượt 8 làm cho con trượt đi lên hoặc đi xuống. Nhờ đó, gầu được đóng hoặc mở. Ống dẫn dầu 12 là ống mềm chịu áp lực cao được cuốn quanh các tang 4. Các tang này nhận được chuyển động quay từ động cơ thủy lực số 5. Khi các tang quay, ống dẫn dầu sẽ được cuốn vào hoặc nhả ra khỏi tang với vận tốc bằng vận tốc cuốn vào hoặc nhả ra khỏi tang của cáp nâng hạ gầu khoan trong quá trình làm việc.

6.5.6. Quy trình thi công cọc khoan nhồi bằng phương pháp phản tuần hoàn với dung dịch bentonite (không sử dụng ống vách)

Quy trình thi công cọc khoan nhồi bằng phương pháp này (hình 6.11) theo thứ tự các công đoạn sau:

1. Công tác chuẩn bị thi công gồm các việc:

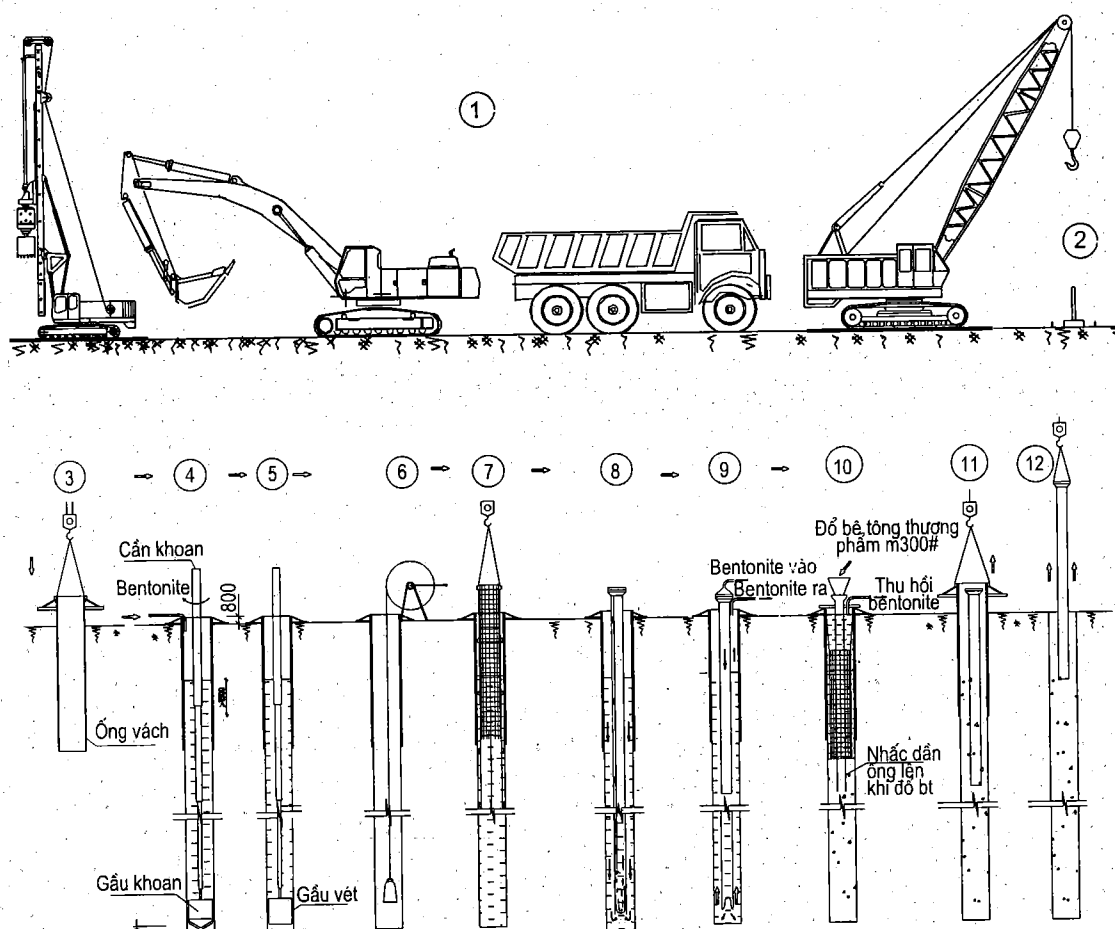
+ Lắp đặt máy khoan chủ đạo, các máy và thiết bị phụ trợ như: máy xúc, ô tô vận tải, cần trục tự hành, máy bơm dung dịch bentonite, máy nén khí để thổi rửa cặn lắng; bể chứa và tách lọc bentonite sau khi thu hồi mùn khoan...

+ Gia cố những nơi nền đất yếu trong khu vực thi công để đảm bảo an toàn cho việc lắp dựng và di chuyển các loại máy có trọng lượng lớn trong quá trình làm việc.

+ Tập kết ống vách (trong thực tế còn gọi là ống sinh), ống dẫn bê tông (trong thực tế còn gọi là ống trémie) và lồng cốt thép. Tùy theo đường kính của cọc, trong mỗi lồng

cốt thép người ta lắp 3 - 6 ống có đường kính 50 - 70mm theo suốt chiều dài cọc để dẫn đầu thu và đầu phát của máy siêu âm trong khi kiểm tra chất lượng cọc.

2. Xác định vị trí tâm cọc và dùng cần trục tự hành dựng ống vách lên, đồng thời đặt vào vị trí đó để đảm bảo cố định vị trí tâm cọc.



Hình 6.11. Quy trình thi công cọc khoan nhồi theo phương pháp phân tuần hoàn

3. Hạ ống vách (ống sinh): Có thể sử dụng các phương pháp hạ cọc đúc sẵn để hạ ống vách như dùng búa xung kích, búa rung hoặc ép tĩnh. Tuy nhiên, hiện nay người ta thường dùng máy khoan tạo lỗ có chiều sâu chính bằng chiều dài ống vách, rồi dùng cần trục tự hành dựng ống vách lên và hạ xuống lỗ đó. Ống vách phải được đặt cao hơn mặt đất 0,5-0,8m.

Sau khi đặt ống vách xong, phải dùng đất sét và nê-m chèn chặt để ống vách không bị dịch chuyển trong quá trình khoan.

4. Tiến hành khoan tạo lỗ.

5. Nạo vét bùn khoan và làm sạch đáy lỗ khoan.

6. Xác định độ sâu lỗ khoan (theo thiết kế) bằng thước dây và quả dọi (quả nặng).
 7. Lắp đặt lồng cốt thép.
 8. Lắp đặt ống dẫn bê tông (ống trémie). Ống này gồm nhiều đoạn, mỗi đoạn dài 3 mét và được nối với nhau bằng ren.
 9. Thổi rửa cặn lắng đáy lỗ khoan và thu hồi mùn khoan có lẫn dung dịch bentonite về bể chứa, tách lọc lấy dung dịch bentonite để tái sử dụng.
 10. Tiến hành đổ bê tông thương phẩm với mác 300;
 11. Rút ống vách (ống sinh) lên;
 12. Rút ống dẫn bê tông và hoàn thành cọc.
 13. Kiểm tra chất lượng cọc bằng máy siêu âm.
- Nếu sử dụng máy khoan để tạo lỗ cho cọc nhồi với đường kính $\phi = 1270 \text{ mm}$, theo phương pháp phản tuần hoàn thì tốc độ thực tế tạo lỗ của máy khoan có thể tham khảo trong bảng 12.7.

Bảng 12.7. Tốc độ thực tế tạo lỗ và tốc độ quay bàn quay của máy khoan theo phương pháp phản tuần hoàn với cọc có $\phi = 1270 \text{ mm}$

Loại đất	Tốc độ tạo lỗ (phút/mét)	Tốc độ quay bàn quay (vòng/phút)
Đất sét	5÷10	10÷13
Đất bùn pha cát	7÷10	7÷12
Cát mịn	10÷12	10÷11
Cát trung bình	12÷20	10÷11
Cát lẫn sỏi	30÷60	5÷7

Chương 7

MÁY SẢN XUẤT ĐÁ

7.1. MÁY NGHIÊN ĐÁ

7.1.1. Khái niệm chung

a) Khái niệm về quá trình nghiền đá và độ nghiền

Nghiên đá là quá trình dùng ngoại lực do thiết bị nghiền sinh ra, tác dụng vào đá để phá vỡ chúng, biến đá từ cỡ lớn thành cỡ nhỏ hơn. Thực tế cho thấy rằng: Không nên nghiền đá có kích thước rất lớn thành những viên đá có kích thước rất nhỏ chỉ sau một lần nghiền vì nếu nghiền như vậy thì năng lượng tiêu hao cho quá trình nghiền lớn, đá bị nghiền nát vụn, chất lượng nghiền kém và năng suất máy giảm. Vì vậy, người ta thường tiến hành nghiền đá thành nhiều lần với độ nghiền khác nhau.

Độ nghiền là thông số cơ bản, đặc trưng cho quá trình nghiền. Độ nghiền được xác định theo công thức:

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}} \quad (7-1)$$

Trong đó:

$D_{\max}$ - kích thước lớn nhất của viên đá trước khi vào máy nghiền;

$d_{\max}$ - kích thước lớn nhất của viên đá sau khi ra khỏi máy nghiền.

b) Các dạng nghiền đá.

Dựa vào kích thước $D_{\max}$ và $d_{\max}$ tức là dựa vào độ nghiền i có các dạng nghiền sau:

Dạng nghiền	$D_{\max}$ (mm)	$d_{\max}$ (mm)
Nghiên thô	500 – 1000	125 – 250
Nghiên trung bình	100 – 500	20 – 125
Nghiên nhỏ	20 – 100	3 – 20
Nghiên bột	3 – 20	< 0,3

Sản phẩm của máy nghiền là đá dăm. Tùy theo kích thước hạt theo các phương, đá dăm được phân thành các loại có hình dạng khác nhau:

Hạt có dạng hình khối nếu các kích thước (theo chiều dài, chiều rộng, chiều cao) của nó tương đối đều nhau;

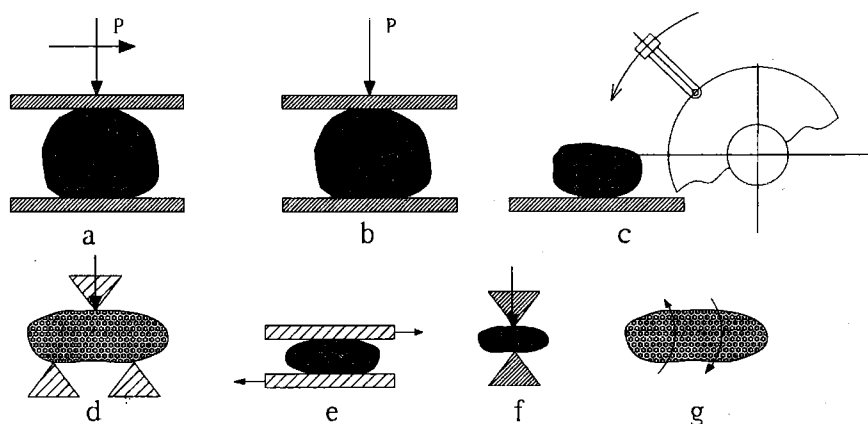
Hạt bẹt hoặc hạt dài nếu có chiều rộng và chiều cao nhỏ hơn $1/3$ chiều dài.

Chất lượng sản phẩm của máy nghiền (đá dăm) được đánh giá bằng kích thước, hình dạng và độ bền cơ học của đá dăm cũng như lượng tạp chất trong đá dăm.

Tiêu chuẩn quy định đối với đá dăm dùng trong xây dựng, tỷ lệ hạt bẹt không quá 15% khối lượng sản phẩm. Với những cấu kiện bê tông quan trọng như ống bê tông cốt thép chịu áp lực lớn thì tỷ lệ đó không vượt quá 10%. Hàm lượng bụi (có kích thước $< 0,3\text{mm}$) không được vượt quá 5% so với khối lượng sản phẩm.

c) Các phương pháp nghiền đá

Hiện nay, trong các loại máy nghiền đá, người ta thường sử dụng các phương pháp nghiền vỡ đá như hình 7.1:



Hình 7.1. Các phương pháp nghiền vỡ đá

a) Xiết vỡ; b) Ép vỡ; c) Đập vỡ; d) Uốn vỡ; e) Chà sát; f) Chẻ vỡ và g) Xoắn vỡ.

Để giảm năng lượng tiêu hao trong quá trình nghiền đá, các loại máy nghiền đá thường sử dụng tổ hợp từ hai phương pháp nghiền trở lên trong các phương pháp nghiền vỡ đá trên hình 7.1.

d) Phân loại máy nghiền đá

Tuỳ theo công dụng và cấu tạo, máy nghiền đá được phân thành:

* Máy nghiền má (hình 7.2a): Gồm có hai má nghiền: Má cố định số 1 và má di động số 2. Má số 2 được treo và nhận được chuyển động từ trục lệch tâm số 3 và thanh đẩy 4.

Máy nghiền má được dùng nghiền thô các loại đá. Vì vậy, nếu trong dây chuyền công nghệ sản xuất đá có bố trí nhiều loại máy nghiền thì máy nghiền má thường được bố trí đầu tiên. Quá trình nghiền đá trong máy nghiền má được tiến hành theo chu kỳ.

* Máy nghiền nón (hình 7.2b): Gồm có nón cố định số 1 và nón di động số 2. Nón di động được lắp với trục số 3. Khác với máy nghiền má, quá trình nghiền đá trong máy nghiền nón được tiến hành liên tục.

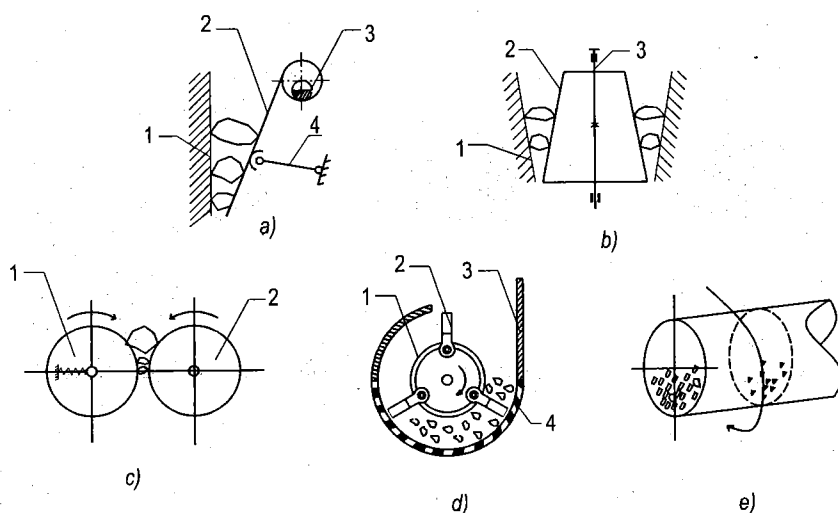
Máy nghiền nón có hai loại: Máy nghiền nón để nghiền thô và máy nghiền nón để nghiền trung bình và nghiền nhỏ.

Trong lĩnh vực xây dựng thường dùng máy nghiền má và máy nghiền nón.

* Máy nghiền trục (hình 7.2c)

Gồm có hai trục hình trụ số 1 và 2 quay ngược chiều nhau. Đá được ép vỡ trong khoảng không gian giữa hai trục. Một trục có ổ được lắp cố định, còn trục kia có ổ được lắp với lò xo để nếu khi gặp những viên đá quá cứng, không thể nghiền vỡ được thì phản lực của chúng sẽ nén lò xo lại làm cho khe hở giữa hai trục được mở rộng ra và những viên đá đó rơi xuống, đảm bảo an toàn cho máy.

Máy nghiền trục thường dùng để nghiền vừa và nhỏ các loại đá.



Hình 7.2. Các loại máy nghiền đá

* Máy nghiền búa (hình 7.2d).

Gồm có rôto số 1, trên đó có lắp các búa số 2. Các búa này được liên kết bằng khớp với rôto. Khi rôto quay, dưới tác dụng của lực ly tâm, các búa văng ra làm cho đá bị đập vỡ giữa các búa và tấm va đập số 3. Đá được đập vỡ sẽ lọt qua lưới sàng số 4 ra ngoài. Những viên đá không lọt qua sàng sẽ bị búa đập vỡ tiếp. Máy nghiền búa để nghiền nhỏ các loại đá.

* Máy nghiền bi (hình 7.2e).

Gồm có ống hình trụ, được phân thành nhiều đoạn, các đoạn ngăn cách với nhau bằng mặt sàng với kích thước mắt sàng giảm dần. Trong ống có chứa các viên bi bằng kim loại. Đá được đổ vào trong ống lẫn với bi.

Khi nghiền, ống quay tròn, dưới tác dụng của lực ly tâm các viên bi và đá văng ra, chà xát vào nhau để thực hiện quá trình nghiền. Sản phẩm của máy nghiền bi là bột đá.

7.1.2. Máy nghiền má

Máy nghiền má được dùng để nghiền thô các loại đá.

Tùy theo quỹ tích chuyển động của má di động, máy nghiền má gồm có hai loại:

- Máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản;
- Máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp.

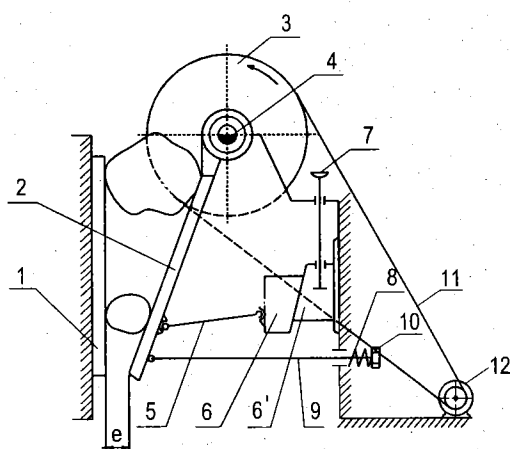
Trong đó, máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp có cấu tạo đơn giản hơn, cho chất lượng nghiền tốt hơn và năng suất cao hơn nên nó được sử dụng rộng rãi hơn so với máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản.

7.1.2.1. Máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp

Sơ đồ cấu tạo của máy nghiền má lắc phức tạp được thể hiện trên hình 7.3.

Trong đó: Má cố định số 1 được làm liền với thân máy; Má di động số 2 được treo nhờ trục lệch tâm số 4, đồng thời má di động còn nhận được chuyển động từ trục lệch tâm truyền tới.

Trên một đầu của trục lệch tâm có lắp bánh đai số 3, còn đầu kia lắp bánh đà có kích thước và khối lượng giống như bánh đai số 3. Bánh đà này có tác dụng tích lũy năng lượng ở hành trình không tải và cung cấp năng lượng đó cho hành trình có tải (hành trình nghiền đá) của má di động.



Hình 7.3. Máy nghiền má lắc phức tạp

Tấm đẩy số 5 để liên kết má di động với miếng thép hình thang số 6. Một đầu tấm đẩy này được đặt gá vào chỗ lõm của má di động, còn đầu kia được đặt gá vào chỗ lõm của miếng thép hình thang số 6 (còn gọi là nêm điều chỉnh cỡ đá nghiền).

Tấm đẩy thường được chế tạo gồm hai nửa rồi ghép lại với nhau bằng bu lông. Tấm đẩy có kết cấu như vậy nhằm mục đích: Nếu rơi vào trong buồng nghiền những viên đá quá cứng hoặc những vật kim loại, không thể nghiền vỡ được thì phản lực của những vật đó sẽ tác dụng vào tấm đẩy và cắt đứt các bu lông liên kết hai nửa tấm đẩy. Lúc đó, tấm đẩy sẽ rơi xuống. Dưới tác dụng của lò xo số 8 và thanh giằng số 9, má di động được kéo sang phải, vật không thể nghiền vỡ sẽ rơi ra khỏi buồng nghiền, đảm bảo an toàn cho máy.

Tại bề mặt làm việc của hai má có lắp tấm nghiền bằng thép hợp kim mangan chịu mài mòn tốt, được chế tạo dưới dạng hình lượn sóng dọc theo chiều cao của má với các đỉnh sóng của hai tấm nghiền ở hai má xen kẽ nhau để làm cho các viên đá dễ bị uốn vỡ trong khi nghiền, góp phần giảm năng lượng tiêu hao cho quá trình nghiền đá.

Thanh giăng số 9 và lò xo số 8 tạo thành mối liên kết động học khép kín cho hệ thống truyền động của má di động và giữ cho tấm đẩy số 5 không bị rơi xuống khi má di động chuyển động, đồng thời giúp cho má di động trở về vị trí ban đầu sau khi kết thúc hành trình nghiền.

Hai miếng thép hình thang số 6 và 6' cùng với vít số 7 để điều chỉnh chiều rộng e của cửa xả tức là điều chỉnh kích thước viên đá ra khỏi máy nghiền.

Nguyên lý làm việc của máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp như sau:

Bánh đai số 3 nhận được chuyển động quay từ động cơ số 12 truyền tới qua bộ truyền đai số 11 (với dây đai có tiết diện hình thang). Khi bánh đai số 3 quay, trục lệch tâm số 4 sẽ quay theo, làm cho má di động số 2 vừa lắc quanh trục lệch tâm số 4 vừa nâng lên, hạ xuống dọc theo bề mặt của má để tiến hành quá trình nghiền đá. Đá ở trong buồng nghiền chịu lực theo hai phương: Lực ép theo phương ngang và lực xiết dọc theo phương chiều cao của má.

Quỹ tích của một điểm trên má di động (gắn với cửa xả đá) có dạng đường elíp; càng gần về phía trục lệch tâm thì quỹ tích đó càng gần với dạng đường tròn.

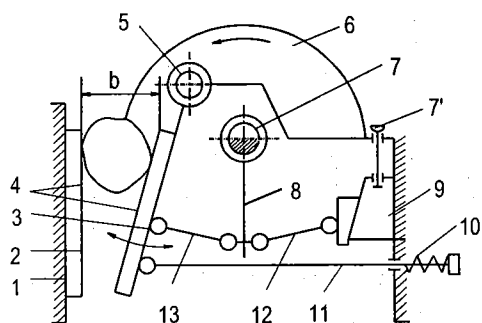
Quá trình nghiền đá trong máy nghiền má lắc phức tạp được thực hiện bởi tổ hợp của ba phương pháp nghiền: Ép vỡ, xiết vỡ và uốn vỡ.

Muốn điều chỉnh kích thước của đá xả ra khỏi máy nghiền thì vặn vít số 7, qua hai miếng thép hình thang số 6, 6' và thanh đẩy số 5 làm cho má di động di chuyển sang trái hoặc sang phải, nhờ vậy làm thay đổi chiều rộng cửa xả đá, nghĩa là thay đổi kích thước sản phẩm đá nghiền.

Các viên đá ra khỏi máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp thường có các kích thước theo ba chiều cân đối với nhau, ít viên có dạng bẹt và ít mặt vụn nên chất lượng sản phẩm tốt hơn máy nghiền lắc đơn giản. Cấu tạo của máy nghiền má lắc phức tạp đơn giản hơn máy nghiền má lắc đơn giản. Vì có những ưu điểm đó nên máy nghiền má lắc phức tạp được sử dụng phổ biến trong thực tế.

7.1.2.2. Máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản

Sơ đồ máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản được thể hiện trên hình 7.4.



Ghi chú:

1. Má cố định
- 2,4. Tấm nghiền
3. Má nghiền di động
5. Trục treo má di động
6. Bánh đai lắp trên trục lệch tâm
7. Trục lệch tâm

- 7'. Vít điều chỉnh cỡ đá
8. Biên
9. Nêm điều chỉnh cỡ đá
10. Lò xo
11. Thanh giăng
12. Tấm đẩy sau
13. Tấm đẩy trước

Hình 7.4. Máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản

Nhìn vào hình vẽ này, rõ ràng ta thấy rằng: Máy nghiền má lắc đơn giản có cấu tạo phức tạp hơn máy nghiền má lắc phức tạp

Sự khác nhau cơ bản về nguyên lý làm việc giữa máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản và máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp là:

Trong máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp:

Má di động chuyển động phức tạp hơn. Quỹ tích chuyển động của một điểm trên má di động (gắn với cửa xả đá) có dạng đường elíp. Quá trình nghiền đá được thực hiện bằng tổ hợp của ba phương pháp nghiền: Ép vỡ + xiết vỡ + uốn vỡ.

Trong máy nghiền má lắc đơn giản:

Má di động chuyển động đơn giản hơn. Nó chỉ lắc quanh trục số 5 như quả lắc của đồng hồ Odo. Quỹ tích của một điểm trên má di động là một cung tròn. Phương pháp nghiền là: Ép vỡ + uốn vỡ. Đá ở trong buồng nghiền chỉ chịu lực ép theo phương ngang nên khi bị ép vỡ, chúng có dạng bẹt, kích thước không cân đối. Máy nghiền loại này có cấu tạo phức tạp, cho chất lượng sản phẩm kém, năng suất thấp nên ít được sử dụng.

7.12.3. Tính năng suất của máy nghiền má

Năng suất kỹ thuật của máy nghiền má được xác định theo công thức:

$$Q_{kt} = 60 n V_d, \quad m^3/h \quad (7-2)$$

Trong đó:

n - tốc độ quay của trục lệch tâm trong một phút;

V_d - thể tích khối đá nghiền được xả ra khỏi máy nghiền sau một vòng quay của trục lệch tâm, m^3 ;

$$V_d = V_h k_t \quad (7-3)$$

V_h - thể tích hình học của buồng nghiền chứa khối đá nghiền V_d được xác định theo công thức:

$$V_h = \frac{e + e + s}{2} \cdot h \cdot b = \frac{2e + s}{2} \cdot \frac{s}{\tan \alpha} b \quad (7-4)$$

e - chiều rộng cửa xả đá (hình 7.5), m;

s - hành trình di động của má di động, m;

- Với máy nghiền má chuyển động lắc phức tạp, thường: $s = 0,1e + 7 \text{ mm}$.

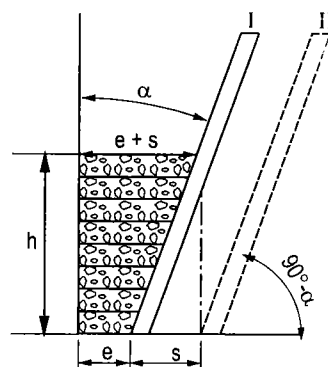
- Với máy nghiền má chuyển động lắc đơn giản, thường: $s = 0,26e + 78 \text{ mm}$.

b - chiều rộng của má (hay chiều rộng buồng nghiền), m;

α - góc nghiêng của má di động so với phương thẳng đứng (hay góc kẹp đá).

Với các loại máy nghiền má đang được sử dụng phổ biến hiện nay, thường: $\alpha = 22^\circ$.

Thay biểu thức (7-4), vào công thức (7-2) với $\alpha = 22^\circ$, cuối cùng ta nhận được:



Hình 7.5. Sơ đồ xác định thể tích khối đá nghiền

$$Q_{kl} = 75n (2e + s) s b k_l k_{lg}, \quad m^3/h \quad (7-5)$$

k_l - hệ số kể đến khe hở giữa các viên đá nằm trong buồng nghiền; thường:
 $k_l = 0,4 - 0,7$. Giá trị nhỏ ứng với máy nghiền thô;

Nhìn vào công thức (7-5), ta thấy: *Năng suất của máy nghiền má tỷ lệ thuận với tốc độ quay n của trục lệch tâm, nghĩa là tốc độ quay càng lớn thì năng suất càng tăng và ngược lại. Song nếu tốc độ quay nhanh quá thì đá đã được nghiền ở trong buồng nghiền không kịp rơi ra khỏi máy nghiền, chúng sẽ bị nghiền lại nhiều lần và trở thành nát vụn, chất lượng sản phẩm kém và năng suất của máy bị giảm.*

Vì vậy, muốn nâng cao năng suất của máy cần phải cho trục lệch tâm trong máy nghiền má quay với tốc độ hợp lý.

7.1.2.4. Tính tốc độ quay hợp lý của trục lệch tâm trong máy nghiền má

Tốc độ quay hợp lý của trục lệch tâm trong máy nghiền má là tốc độ quay phải đảm bảo sao cho: Khi má di động mở ra rộng nhất, tức là nó thực hiện hành trình s đi từ vị trí I đến vị trí II (hình 7.5) thì khối đá đã được nghiền phải rơi ra hết khỏi buồng nghiền. Nghĩa là: Thời gian để má di động thực hiện hành trình s , được kí hiệu t_s phải lớn hơn hoặc bằng thời gian để đá đã được nghiền rơi hết chiều cao h ra khỏi máy nghiền, thời gian đó được kí hiệu t_h . Do đó ta có bất phương trình:

$$t_s \geq t_h \quad (7-6)$$

Trong đó:

t_s - thời gian ứng với nửa vòng quay của trục lệch tâm, được xác định theo công thức:

$$t_s = \frac{60}{2n} = \frac{30}{n} \quad (7-7)$$

t_h - thời gian để đá rơi hết chiều cao h ra khỏi buồng nghiền, được xác định dựa vào định luật rơi tự do của Niuton:

$$t_h = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (7-8)$$

Thay các công thức (7-7) và (7-8) vào bất phương trình (7-6), ta có:

$$\frac{30}{n} \geq \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (7-9)$$

Thay: $h = \frac{s}{\tan \alpha}$ vào công thức (7-9), ta sẽ xác định được tốc độ quay hợp lý của trục

lệch tâm:

$$n \leq 30 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \tan \alpha}{2 \cdot s}}, \text{ vòng/phút.} \quad (7-10)$$

Trong đó: s - hành trình di động của má di động;

α - góc nghiêng của má di động so với phương thẳng đứng (góc kẹp đá);

g - gia tốc rơi tự do.

Thay $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ vào công thức (7-10) ta sẽ nhận được công thức để xác định tốc độ quay hợp lý của trục lệch tâm trong máy nghiền má:

$$n \leq 66,5 \sqrt{\frac{\text{tg}\alpha}{s}} \quad (7-11)$$

Trong quá trình tính toán ở trên, ta chưa kể đến ảnh hưởng của lực ma sát giữa đá và đá cũng như ma sát giữa đá và các má nghiền. Nếu kể đến các lực ma sát đó thì tốc độ quay thực tế của trục lệch tâm phải giảm đi (5-10)% so với tốc độ quay được xác định theo công thức (7-11). Nghĩa là tốc độ quay thực tế của trục lệch tâm sẽ là:

$$n_1 = (0,9 \div 0,95).n$$

hay:
$$n_1 = (60 \div 63,2) \sqrt{\frac{\text{tg}\alpha}{s}} \quad (7-11a)$$

7.1.4. Máy nghiền nón

7.4.1.1. Khái niệm chung

Nếu như trong máy nghiền má, quá trình nghiền đá được tiến hành theo chu kỳ thì trong máy nghiền nón, quá trình nghiền đá được tiến hành liên tục. Do đó, máy nghiền nón cho năng suất cao hơn máy nghiền má. Vì vậy, máy nghiền nón thường được sử dụng ở những nơi yêu cầu khối lượng đá cần nghiền lớn. Nó có thể nghiền được các loại đá có độ bền cao, tới 300 Mpa. Tuy nhiên chiều rộng của nạp đá của máy nghiền nón nhỏ hơn so với máy nghiền má nên trong trường hợp gặp những viên đá lớn thì phải mất công đập vỡ đá trước khi cho vào máy nghiền nón.

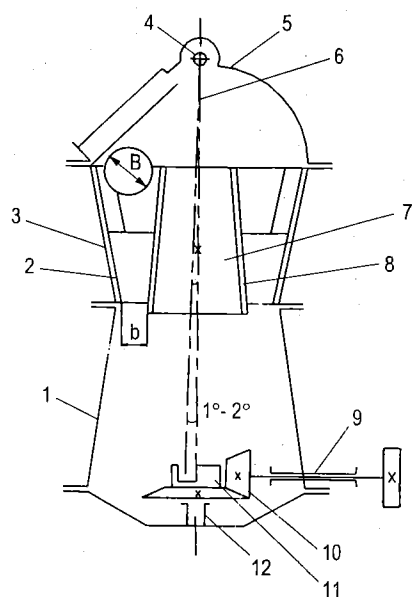
Theo công dụng, máy nghiền nón có hai loại:

- Máy nghiền nón thô;
- Máy nghiền nón vừa và nhỏ.

7.1.4.2. Máy nghiền nón thô

Sơ đồ của máy nghiền nón thô được mô tả trên hình 7.6.

Trong đó: Nón cố định số 3 được làm liền với thân máy số 1.



Hình 7.6. Máy nghiền nón thô

Nón di động số 7 được lắp với trục số 6, trục này được treo nhờ ổ số 4 và được đặt nghiêng so với phương thẳng đứng một góc $1 - 2^\circ$. Đầu dưới của trục được đỡ bởi ổ 12. Trên bề mặt của nón cố định và nón di động có lắp tám nghiêng số 2 và 8, có dạng lượn sóng với đỉnh sóng xen kẽ nhau như tám nghiêng của máy nghiền má.

Nguyên lý làm việc của máy nghiền nón như sau:

Khi nhận được chuyển động quay từ trục số 9, qua cặp bánh răng nón số 10 và cốc lệch tâm số 11 thì trục số 6 sẽ quay, nón di động quay theo. Mặt khác, do trục 6 đặt nghiêng so với phương thẳng đứng nên nón di động số 7 vừa quay cùng trục số 6 và vừa lắc ngang so với phương thẳng đứng để thực hiện quá trình nghiền đá.

Quá trình nghiền đá trong máy nghiền nón được thực hiện bằng tổ hợp các phương pháp ép + xiết + uốn + xoắn vỡ đá.

Vùng mà nón di động gần với nón cố định là vùng nghiền đá; đối diện với nó là vùng xả đá. Vị trí tâm của vùng nghiền và vùng xả luôn thay đổi trong khoảng không gian vòng giữa hai nón.

Ngoài máy nghiền nón thô, còn có máy nghiền nón vừa và nhỏ.

Sự khác nhau cơ bản giữa máy nghiền nón thô và máy nghiền nón vừa và nhỏ là: Nón di động của máy nghiền nón vừa và nhỏ có góc ở đỉnh nón lớn hơn và có vùng đường sinh song song với nón cố định. Vì vậy, ở máy nghiền nón vừa và nhỏ, đá được nghiền chủ yếu trong khoảng không gian thuộc vùng đường sinh hai nón song song với nhau. Máy nghiền nón thô không có điều đó.

7.2. MÁY SÀNG ĐÁ

7.2.1. Khái niệm chung về máy sàng đá

a) Khái niệm về quá trình sàng và hiệu quả sàng

Máy sàng được dùng để sàng lọc các loại đá, cho ra những đá có kích thước theo yêu cầu và loại bỏ những đá có kích thước không hợp lý. Bộ phận làm việc chủ yếu của máy sàng là mặt sàng. Trong quá trình sàng, vật liệu được phân loại kích thước hạt. Các loại vật liệu có kích thước lớn hơn mắt sàng sẽ ra khỏi mặt sàng được gọi là vật liệu lớp trên. Các hạt vật liệu có kích thước nhỏ hơn mắt sàng và lọt qua mắt sàng được gọi là vật liệu lớp dưới. Khi di chuyển trên mặt sàng, không phải tất cả các hạt vật liệu lớp dưới đều lọt qua mắt sàng. Các hạt vật liệu này lẫn trong vật liệu lớp trên. Tỷ lệ (theo phần trăm) giữa khối lượng vật liệu lọt qua mắt sàng và khối lượng vật liệu cùng kích thước hạt có trong vật liệu ban đầu đưa lên mặt sàng được gọi là hiệu quả sàng.

b) Các loại mặt sàng và cách bố trí chúng trên máy sàng.

Có 3 loại mặt sàng:

+ Mặt sàng lưới đan từ các sợi thép. Loại này có trọng lượng bản thân nhỏ, hiệu quả sàng cao nhưng độ bền thấp và tuổi thọ ngắn.

+ Mặt sàng thanh ghi, được hàn từ các thanh thép. Loại này cũng cho hiệu quả sàng cao, độ bền tốt và tuổi thọ cao hơn mặt sàng lưới đan nhưng có trọng lượng bản thân lớn hơn mặt sàng lưới đan.

+ Mặt sàng tấm: được chế tạo từ thép tấm có đột các lỗ mắt sàng. Loại này có độ bền cao nhưng hiệu quả sàng nhỏ và trọng lượng bản thân lớn.

* Cách bố trí mặt sàng trong máy sàng

Quá trình sàng thường được tiến hành theo ba giai đoạn: sàng sơ bộ; sàng trung gian và sàng kết thúc lấy ra sản phẩm (gọi tắt là sàng sản phẩm).

Sàng sơ bộ để phân loại vật liệu trước khi đưa chúng vào các máy nghiền thô.

Sàng trung gian để phân loại vật liệu ra khỏi máy nghiền và để lấy ra những phần tử có kích thước còn lớn, đưa chúng trở lại các máy nghiền ở giai đoạn tiếp theo.

Sàng sản phẩm được dùng để phân chia sản phẩm nghiền thành từng loại có kích thước hạt theo quy phạm.

Để thực hiện các giai đoạn sàng nêu trên, người ta thường bố trí mặt sàng theo ba cách:

+ Bố trí nối tiếp: Mặt sàng sau có mắt sàng lớn hơn mặt sàng phía trước.

+ Bố trí song song: Mặt sàng dưới có kích thước mắt sàng nhỏ hơn mặt sàng trên.

+ Bố trí hỗn hợp: Vừa nối tiếp vừa song song.

c) *Phân loại máy sàng.*

Dựa vào nguyên lý sàng có:

* Máy sàng lệch tâm (hay máy sàng lắc): Khi làm việc, mặt sàng dao động lắc ngang hoặc lắc vòng để sàng đá.

* Máy sàng rung: Khi làm việc, mặt sàng được rung động với tần số cao để cho vật liệu nhảy trên mặt sàng và lần lượt lọt qua các mắt sàng. Trong đó có máy sàng rung vô hướng và máy sàng rung có hướng.

Các loại máy sàng trên có bộ phận lệch tâm và mặt sàng của chúng có dạng phẳng.

* Máy sàng quay có mặt sàng hình ống. Khi làm việc, ống sàng quay tròn, dưới tác dụng của lực ly tâm, các viên đá văng ra bám sát thành ống sàng và lọt qua các mắt sàng.

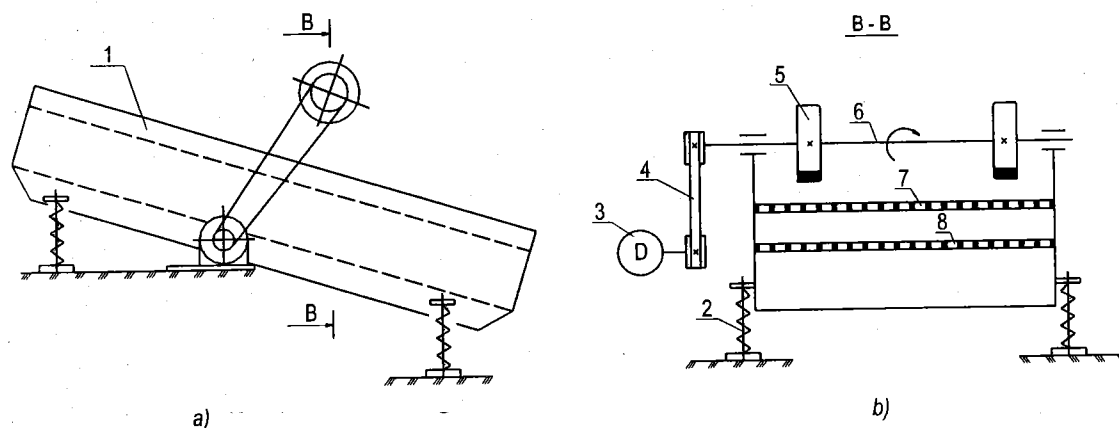
Duy nhất máy sàng quay không có bộ phận lệch tâm.

7.2.2. Máy sàng rung quán tính

Tuỳ theo kết cấu và nguyên lý làm việc của bộ phận gây rung, máy sàng rung quán tính được chia thành hai loại: Máy sàng rung vô hướng và máy sàng rung có hướng.

a) *Máy sàng rung vô hướng*

Sơ đồ cấu tạo chung của máy sàng rung vô hướng được thể hiện trên hình 7.8a.



Hình 7.8. Máy sàng rung vô hướng

Đặc điểm của máy sàng rung vô hướng: Bộ phận gây rung của nó là một trục lệch tâm hoặc hai bánh lệch tâm được lắp trên cùng một trục như hình 7.8b.

Máy sàng rung vô hướng thường có hộp sàng 1 đặt nghiêng so với phương ngang (góc nghiêng từ 10 đến 25°), trên đó có bố trí hai mặt sàng 7 và 8 song song với nhau. Hộp sàng được tựa trên các lò xo 2. Cơ cấu dẫn động cho mặt sàng gồm động cơ 3, bộ truyền đai 4 và trục dẫn động 6. Trên trục 6 có lắp hai bánh lệch tâm 5, hình 7.8b.

Hai ổ của trục dẫn động được đặt trong hai thành bên của hộp sàng. Dạng dao động phụ thuộc vào vị trí đặt các khối lệch tâm và phương pháp treo hộp sàng. Quỹ đạo dao động của mặt sàng thường có dạng đường elip.

Biên độ dao động có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi vị trí lắp các bánh lệch tâm gây rung hoặc thay đổi bánh lệch tâm có khối lượng và bán kính lệch tâm khác nhau.

Trong máy sàng rung quán tính, khi tải trọng tăng thì biên độ dao động sẽ tự động giảm xuống, do đó có tác dụng bảo vệ cho máy khi quá tải. Các máy sàng loại này được dùng để sàng phân loại sản phẩm cuối cùng trong những điều kiện nặng hoặc để sàng sơ bộ vật liệu có kích thước lớn trước khi đưa vào máy nghiền thô (nghiền giai đoạn 1). Nếu sàng sơ bộ thì mặt sàng lưới được thay thế bằng mặt sàng thanh ghi và máy chỉ có một mặt sàng.

b) Máy sàng rung có hướng:

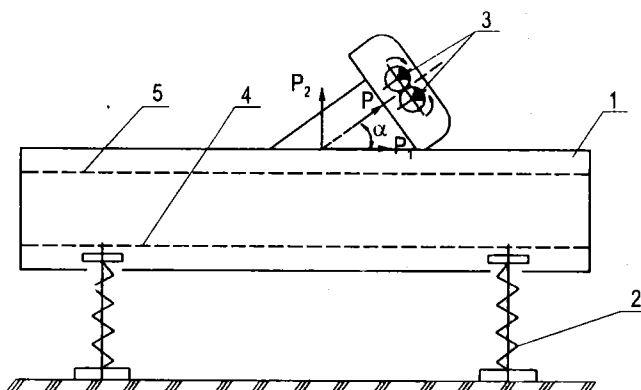
Khác với máy sàng rung vô hướng, trong máy sàng rung có hướng, bộ phận gây rung là hai trục lệch tâm hoặc hai bánh lệch tâm có cùng khối lượng, có độ lệch tâm như nhau quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều nhau.

Máy sàng rung quán tính có hướng (hình 7.9) với hộp sàng số 1 thường được đặt nằm ngang. Trên hộp sàng có bố trí hai mặt sàng 4 và 5 song song với nhau. Bộ gây rung được đặt cố định trên hộp sàng số 1. Bộ gây rung gồm hai trục, trên hai trục đó có lắp

các bánh lệch tâm số 3 để gây rung. Hai trục này được đặt song song, quay cùng tốc độ và ngược chiều nhau. Lực gây rung sẽ có hướng theo đường thẳng vuông góc với đường nối tâm của hai trục và thay đổi theo định luật hình sin giống như búa rung động (đã được trình bày ở chương 6). Góc α giữa phương của lực gây rung P và mặt sàng thường từ 35° đến 45° . Lực rung P được phân thành hai thành phần:

$P_1 = P \cos \alpha$ đẩy vật liệu di chuyển dọc mặt sàng nếu chúng không lọt qua mặt sàng. Do đó mặt sàng không cần đặt nghiêng như máy sàng rung vô hướng.

$P_2 = P \sin \alpha$ làm cho vật liệu "nhảy" trên mặt sàng và lần lượt lọt qua các mắt sàng.



Hình 7.9. Máy sàng rung có hướng

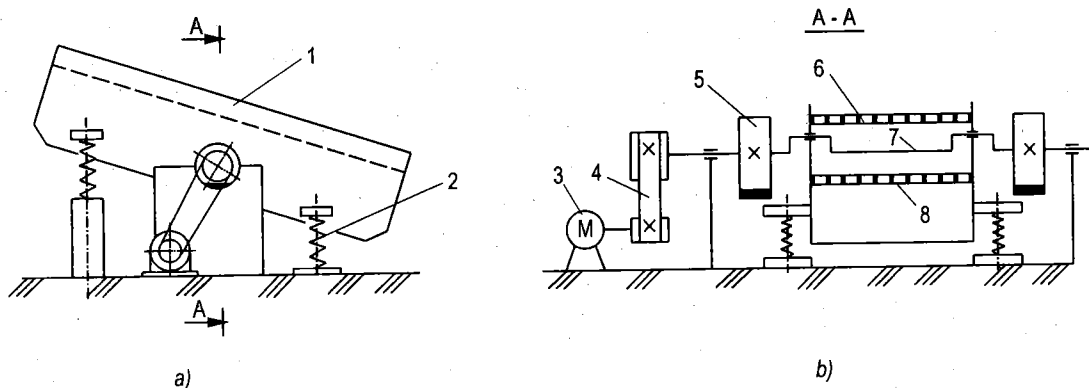
Hộp sàng cùng với các mặt sàng được tựa trên các lò xo số 2 (đặt thẳng đứng) hoặc tựa trên các nhíp, được đặt vuông góc với hướng tác dụng của lực gây rung. Thông thường các máy sàng làm việc hiệu quả hơn khi hộp sàng tựa trên các lò xo.

Máy sàng rung có hướng có năng suất riêng cao (năng suất tính trên 1 m^2 mặt sàng) và chất lượng sàng tốt hơn so với máy sàng rung vô hướng.

7.2.3. Máy sàng lệch tâm

Máy sàng lệch tâm hay còn gọi là máy sàng lắc vòng có sơ đồ nguyên lý cấu tạo chung được thể hiện trên hình 7.10a.

Hộp sàng số 1, bên trong có các mặt sàng 6 và 8 được đặt song song với nhau hình 7.10b. Hộp sàng và các mặt sàng được đặt nghiêng một góc $15^\circ - 25^\circ$ và được treo trên cổ lệch tâm của trục lệch tâm 7 và tựa trên các lò xo 2. Trên hai đầu trục lệch tâm có lắp các bánh đà cân bằng (còn gọi là đối trọng) số 5. Trục lệch tâm nhận chuyển động quay từ động cơ 3 qua bộ truyền động đai 4. Khi trục lệch tâm quay, hộp sàng và mặt sàng sẽ dao động lắc theo quỹ đạo tròn với biên độ không đổi (biên độ dao động bằng hai lần độ lệch tâm của trục, không phụ thuộc vào tải trọng trên mặt sàng). Vật liệu trên mặt sàng cũng dao động theo để lọt qua các mắt sàng.



Hình 7.10. Máy sàng lệch tâm (máy sàng lắc vòng):

1. Hộp sàng; 2. Lò xo; 3. Động cơ; 4. Bộ truyền động đai;
5. Đối trọng; 6, 8. Mặt sàng. 7. Trục lệch tâm.

7.2.4. Xác định năng suất kỹ thuật của các máy sàng phẳng

Năng suất của máy sàng phẳng được xác định theo công thức:

$$Q_{kt} = q \cdot F \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot m, \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (7-12)$$

Trong đó:

q - năng suất riêng (năng suất trên 1 m^2) của mặt sàng cho từng loại kích thước mặt sàng (kích thước mặt sàng từ 5 đến 70 mm, năng suất riêng đạt được từ 12 đến $82 \text{ m}^3/\text{h}$).

F - diện tích mặt sàng, m^2 .

k_1 - hệ số kể đến ảnh hưởng của góc nghiêng mặt sàng (với máy sàng ngang dao động có hướng $k_1 = 1$, với máy sàng nghiêng khi góc nghiêng mặt sàng $9 - 15^\circ$, $k_1 = 0,45 - 1,54$).

k_2 - hệ số kể đến hàm lượng % của vật liệu lớp dưới C_1 có trong vật liệu đem sàng. Khi hàm lượng C_1 từ 10 đến 90%, $k_2 = 0,58 - 1,25$.

k_3 - hệ số kể đến hàm lượng % của vật liệu có kích thước nhỏ hơn $1/2$ kích thước mặt sàng C_2 có trong vật liệu lớp dưới. Khi hàm lượng C_2 từ 10 đến 90%, $k_3 = 0,63 - 1,37$.

m - hệ số phụ thuộc vào loại máy và loại vật liệu đem sàng.

+ Đối với máy sàng bố trí mặt sàng nằm ngang:

Khi sàng sỏi: $m = 0,8$.

Khi sàng đá dăm: $m = 0,65$.

+ Đối với máy sàng bố trí mặt sàng nghiêng:

Khi sàng sỏi: $m = 0,6$.

Khi sàng đá dăm: $m = 0,5$.

7.3. TRẠM NGHIÊN - SÀNG LIÊN HỢP

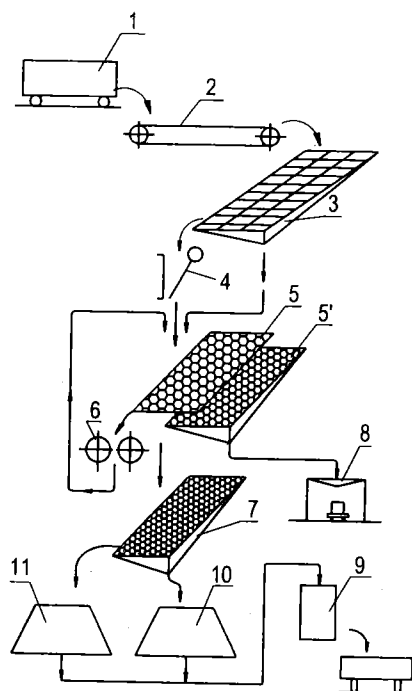
Trạm nghiền sàng liên hợp là tổ hợp các máy nghiền và máy sàng trong một dây chuyền công nghệ sản xuất đá. Nó thường được đặt cố định tại công trường hoặc trong nhà máy.

Hình 7.11 là sơ đồ bố trí các máy nghiền và máy sàng trong một trạm nghiền sàng liên hợp. Quy trình công nghệ sản xuất đá trong trạm nghiền - sàng này được thực hiện như sau:

Ôtô số 1 vận chuyển đá thô từ mỏ đá về, đổ xuống băng tải số 2 và đá được chuyển đến máy sàng thanh ghi số 3 để sàng sơ bộ (giai đoạn I).

Từ máy sàng này, đá được phân thành hai loại: Những viên đá không lọt qua mặt sàng sẽ được chuyển vào máy nghiền má số 4 để nghiền thô; Những viên đá lọt qua mặt sàng sẽ được đưa xuống máy sàng số 5. Đá ra khỏi máy nghiền má cũng được đưa xuống máy sàng số 5 để sàng trung gian (giai đoạn II). Máy sàng này có hai mặt sàng 5 và 5' bố trí song song. Đá lọt qua mặt sàng 5 sẽ xuống mặt sàng 5'; đá không lọt qua mặt sàng 5 được đưa vào máy nghiền trục 6 để nghiền trung bình. Sau khi ra khỏi máy nghiền trục, đá được chuyển về mặt sàng 5 để sàng lại.

Từ mặt 5' đá được phân thành hai loại kích thước: Những viên đá lọt qua mặt sàng 5' được chuyển đến phễu 8 đổ xuống ô tô mang đi sử dụng. Những viên đá không lọt qua mặt sàng 5' được đưa xuống mặt sàng 7. Từ mặt 7 đá được sàng ở giai đoạn III (sàng sản phẩm), và được phân thành hai loại kích thước: Những viên đá lọt qua mặt sàng 7 được chuyển đến kho chứa 10, qua bunke 9 xuống ô tô mang đi sử dụng. Những viên đá không lọt qua mặt sàng 7 được đưa về kho chứa 11 chờ mang đi sử dụng.



Hình 7.11. Sơ đồ trạm nghiền - sàng liên hợp

Chương 8

MÁY SẢN XUẤT BÊTÔNG

8.1. MÁY TRỘN BÊTÔNG

8.1.1. Công dụng và phân loại máy trộn bê tông

a) Công dụng

Máy trộn bê tông được dùng để trộn đều các loại vật liệu khô như: Xi măng, đá dăm, cát vàng với nước để tạo thành hỗn hợp bê tông.

Sử dụng máy trộn không những cho năng suất cao, chất lượng bê tông tốt mà còn tiết kiệm xi măng so với trộn thủ công.

Thông số đặc trưng của máy trộn bê tông là dung tích sản xuất V_{sx} của thùng trộn. Đó là dung tích phối liệu được đổ vào thùng trộn trong một lần trộn. Người ta thường gọi máy trộn bê tông dựa vào dung tích sản xuất của nó. Ví dụ: Máy trộn 250l, là máy trộn có dung tích sản xuất của thùng trộn $V_{sx} = 250$ lít.

Ngoài ra, còn có khái niệm dung tích hình học V_h của thùng trộn. Đó là dung tích được xác định bởi các kích thước hình học của thùng trộn, thường $V_h = (1,5 - 2,0)V_{sx}$.

b) Phân loại máy trộn bê tông:

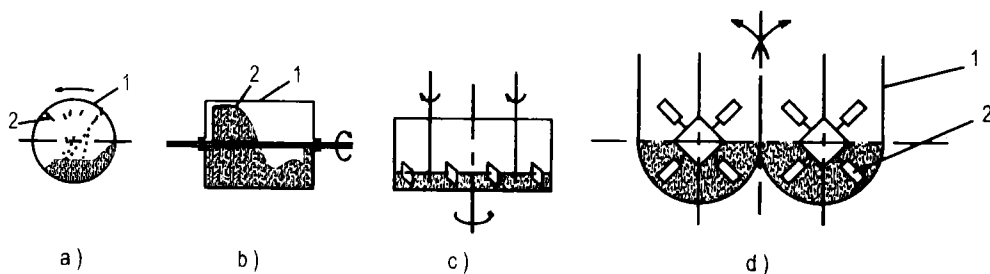
Khi phân loại máy trộn bê tông có thể dựa vào các đặc điểm sau:

* Dựa vào phương pháp trộn có:

- Máy trộn theo phương pháp tự do hình 8.1a: Khi trộn bê tông, thùng trộn số 1 quay, các cánh trộn số 2 quay theo, mức vật liệu khô (xi măng, đá dăm và cát) lên cao, sau đó chúng rơi tự do nhờ trọng lượng bản thân. Lặp đi lặp lại nhiều lần như vậy, vật liệu sẽ được trộn đều với nhau nhờ sự rơi tự do của chúng.

- Máy trộn theo phương pháp cưỡng bức hình 8.1b: Khi trộn, thùng trộn số 1 không quay, cánh trộn số 2 quay tương đối so với thùng trộn để tạo cho vật liệu chuyển động cưỡng bức trong thùng trộn và chúng được trộn đều với nhau.

Hình 8.1c và d) cũng là sơ đồ nguyên lý của máy trộn cưỡng bức. Nhưng chúng khác sơ đồ máy trộn hình 8.1b ở chỗ: Trong khi trộn, thùng số 1 và cánh trộn số 2 đều quay, song chúng quay ngược chiều nhau. Các máy trộn theo phương pháp này cho chất lượng trộn rất tốt và thời gian trộn nhanh, năng suất cao.



Hình 8.1. Các phương pháp trộn bê tông

So sánh ưu nhược điểm của phương pháp trộn tự do và phương pháp trộn cưỡng bức, ta thấy:

- Máy trộn theo phương pháp rơi tự do cho chất lượng trộn không tốt bằng máy trộn cưỡng bức nhưng tiêu hao ít năng lượng hơn và cấu tạo đơn giản hơn máy trộn cưỡng bức. Trong thực tế, máy trộn theo phương pháp rơi tự do thường được dùng để trộn các loại bê tông thông dụng, có cốt liệu nặng.

- Máy trộn cưỡng bức cho chất lượng trộn tốt hơn, trộn nhanh hơn, nhưng tiêu hao nhiều năng lượng và có cấu tạo phức tạp hơn máy trộn tự do. Máy trộn cưỡng bức thường dùng trộn các loại bê tông có cốt liệu nhẹ, bê tông khô, có cường độ cao (mác cao).

Dựa vào phương pháp đổ bê tông ra khỏi thùng trộn, có:

- Máy trộn đổ bê tông ra theo phương pháp lật thùng (hình 8.2a).

Khi cần đổ bê tông ra khỏi thùng thì lật thùng úp xuống một góc thường bằng 135° so với phương thẳng đứng, để cho bê tông rơi xuống. Phương pháp này có ưu điểm là bê tông được đổ sạch ra khỏi thùng. Tuy nhiên, động tác lật thùng được thực hiện bằng sức người (quay vô lăng) nên không thể chế tạo thùng có dung tích lớn. Trong máy trộn này, dung tích sản xuất của thùng thường $V_{sx} \leq 250$ lít.

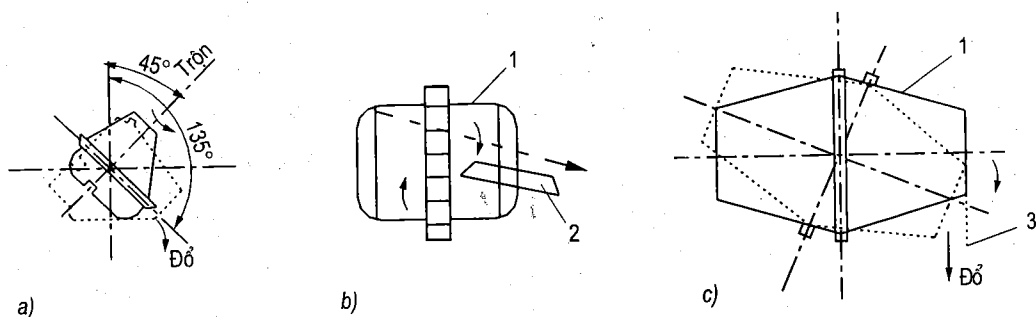
- Máy trộn đổ bê tông ra theo phương pháp nghiêng thùng (hình 8.2c).

Khi đổ bê tông ra, người điều khiển cho cơ cấu nghiêng thùng làm việc, đẩy thùng nghiêng đi một góc thường là 45° so với phương ngang để bê tông được đổ ra ngoài. Động tác nghiêng thùng được thực hiện bởi một cơ cấu, dẫn động từ động cơ. Do đó, thùng trộn có thể có dung tích lớn. Dung tích sản xuất của nó thường $V_{sx} \geq 500$ lít.

- Máy trộn dùng máng đổ (hình 8.2b).

Khi muốn đổ bê tông ra khỏi thùng thì cho máng số 2 vào trong thùng trộn, bê tông sẽ chảy theo máng đó ra ngoài hoặc máng được hàn ở trong thùng. Khi trộn, máng có tác dụng giữ cho bê tông không bị rơi ra khỏi thùng. Muốn đổ bê tông ra thì cho thùng trộn quay ngược lại và bê tông sẽ chảy theo máng đó để ra khỏi thùng. Phương pháp này yêu cầu thời gian đổ bê tông ra khỏi thùng lâu hơn và không sạch bằng hai phương pháp trên.

Ngoài các phương pháp trên, các máy trộn cưỡng bức thường đổ bê tông ra khỏi thùng bằng phương pháp mở đáy thùng.



Hình 8.2. Các phương pháp đổ bê tông ra khỏi thùng trộn

* Dựa vào đặc điểm quá trình trộn, có:

- Máy trộn theo chu kỳ, một chu kỳ làm việc gồm 3 giai đoạn: Nạp vật liệu khô vào thùng trộn, trộn vật liệu tạo thành hỗn hợp bê tông và đổ bê tông ra khỏi thùng.

- Máy trộn làm việc liên tục: Các quá trình nạp vật liệu khô, trộn vật liệu và đổ bê tông ra khỏi thùng được tiến hành một cách liên tục nên nó cho năng suất rất cao.

* Dựa vào tính chất di động, có:

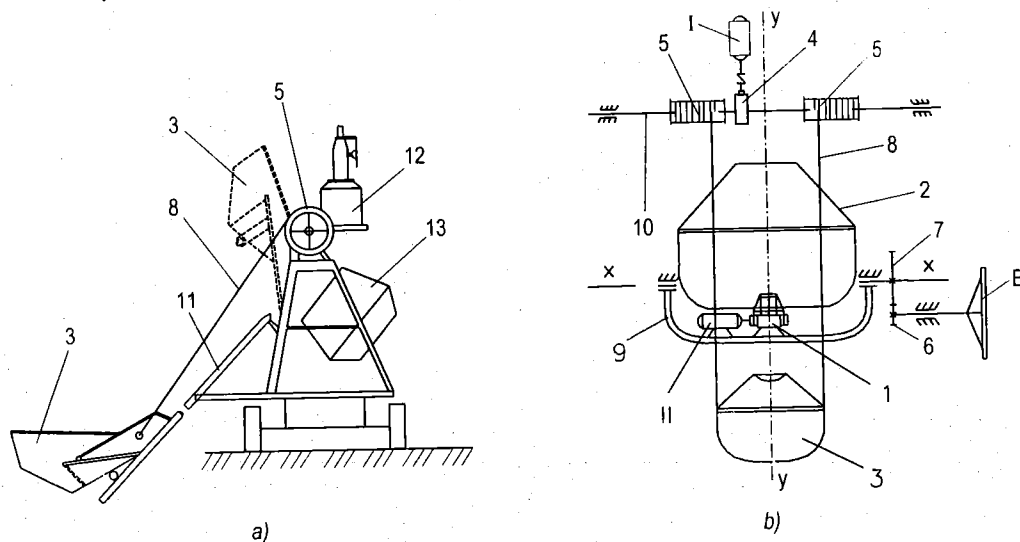
- Máy trộn đặt cố định tại một chỗ trong các trạm trộn tại các nhà máy, công trường;

- Máy trộn di động, được đặt trên hệ thống bánh xe và di động nhờ thiết bị máy móc khác kéo đi hoặc nhờ lực đẩy của công nhân.

* Dựa vào phương pháp dẫn động các cơ cấu, có: Máy trộn dẫn động chung và máy trộn dẫn động riêng. Trong đó máy trộn dẫn động riêng được sử dụng phổ biến hơn.

8.1.2. Máy trộn lật thùng để đổ bê tông ra khỏi thùng

Sơ đồ cấu tạo của máy trộn đổ bê tông ra khỏi thùng bằng phương pháp lật thùng được thể hiện trên hình 8.3.



Hình 8.3. Máy trộn lật thùng để đổ bê tông ra khỏi thùng trộn.

Đây là máy có quá trình trộn bê tông được tiến hành theo phương pháp rơi tự do và làm việc theo chu kỳ. Trong khi làm việc, thùng trộn số 2 luôn quay ở cả 3 giai đoạn: Nạp vật liệu khô, trộn bê tông và đổ bê tông ra khỏi thùng. Cơ cấu nạp vật liệu khô và cơ cấu quay thùng để trộn bê tông được dẫn động riêng bởi các động cơ điện. Cơ cấu đổ bê tông ra khỏi thùng được dẫn động bằng lực quay vô lăng của công nhân điều khiển máy.

Động cơ điện I (hình 8.3b) để dẫn động cho cơ cấu nạp vật liệu khô vào thùng trộn.

Khi chưa làm việc, thùng tiếp vật liệu số 3 (thường gọi là thùng ben) được đặt ở hố thế (dưới mặt sàn), trong thùng đã có xi măng, đá dăm và cát vàng tùy theo mác bê tông. Khi động cơ I quay, qua hộp giảm tốc trục vít - bánh vít số 4, các tang số 5 sẽ quay theo, cuốn cáp số 8 để kéo thùng số 3 đi lên theo đường ray nghiêng số 11 (xem hình 8.3a).

Đến vị trí trên cùng của ray, thùng số 3 được lật úp để đổ vật liệu khô vào thùng trộn số 2. Sau khi vật liệu được đổ hết vào thùng trộn, người điều khiển đảo chiều dòng điện vào động cơ I, làm cho nó quay ngược lại, hai tang số 5 cũng quay ngược lại để nhả cáp số 8 và hạ thùng ben số 3 xuống hố thế ở dưới mặt sàn.

Muốn trộn đều vật liệu khô thì đóng điện cho động cơ II làm việc, qua hộp giảm tốc số 1, thùng trộn số 2 sẽ quay xung quanh trục y-y (hình 8.3b) để trộn vật liệu khô với nhau. Sau khi vật liệu khô được trộn đều, người ta mở van của thùng chứa nước số 12 (xem hình 8-3a) để cho nước chảy tự động vào thùng trộn. Tuy nhiên, trong thực tế hiện nay, một số máy trộn không sử dụng thùng chứa nước mà thường đổ nước vào thùng bằng tay.

Khi bê tông được trộn xong, muốn đổ bê tông ra khỏi thùng trộn thì dùng tay, quay vô lăng B, qua cặp bánh răng trụ số 6 và 7 (hình 8.3b) làm cho giá thùng số 9 và thùng trộn số 2 lật xung quanh trục x-x để đổ bê tông ra ngoài. Sau đó, quay vô lăng B theo chiều ngược lại để đưa giá thùng và thùng trộn trở về vị trí cũ, tiếp tục chu kỳ làm việc mới.

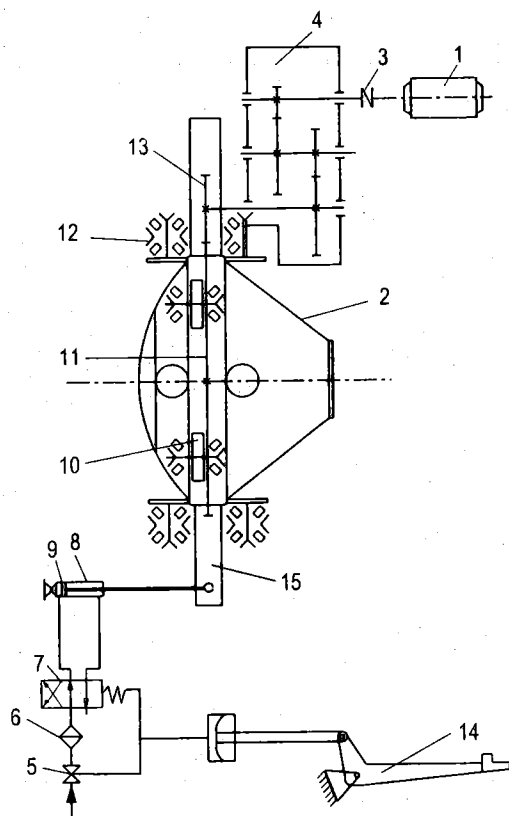
8.1.3. Máy trộn nghiêng thùng để đổ bê tông ra khỏi thùng (hình 8.4)

Đây cũng là máy trộn theo phương pháp rơi tự do làm việc theo chu kỳ, có thùng trộn hình quả trám không đối xứng. Nguyên lý làm việc của máy như sau:

Từ động cơ 1 qua khớp nối 3 và các bánh răng của hộp giảm tốc số 4, mô men quay của động cơ được tăng lên và truyền đến cặp bánh răng 13 - 11 (trong đó bánh răng 11 được lắp cố định với thùng trộn và bao xung quanh thùng) làm cho thùng trộn 2 quay xung quanh trục nằm ngang để tiến hành trộn bê tông. Khi quay, thùng trộn được dẫn hướng bởi các con lăn 10 và được đỡ bởi các ổ đỡ 12.

Muốn đổ bê tông ra khỏi thùng thì điều khiển tay đòn 14, mở khóa số 5 và van phân phối số 7 cho không khí nén (hoặc dầu) vào trong xi lanh 8 đẩy pittông 9 chuyển động

tịnh tiến sang phải qua cần pittông, làm giá thùng 15 và thùng trộn 2 được đẩy nghiêng đi sang bên phải (theo hình 8.4) so với phương ngang để đổ bê tông ra khỏi thùng.

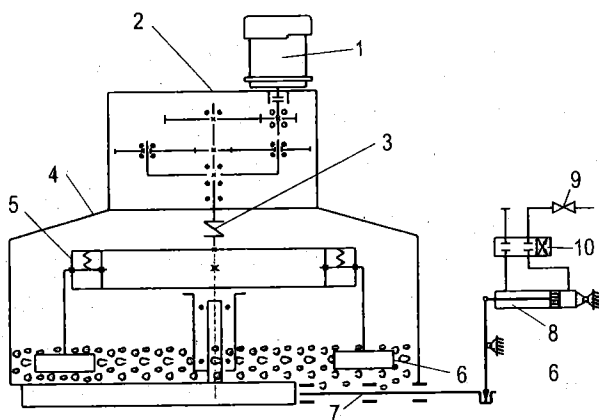


Hình 8.4. Máy trộn nghiêng thùng để đổ bê tông ra khỏi thùng

8.1.4. Máy trộn cưỡng bức làm việc theo chu kỳ

Máy trộn cưỡng bức làm việc theo chu kỳ thường được đặt tại các nhà máy bê tông đúc sẵn hoặc trên các trạm trộn bê tông thương phẩm.

Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của nó được thể hiện trên hình 8.5. Khi động cơ số 1 làm việc qua hộp giảm tốc số 2 và khớp nối trục số 3 làm cho vành rôto số 5 quay, đẩy các cánh trộn số 6 quay theo trong mặt phẳng ngang để tạo ra chuyển động cưỡng bức của các vật liệu khô bên trong thùng trộn số 4 làm cho chúng trộn đều với nhau.



Hình 8.5. Máy trộn cưỡng bức

Sau khi hỗn hợp bê tông được trộn xong, người điều khiển mở khoá số 9 cho dòng khí nén qua van phân phối số 10 vào xi lanh số 8 đẩy pittông chuyển động tịnh tiến sang trái để mở đáy thùng số 7 và bê tông được đổ ra ngoài qua đáy thùng.

8.1.5. Xác định năng suất của máy trộn bê tông

Năng suất sử dụng của máy trộn bê tông làm việc theo chu kỳ được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600 \cdot f \cdot V_{sx} \cdot k_{tg}}{t_1 + t_2 + t_3}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (8-1)$$

Trong đó:

V_{sx} - dung tích sản xuất của thùng trộn, m^3 ;

f - hệ số xuất liệu được xác định theo công thức:

$$f = \frac{V_b}{V_{sx}} \quad (8-2)$$

Hệ số f được chọn theo kinh nghiệm:

+ Khi trộn bê tông: $f = 0,65 - 0,70$;

+ Khi trộn vữa xây dựng: $f = 0,75 - 0,80$.

t_1, t_2, t_3 - lần lượt là thời gian nạp vật liệu khô, thời gian trộn bê tông và thời gian đổ bê tông ra khỏi thùng trộn, s;

Biểu thức $\frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3} = m$ là số chu kỳ hay số mẻ bê tông trộn được trong một giờ;

$V_b = f \cdot V_{sx}$ - dung tích khối bê tông đổ ra khỏi thùng trộn sau một mẻ trộn.

Các thông số kỹ thuật của máy trộn tự do có thể tham khảo trong bảng 8.1.

Bảng 8.1. Đặc tính kỹ thuật của máy trộn tự do

Các thông số cơ bản	Loại máy trộn				
	CB-30B	CB-16	CB-16B	TB _T -250	TB _T -100
Dung tích khối bê tông của một mẻ trộn, l	165	330	330	165	65
Dung tích sản xuất của thùng trộn, l	250	500	500	250	100
Số mẻ trộn trong 1 giờ	30	30	32	18	12
Tốc độ quay của thùng trộn, vòng/phút	20	18	18	23	28
Công suất động cơ quay thùng trộn, kW	1,1	3	4	1,1	0,75
Công suất động cơ nâng thùng tiếp liệu, kW	3,3	5,5	5,5	3,0	-
Trọng lượng máy, kN	8	20	19	8,5	1,6

VÍ DỤ THỨ 15

Tính chọn máy trộn bê tông làm việc theo chu kỳ

Số liệu cho trước:

- Khối lượng bê tông cần cung cấp trong một ca: $M = 31,68 \text{ m}^3$;
- Hệ số xuất liệu theo kinh nghiệm: $f = 0,66$;
- Thời gian nạp vật liệu khô vào thùng trộn: $t_1 = 15 \text{ s}$;
- Thời gian trộn bê tông: $t_2 = 85 \text{ s}$;
- Thời gian đổ bê tông ra khỏi thùng trộn: $t_3 = 20 \text{ s}$;
- Hệ số sử dụng thời gian: $k_{tg} = 0,80$.

Bài giải:

Từ công thức xác định năng suất sử dụng của máy trộn bê tông với dung tích sản xuất của thùng trộn: $V_{sx} = 250 \text{ lít}$, làm việc theo chu kỳ được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600 \cdot f \cdot V_{sx} \cdot k_{tg}}{t_1 + t_2 + t_3}, \text{ m}^3/\text{h}$$

Suy ra:

$$V_{sx} = \frac{Q(t_1 + t_2 + t_3)}{3600 \cdot f \cdot k_{tg}} \quad (\text{D15-1})$$

Trong đó:

Q - năng suất sử dụng của máy trộn cần đạt được trong một giờ:

$$Q = \frac{M}{T} \quad (\text{D15-2})$$

M - khối lượng bê tông yêu cầu cung cấp trong một ca, $M = 31,68 \text{ m}^3$;

T - số giờ làm việc trong một ca, $T = 8 \text{ h}$.

Do đó ta có:

$$Q = 31,68 : 8 = 3,96 \text{ m}^3/\text{h}$$

Thay giá trị của Q và các thông số khác vào công thức (D15-1), ta xác định được dung tích sản xuất của thùng trộn:

$$V_{sx} = \frac{3,96(15 + 85 + 20)}{3600 \cdot 0,66 \cdot 0,8} = 0,25 \text{ m}^3 = 250 \text{ lít};$$

Dung tích khối bê tông đổ ra khỏi thùng trộn sau một mẻ trộn:

$$V_h = f \cdot V_{sx} = 0,66 \cdot 0,25 = 0,165 \text{ m}^3 = 165 \text{ lít}.$$

Dựa vào kết quả tính ở trên, theo bảng 8.1 ta chọn máy trộn tự do, làm việc theo chu kỳ, nhãn hiệu CB-30B với các thông số kỹ thuật của máy như sau:

- Dung tích sản xuất của thùng trộn: $V_{sx} = 250$ lít;
- Dung tích khối bê tông đổ ra khỏi thùng trộn sau một mẻ trộn: $V_b = 165$ lít;
- Số mẻ trộn trong một giờ: $m = 30$;
- Công suất động cơ quay thùng trộn: $N_q = 1,1$ kW
- Công suất động cơ nâng thùng tiếp vật liệu khô: $N_n = 3,3$ kW
- Tốc độ quay của thùng trộn: $n = 20$ vòng/ phút;
- Khối lượng máy trộn: 800 kg.

8.2. MÁY BƠM BÊ TÔNG

8.2.1. Công dụng và phân loại máy bơm bê tông

Máy bơm bê tông được dùng để vận chuyển bê tông thường có độ sụt > 12 cm theo đường ống dẫn đi xa tới 500m hoặc lên cao tới 70m trong phạm vi công trường. Muốn bơm xa hơn và cao hơn phải lắp các bơm nối tiếp. Bơm bê tông còn có thể dùng để bơm vữa xây dựng cũng cho hiệu quả cao. Các thông số chủ yếu của máy bơm bê tông là năng suất, độ xa và chiều cao bơm.

Máy bơm bê tông có thể phân loại như sau:

* Dựa vào cấu tạo của bơm, có:

- Máy bơm kiểu rôto ống mềm;
- Máy bơm kiểu pittông.

* Dựa vào đặc điểm quá trình làm việc, có:

- Máy bơm làm việc liên tục (thường có kết cấu kiểu rôto ống mềm);
- Máy bơm làm việc theo chu kỳ (thường có kết cấu kiểu pittông).

* Dựa theo tính chất di chuyển, có:

- Máy bơm đặt cố định tại một chỗ hay còn gọi là máy bơm tĩnh tại;
- Máy bơm đặt trên xe di chuyển hay còn gọi là máy bơm di động.

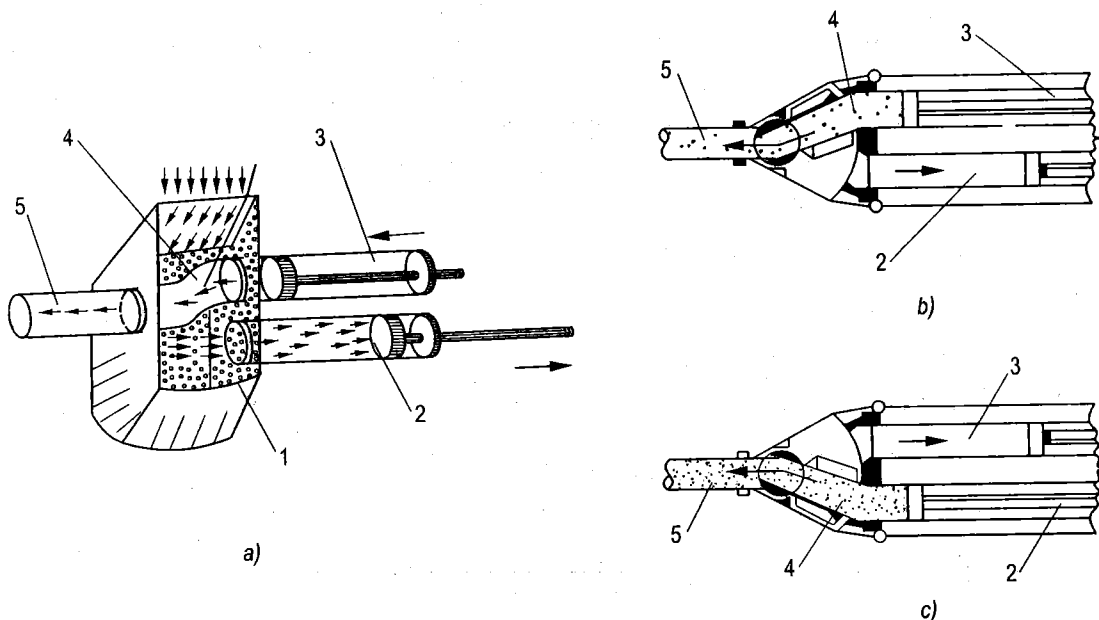
Máy bơm tĩnh tại thường đặt trên giá trượt, có thể di chuyển trong phạm vi công trường; chúng thường được dùng tại các công trường cần phải bơm khối lượng bê tông lớn.

Hiện nay, máy bơm bê tông đặt trên xe di chuyển (gọi tắt là xe bơm bê tông) kiểu pittông với hai xilanh công tác có van phân phối hình chữ S đang được sử dụng phổ biến trên thế giới cũng như ở nước ta. Vì vậy, chúng tôi chỉ trình bày cấu tạo và nguyên lý làm việc của loại bơm này.

8.2.2. Máy bơm kiểu pittông với hai xilanh công tác có cửa van hình chữ S

Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy bơm kiểu pittông có cửa van hình chữ S được thể hiện trên hình 8.6. Van ống hình chữ S số 4 được bố trí trong khoang nạp

bê tông sỏi của bơm. Trong khi làm việc, van chữ S sẽ quay. Tâm quay của van trùng với tâm của ống dẫn bê tông số 5. Tại mỗi chu kỳ làm việc của bơm, van chữ S sẽ quay một góc nhất định để cho các xilanh số 2 và 3 của bơm hoặc thông với khoang nạp số 1 hoặc thông với ống dẫn số 5. Trên hình 8.6 a và 8.6b, van chữ S số 4 đang làm nhiệm vụ nối xi lanh 3 với ống dẫn số 5. Xi lanh số 2 được thông với khoang nạp 1. Trong khi đó, pittông của xi lanh 2 chuyển động tịnh tiến sang phải để hút bê tông từ khoang 1 vào xi lanh 2. Đồng thời, pittông của xilanh 3 chuyển động tịnh tiến sang trái. Nhờ vậy, bê tông được bơm từ xilanh 3 qua van chữ S theo ống dẫn số 5 đến nơi sử dụng. Sau đó, van quay đi một góc đến chu kỳ tiếp theo (hình 8.6c). Khi này, van chữ S lại nối xilanh 2 với ống dẫn số 5, còn xi lanh 3 được thông với khoang nạp 1. Bê tông được bơm từ xi lanh 2, qua van theo ống dẫn số 5 đến nơi sử dụng.



Hình 8.6. Máy bơm bê tông kiểu pittông có van hình chữ S

Bơm pittông với van chữ S có ưu điểm là: Cấu tạo đơn giản và tạo ra sự thay đổi hướng chuyển động của dòng hỗn hợp bê tông khi hút và đẩy là ít nhất nên cho năng suất cao.

Tuy nhiên, ở mỗi chu kỳ làm việc, bơm phải quay đảo một khối lượng khá lớn (gồm có khối lượng của hỗn hợp bê tông và van chữ S) nên tiêu hao khá nhiều năng lượng để khắc phục lực quán tính và lực ma sát vùng làm kín giữa cửa van với miệng xilanh bơm và tại chỗ nối van với đường ống dẫn.

Bê tông được vận chuyển trong ống dẫn số 5, ống này được chế tạo bằng thép. Tuy theo chiều dài quãng đường vận chuyển bê tông mà ống này được ghép nối bằng các đoạn ống với nhau và đảm bảo độ kín khít bằng thiết bị nối đặc biệt.

Khi lắp ống dẫn cần chú ý đặt ống thẳng vì nếu đặt ống cong thì tổn thất năng lượng trong quá trình bơm và độ hao mòn của ống dẫn sẽ lớn hơn.

Sau khi dùng xong, cần phải rửa thật sạch máy bơm và đường ống dẫn để tránh bê tông đông kết lại sẽ làm tăng lực cản và làm hỏng máy. Sau khi bơm bê tông, người ta thường đổ nước vào máy bơm và cho máy hoạt động không tải một thời gian cần thiết để rửa sạch xilanh và đường ống dẫn.

Những năm gần đây, người ta sử dụng phổ biến xe bơm bê tông; chúng rất cơ động, có khả năng bơm bê tông lên độ cao tới 60m. Các loại xe này có trang bị hệ thống chân tựa (như các loại cần trục tự hành bánh hơi) để tăng độ ổn định của xe khi làm việc.

8.2.3. Xác định năng suất máy bơm bê tông.

Năng suất của máy bơm bê tông được tính theo công thức:

$$Q = 60.F.L.n.k_d \cdot k_{tg}, \quad \text{m}^3/\text{h}. \quad (8-3)$$

Trong đó:

F - diện tích tiết diện của pittông trong bơm, m^2 ;

L - hành trình làm việc của pittông, m;

n - số lần bơm trong một phút của một pittông;

k_d - hệ số điền đầy hỗn hợp của xilanh, thường: $k_d = 0,8 - 0,9$;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy bơm.

8.3. MÁY ĐẦM BÊ TÔNG

8.3.1. Khái niệm chung về máy đầm bê tông

Nguyên lý chung của các loại máy đầm bê tông là tạo ra rung động và truyền rung động đó vào bê tông để làm giảm lực dính kết giữa các thành phần hạt trong bê tông, nhờ trọng lượng bản thân mà chúng tự sắp xếp chặt lại với nhau, làm cho không khí thoát ra ngoài, bê tông nhanh đông kết, tăng độ ổn định và cường độ của bê tông.

Tùy theo công dụng và hướng truyền rung động cho bê tông, máy đầm bê tông được phân thành:

a) *Máy đầm mặt*: Được dùng để đầm trên mặt cấu kiện bê tông; máy đầm mặt có lực rung động truyền theo phương thẳng đứng và từ trên xuống dưới. Điển hình của máy đầm mặt là máy đầm bàn và đầm thước. Chúng thường được dùng để đầm các cấu kiện bê tông rộng, có chiều dày nhỏ và cường độ yêu cầu của bê tông sau khi đầm không cao như: sàn, mái bê tông và sân, đường bê tông.

b) *Máy đầm trong*: Được dùng để đầm bên trong cấu kiện bê tông; máy đầm trong có lực rung động truyền theo phương ngang. Điển hình của máy đầm trong là máy đầm dùi

(hay còn gọi là đầm chày). Chúng thường được dùng để đầm các cấu kiện bê tông có chiều dày lớn và cường độ yêu cầu của bê tông sau khi đầm cao như: Móng bê tông, đầm bê tông và cột bê tông có cốt thép không dày.

c) *Máy đầm cạnh*: Được dùng để đầm bên cạnh cấu kiện bê tông; máy đầm cạnh có lực rung động truyền theo phương ngang nhưng không truyền trực tiếp cho bê tông (như máy đầm trong) mà truyền qua cốt pha. Chúng thường được dùng để đầm các cấu kiện bê tông thẳng đứng, các vòm bê tông hoặc các cột bê tông có cốt thép dày.

d) *Máy đầm dưới (hay bàn rung)*: Được dùng để đầm các cấu kiện bê tông đúc sẵn; máy đầm dưới có lực rung động truyền theo phương thẳng đứng và từ dưới lên trên nhưng không truyền trực tiếp cho bê tông (như máy đầm mặt) mà truyền qua cốt pha (các khuôn chứa bê tông). Chúng thường được dùng để đầm các cấu kiện bê tông đúc sẵn như các tấm lát sân quảng trường, các nắp đậy hố gaz...

Ngoài ra, còn có máy đầm dưới kết hợp giữa lực rung và lực va đập hay gọi là bàn rung - va đập, để đầm các cấu kiện bê tông đúc sẵn, cho hiệu quả đầm cao.

8.3.2. Máy đầm bàn

Máy đầm bàn là loại điển hình của máy đầm mặt đang được sử dụng rộng rãi.

Tùy theo nguyên lý gây rung, chúng được chia thành hai loại: máy đầm rung vô hướng và máy đầm rung có hướng.

a) *Máy đầm bàn rung vô hướng*.

Cấu tạo của máy này được thể hiện trên (hình 8.7a)

Đặc điểm của máy đầm bàn rung vô hướng: Bộ phận gây rung là bánh lệch tâm số 3, được lắp ngay trên đầu trục động cơ hay một trục lệch tâm được dẫn động bởi động cơ điện qua bộ truyền đai. Khi bánh lệch tâm (hoặc trục lệch tâm) quay sẽ sinh ra lực ly tâm (chính là lực rung động). Lực rung này vô hướng trong mặt phẳng thẳng đứng, được truyền qua bàn đầm số 1 xuống bê tông.

Máy đầm bàn rung vô hướng không tự di chuyển được nên phải có hai người điều khiển để kéo máy di chuyển trong khi đầm bê tông.

b) *Máy đầm bàn rung có hướng (hình 8.7b)*

Cấu tạo của máy đầm này khác với máy đầm rung vô hướng ở chỗ: Bộ phận gây rung của nó là hai bánh lệch tâm số 3 có cùng khối lượng, có bán kính lệch tâm như nhau, quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều nhau. Do đó, lực ly tâm do chúng gây ra có trị số bằng nhau và được xác định theo công thức:

$$P_1 = P_2 = mr\omega^2 \quad (8-4)$$

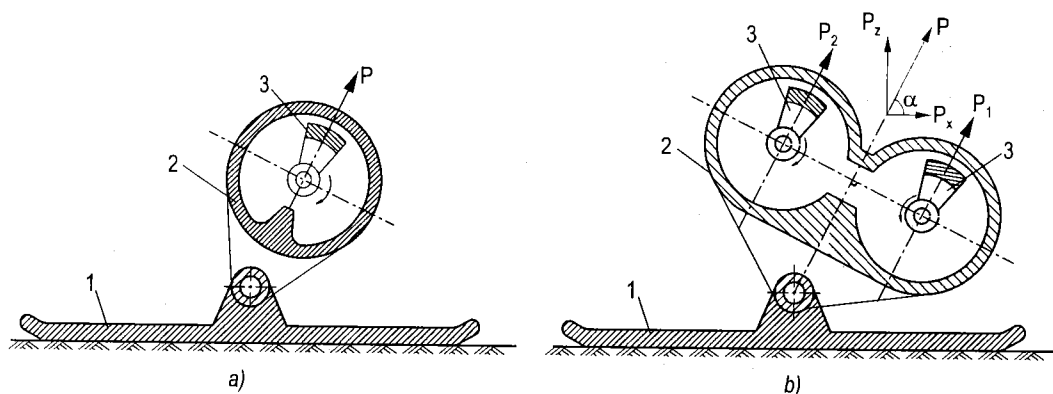
Trong đó: m - khối lượng của bánh lệch tâm, kg;

r - bán kính lệch tâm, m;

ω - vận tốc góc của bánh lệch tâm, l/s ;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (8-5)$$

n - tốc độ quay của các bánh lệch tâm, vòng/ phút.



Hình 8.7. Sơ đồ nguyên lý máy đầm bàn:

a) Máy đầm bàn rung vô hướng; b) Máy đầm bàn rung có hướng

1- Bàn đầm; 2- Vỏ chứa bánh lệch tâm; 3- Bánh lệch tâm gây rung;

Khi hai bánh lệch tâm quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều nhau và ứng với góc quay ở vị trí như hình 8.7b thì ta có lực rung:

$$P = P_1 + P_2 = 2P_1 = 2P_2$$

Phương của lực rung P vuông góc với đường nối tâm trục lắp hai bánh lệch tâm và tạo với mặt bàn đầm một góc α . Do đó, lực P được phân thành hai lực thành phần:

$$P_x = P \cos \alpha; P_z = P \sin \alpha \quad (8-6)$$

Trong đó:

- Lực P_z có phương vuông góc với bàn đầm, truyền qua bàn đầm xuống bê tông để đầm bê tông;
- Lực P_x có phương song song với bàn đầm có tác dụng đẩy máy đầm tự di chuyển trong khi làm việc.

Vì vậy, chỉ cần một người điều khiển máy đầm này trong khi làm việc.

8.3.3. Máy đầm dùi

Máy đầm dùi là điển hình của máy đầm trong, đang được dùng phổ biến để đầm các cấu kiện bê tông có chiều dày lớn, cường độ yêu cầu của bê tông sau khi đầm là cao.

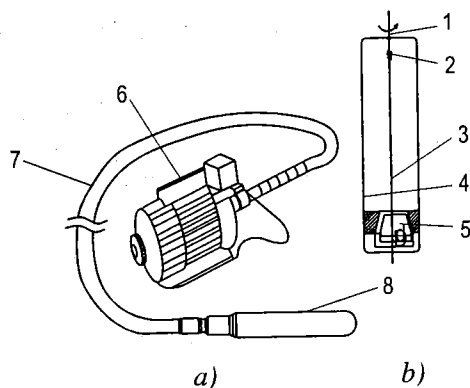
Máy đầm dùi có hai loại: Máy đầm dùi trục mềm và máy đầm dùi cán cứng. Trong đó loại trục mềm đang được sử dụng rộng rãi hơn.

Sơ đồ cấu tạo chung của máy đầm dùi trục mềm được thể hiện trên hình 8.8a.

Trong đó:

Động cơ điện số 6 và quả đầm số 8 được liên kết với nhau bằng trục mềm số 7.

Trục mềm này có vỏ trục cố định, ruột trục được bện từ các sợi dây thép có cường độ cao. Xung quanh ruột trục được quấn lò xo với các vòng sát nhau. Nhờ kết cấu như vậy mà tạo cho trục có độ mềm cần thiết để dễ dàng uốn theo mọi phương trong khi đầm bê tông.



Hình 8.8. Máy đầm dùi trục mềm

Bộ phận gây rung được đặt bên trong vỏ số 4 của quả đầm. Nó có hai loại:

- Hoặc là khối lệch tâm số 5 được lắp ở đầu dưới của trục chính tâm số 3 trong quả đầm, như hình 8.8b.

- Hoặc trục số 3 là trục lệch tâm gây rung.

Khi máy làm việc, ruột trục mềm số 1 quay để truyền chuyển động quay từ trục động cơ qua khớp nối số 2 đến trục số 3 làm cho trục 3 quay, khối lệch tâm số 5 quay theo và gây ra lực rung, truyền qua vỏ số 4 của quả đầm vào trong bê tông để tiến hành đầm bê tông.

Trong khi sử dụng máy đầm dùi cần chú ý: Để tránh động cơ bị quá tải lúc bắt đầu khởi động máy, phải để quả đầm nằm ngoài bê tông một thời gian cần thiết (khoảng 5 - 10s) cho máy làm việc ổn định, sau đó mới dùi quả đầm vào trong bê tông.

Máy đầm dùi cho hiệu quả đầm và đạt được cường độ của bê tông sau khi đầm cao hơn so với máy đầm bàn. Tuy nhiên ma sát giữa ruột trục và vỏ trục tương đối lớn nên tiêu hao nhiều công suất động cơ để khắc phục ma sát đó.

8.3.4. Năng suất máy đầm bê tông

a) Năng suất của máy đầm mặt

Năng suất sử dụng của máy đầm mặt được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600F.h.k_{tg}}{t_1 + t_2}, m^3/h. \quad (8-7)$$

Trong đó:

Biểu thức $\frac{3600}{t_1 + t_2}$ - số lần đầm(hay số chu kỳ đầm) của máy trong một giờ;

F - diện tích mặt bàn đầm, m²;

h - chiều sâu một lần đầm, m

t_1, t_2 - thời gian đầm tại một chỗ và thời gian di chuyển máy đầm, (s);

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy.

b) Năng suất của máy đầm trong

Năng suất sử dụng của máy đầm trong được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3600\pi R^2 \cdot h \cdot k_{tg}}{t_1 + t_2}, \text{ m}^3/\text{h}. \quad (8-8)$$

Trong đó:

Biểu thức $\frac{3600}{t_1 + t_2}$ - số lần đầm của máy trong một giờ;

πR^2 - diện tích vết của quả đầm để lại trên mặt cấu kiện bê tông;

R - bán kính tác dụng của quả đầm, m; thường $R = (0,6 - 0,65)D$;

D - đường kính ngoài của quả đầm, m;

h - chiều sâu một lần đầm, m;

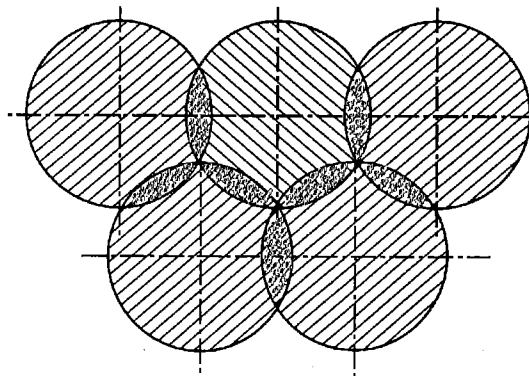
t_1, t_2 - thời gian đầm tại một chỗ và thời gian di chuyển máy đầm, (s).

Trong thực tế để tránh hiện tượng có vùng bê tông bị lỏi, không được đầm và để lại khuyết tật trong bê tông, người ta thường cho các vết đầm trùng lên nhau (hình 8.9) giữa các lần đầm. Diện tích phần các vết đầm trùng nhau lấy gần đúng bằng $1/3\pi R^2$.

Như vậy diện tích thực tế của vết đầm trong công thức (8-8), được tính gần đúng bằng: $\frac{2}{3}\pi R^2 \approx 2R^2$ (Phần có gạch chéo trên hình 8.9).

Do đó, năng suất thực tế của máy đầm trong (đầm dùi) có thể xác định gần đúng theo công thức:

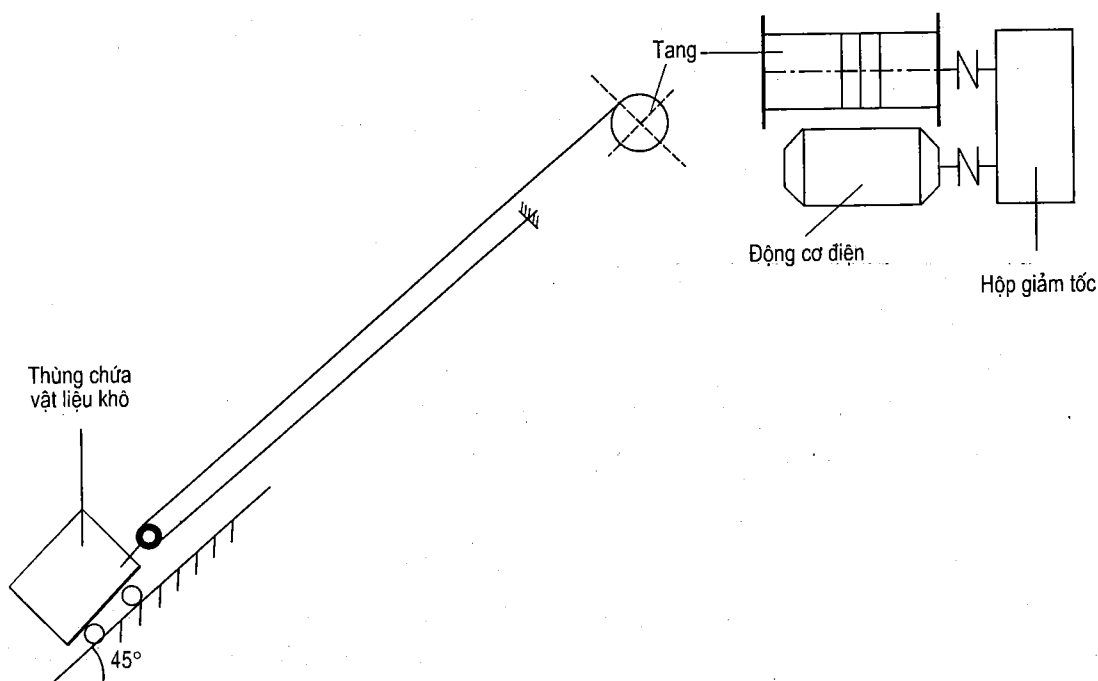
$$Q_{tt} = \frac{3600}{t_1 + t_2} \cdot 2R^2 h k_{tg}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (8-9)$$



Hình 8.9. Sơ đồ vết đầm của máy đầm dùi

VÍ DỤ THỨ 16

Cho cơ cấu kéo thùng nạp vật liệu khô của máy trộn bê tông như hình vẽ.



Biết: - Công suất động cơ: $N_d = 5,5 \text{ kW}$.

- Tốc độ quay của động cơ: $n_d = 955 \text{ vòng/phút}$.

- Thùng nạp vật liệu được kéo di chuyển theo đường ray nghiêng $\alpha = 45^\circ$.

- Hệ số cản lăn giữa các bánh xe và đường ray: $f = 0,04$.

- Hiệu suất của tời: $\eta_{tời} = 0,80$.

- Hiệu suất của palăng: $\eta_{pa} = 0,95$.

- Đường kính tang: $D_t = 250 \text{ mm}$.

- Đường kính cáp: $d = 10 \text{ mm}$.

- Tang quấn 3 lớp cáp.

- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc $i_h = 15$.

a) Tính trọng lượng của thùng (kể cả vật liệu trong thùng).

b) Tính vận tốc di chuyển của thùng.

c) Vẫn giữ nguyên động cơ, hộp giảm tốc và tang mà muốn kéo thùng có trọng lượng gấp đôi (kể cả vật liệu trong thùng) thì cần thay đổi palăng cáp như thế nào? Cho phép bỏ qua hiệu suất của palăng cáp trong trường hợp này.

d) Khi đó, tốc độ di chuyển của xe là bao nhiêu?

Bài giải:

a) *Tính trọng lượng của thùng (kể cả vật liệu trong thùng)*

Lực cần thiết để kéo thùng di chuyển lên theo đường ray nghiêng góc $\alpha = 45^\circ$ được xác định theo công thức:

$$P_k = G(\cos\alpha + \sin\alpha) \quad (D16-1)$$

$$G = \frac{P_k}{f\cos\alpha + \sin\alpha} \quad (D16-1a)$$

Trong đó: G- Trọng lượng của thùng (kể cả vật liệu trong thùng);

f- Hệ số cản lăn, theo đầu bài: $f = 0,04$.

Mặt khác, lực kéo P_k là do lực căng cáp S_c truyền qua palăng nên P_k còn được xác định theo công thức:

$$P_k = S_c a \eta_{pa} \quad (D16-2)$$

a = 2 - bội suất của palăng cáp;

η_{pa} - hiệu suất của palăng, theo đầu bài: $\eta_{pa} = 0,95$;

S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{1000 N_d \eta_{tôi}}{v_c} \quad (D16-3)$$

N_d - Công suất động cơ điện, theo đầu bài: $N_d = 5,5 \text{ kW}$;

$\eta_{tôi}$ - hiệu suất của tời, theo đề bài: $\eta_{tôi} = 0,85$;

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang:

$$v_c = \frac{\pi D n_d}{60 i_h} \quad (D16-4)$$

Trong công thức (D16-4) các thông số được xác định như sau:

$$D = D_t + (2m - 1)d \quad (D16-5)$$

$D_t = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$ - đường kính tang;

m = 3 - số lớp cáp cuốn trên tang;

d = 10 mm = 0,01 m - đường kính cáp.

Do đó, ta có:

$$D = 0,25 + (2 \times 3 - 1) \cdot 0,01 = 0,3 \text{ m}$$

n_d - tốc độ quay của động cơ. Theo đầu bài: $n_d = 955$ vòng/phút.

$i_h = 15$ - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

Thay các số liệu trên vào công thức (D16-4), ta xác định được:

$$v_c = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 955}{60 \cdot 15} = 1 \text{ m/s}$$

Thay giá trị của N_d và v_c vào công thức (D16-3):

$$S_c = \frac{1000.5.5.0,8}{1} = 4400N$$

Thay giá trị $S_c = 4400N$ vào công thức (D16-2), ta có:

$$P_k = 4400.2.0,95 = 8360N$$

Thay giá trị P_k vào công thức (D18-1a) ta xác định được:

$$G = \frac{8360}{0,04 + 0,0707.0,707} = 11370N$$

b) Xác định vận tốc di chuyển của thùng v_t :

$$v_t = \frac{v_c}{a} \quad (D16-6)$$

Trong đó: $v_c = 1m/s$ - vận tốc của cáp cuốn vào tang (đã tính ở trên);

$a = 2$ - bội suất của palăng cáp;

Thay các số liệu trên vào công thức (D16-6):

$$v_t = \frac{1}{2} = 0,5 m/s$$

Vậy vận tốc di chuyển của thùng: $v_t = 0,5m/s$.

c) Muốn kéo thùng có trọng lượng gấp đôi (kể cả vật liệu trong thùng) thì cần thay đổi palăng cáp như thế nào?

Từ phương trình cân bằng lực kéo:

$$P_k = G(f\cos\alpha + \sin\alpha)$$

Ta thấy: Trong phương trình này, hệ số f và góc α không thay đổi. Do đó, muốn tăng trọng lượng thùng lên gấp đôi thì lực kéo P_k cũng phải tăng hai lần.

Mặt khác, lực kéo còn được xác định theo công thức:

$$P_k = S_c \cdot a\eta_{pa}$$

Trong công thức trên: S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang. Vì vẫn giữ nguyên hệ thống động cơ, hộp giảm tốc và tang nên giá trị của S_c không thay đổi. theo đầu bài, cho phép bỏ qua hiệu suất palăng cáp ($\eta_{pa} = 1$).

Vậy muốn lực kéo P_k tăng lên hai lần thì bội suất của palăng cáp phải tăng lên gấp đôi. Nghĩa là, phải mắc lại cáp để bội suất của palăng $a = 4$.

d) Khi đó, tốc độ di chuyển của thùng sẽ là:

$$v_t = \frac{v_c}{a} = \frac{1}{4} = 0,25 m/s$$

Chương 9

KHAI THÁC MÁY XÂY DỰNG

9.1. XÁC ĐỊNH NHU CẦU MÁY XÂY DỰNG

Việc xác định nhu cầu máy xây dựng phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác xây dựng cơ bản được tiến hành trong các trường hợp sau:

- Khi xây dựng kế hoạch đầu tư lâu dài (5-10 năm) cho việc cơ giới hoá xây dựng đối với các tổng công ty hoặc các công ty và các xí nghiệp xây dựng.

- Khi xây dựng kế hoạch đầu tư hàng năm cho các đơn vị nói trên.

- Khi xác lập dự án tổ chức thi công xây dựng cho từng công trình cụ thể.

Nguyên tắc xác định nhu cầu máy xây dựng trong hai trường hợp trên cơ bản là giống nhau. Riêng trong trường hợp thứ ba - xác định nhu cầu máy xây dựng cho từng công trình cụ thể thì phải căn cứ vào những số liệu phù hợp với các điều kiện cụ thể của công trình và khối lượng công việc cần thực hiện trong một thời gian nhất định của đơn vị để xác định nhu cầu xe máy cho đơn vị đó.

Khi xác định nhu cầu máy xây dựng phải chú ý đến khả năng không ngừng tăng cường mức độ cơ giới hoá công tác xây dựng cơ bản, tận dụng hết tiềm năng kỹ thuật và nâng cao hiệu quả sử dụng những máy xây dựng có sẵn.

Nhu cầu máy xây dựng trung bình hàng năm để phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác xây dựng với một khối lượng thuộc kế hoạch cần thực hiện trong năm đó, được xác định theo công thức tổng quát sau:

$$n = \frac{Q_n \cdot k_m}{100N_n} \quad (9-1)$$

Trong đó:

n - số lượng máy xây dựng cần cung cấp hàng năm theo yêu cầu của việc cơ giới hoá công tác xây dựng cơ bản;

Q_n - tổng khối lượng công việc cần phải thực hiện trong năm;

N_n - năng suất trung bình hàng năm của một loại máy xây dựng phục vụ cơ giới hoá công tác xây dựng;

k_m - tỷ lệ % khối lượng công việc được thực hiện bằng loại máy xây dựng nào đó, cần phải xác định số lượng máy theo yêu cầu.

Năng suất trung bình hàng năm của một loại máy xây dựng cần xác định theo nhu cầu được tính theo năng suất thực tế trong một giờ và tổng số giờ làm việc trong năm của loại máy đó.

$$N_n = N_h \cdot T$$

N_h - năng suất thực tế tính theo giờ của một loại máy xây dựng;

T - số giờ làm việc trong năm của loại máy đó.

Hàng năm, trong quá trình sử dụng máy xây dựng sẽ có những máy bị hư hỏng, phải loại bỏ hoặc thay thế. Khi đó phải bổ xung thêm máy mới. Số lượng máy cần bổ xung được xác định theo công thức:

$$n_1 = (n - n_2)k + n_3 \quad (9-2)$$

Trong đó:

n - số lượng máy theo nhu cầu được xác định theo công thức (9-1);

n_2 - số lượng máy đang sử dụng bình thường đến thời điểm cần bổ xung;

n_3 - số lượng máy bị hỏng do hao mòn vô hình hoặc sự cố bất thường, cần phải thay thế;

k - Hệ số kể đến khả năng cung cấp máy đều đặn trong năm.

9.2. KHAI THÁC MÁY XÂY DỰNG

Hiện nay, trong lĩnh vực xây dựng cơ bản, chúng ta đang sử dụng nhiều loại máy xây dựng hiện đại do nhiều hãng nổi tiếng trên thế giới chế tạo. Do sự phát triển mạnh mẽ của khoa học và công nghệ, các loại máy xây dựng có kết cấu và nguyên lý làm việc ngày càng hoàn thiện, cường độ sử dụng máy ngày càng cao. Để nâng cao hiệu quả sử dụng máy xây dựng, chúng ta cần phải duy trì tình trạng kỹ thuật và chất lượng của chúng nhằm đảm bảo cho chúng làm việc tốt với năng suất cao và giá thành hạ. Muốn đạt được mục đích đó, chúng ta phải thực hiện đồng bộ các biện pháp trong khai thác thi công và khai thác kỹ thuật máy xây dựng.

Khai thác thi công gồm các công việc: Tính toán lựa chọn loại máy hoặc tổ hợp máy tối ưu; thiết kế sơ đồ công nghệ thi công hợp lý nhằm nâng cao năng suất và hiệu quả sử dụng từng loại máy hoặc tổ hợp máy.

Khai thác kỹ thuật là tổng hợp các biện pháp nhằm duy trì tốt chất lượng và tình trạng kỹ thuật của máy trong quá trình sử dụng. Nội dung của khai thác kỹ thuật gồm các công việc sau: Tiếp nhận và bàn giao xe máy; tháo dỡ và lắp ráp; vận chuyển, bảo quản; chạy thử không tải và có tải; bảo dưỡng và sửa chữa; đảm bảo an toàn trong quá trình sử dụng máy xây dựng v.v...

Khi chuyển giao máy từ đơn vị này sang đơn vị khác, dù đó là máy mới hay máy đã qua sửa chữa, đều phải tiến hành bàn giao theo đúng quy định. Khi bàn giao máy, cần phải kiểm tra và giao nhận: lý lịch máy, tài liệu hướng dẫn sử dụng, nhật ký xe máy, trong đó có ghi chép đầy đủ tình trạng kỹ thuật của máy, số giờ máy đã làm việc, các cấp và mốc thời gian mà máy đã được bảo dưỡng hoặc sửa chữa.

Sau khi lắp ráp máy xong, cho máy chạy thử không tải và có tải với mức độ tăng dần trong thời gian khoảng 20 - 24 h.

Sau khi chạy thử phải tiến hành kiểm tra tình trạng kỹ thuật của máy, kiểm tra các mối ghép giữa các cụm hoặc giữa các chi tiết máy, các phanh; nếu thấy lỏng thì xiết chặt và căn chỉnh lại để đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật của chúng và khắc phục các sai sót nếu có, thay dầu bôi trơn, bổ xung nhiên liệu và nước làm mát (với các máy làm mát bằng nước).

Kiểm tra xong, xác nhận tình trạng kỹ thuật của máy hoàn toàn tốt, lúc đó mới đưa máy ra sử dụng.

9.3. BẢO DƯỠNG KỸ THUẬT VÀ SỬA CHỮA MÁY XÂY DỰNG

9.3.1. Bảo dưỡng kỹ thuật máy xây dựng

a) Mục đích và yêu cầu của công tác bảo dưỡng kỹ thuật

Bảo dưỡng kỹ thuật máy xây dựng là tổng hợp các biện pháp nhằm duy trì khả năng làm việc của các chi tiết máy cũng như các cụm chi tiết, đảm bảo cho xe máy luôn luôn ở tình trạng kỹ thuật tốt trong khi sử dụng đến thời kỳ sửa chữa.

Yêu cầu thực hiện nghiêm ngặt thời gian bảo dưỡng định kỳ do nhà chế tạo máy quy định; không được phép bỏ qua các giai đoạn bảo dưỡng định kỳ khi thấy tình trạng kỹ thuật của máy vẫn tốt.

b) Nội dung của công tác bảo dưỡng kỹ thuật

Khi bảo dưỡng kỹ thuật máy xây dựng cần thực hiện các công việc sau:

- Vệ sinh công nghiệp toàn bộ máy: Lau chùi, cạo rửa các chất bẩn bám vào máy;
- Kiểm tra các mối ghép, các phanh: Xiết chặt và căn chỉnh để tạo ra độ chặt và các khe hở cần thiết, đảm bảo cho chúng làm việc tốt.
- Kiểm tra và thay dầu bôi trơn nếu đã hết thời gian sử dụng; bổ xung nhiên liệu.

c) Các dạng bảo dưỡng. Tùy theo đặc điểm, khối lượng và mức độ phức tạp của công việc cần thực hiện trong khi bảo dưỡng mà chia thành ba cấp bảo dưỡng:

Bảo dưỡng cấp 1 (BD-1), bảo dưỡng cấp 2 (BD-2) và bảo dưỡng cấp 3 (BD-3).

Từ cấp 1 đến cấp 3, khối lượng và mức độ phức tạp của công việc cần thực hiện trong quá trình bảo dưỡng sẽ tăng dần.

Tuỳ theo thời gian làm việc của máy, có: Bảo dưỡng theo ca và bảo dưỡng định kỳ.

- Bảo dưỡng theo ca do người điều khiển máy tiến hành sau mỗi ca làm việc trước khi bàn giao máy cho người điều khiển ca tiếp theo.

- Bảo dưỡng định kỳ được tiến hành sau số giờ làm việc nhất định của máy do nhà chế tạo quy định. Công việc này thường do công nhân chuyên nghiệp bảo dưỡng thực hiện tại các trạm bảo dưỡng. Bảo dưỡng định kỳ phải được thực hiện nghiêm túc theo đúng thời gian quy định của nhà chế tạo máy.

9.3.2. Sửa chữa máy xây dựng

a) *Mục đích của việc sửa chữa máy.* Sửa chữa máy xây dựng là tổng hợp các biện pháp nhằm khôi phục lại khả năng làm việc của các chi tiết máy cũng như các cụm chi tiết bị hao mòn sau một thời gian làm việc hoặc bị hỏng hóc đột xuất do sự cố, trả lại cho máy tình trạng kỹ thuật tốt và đảm bảo cho máy làm việc bình thường.

b) *Nội dung của công tác sửa chữa máy xây dựng.*

Khi sửa chữa máy xây dựng, cần tiến hành các công việc sau:

- Tháo các chi tiết hoặc các cụm chi tiết máy bị hư hỏng và làm vệ sinh bằng cách rửa hoặc lau chùi cho chúng;

- Xác định nguyên nhân gây hư hỏng và dùng phương pháp sửa chữa công nghiệp như hàn đắp, vá, gia công cơ khí... để khôi phục khả năng làm việc của các chi tiết máy hoặc cụm chi tiết máy bị hư hỏng.

- Nếu không thể khôi phục được khả năng làm việc của chúng thì phải thay thế bằng chi tiết hoặc cụm chi tiết máy mới (phương pháp thay thế tổng thành).

c) *Các dạng sửa chữa*

Tuỳ theo đặc điểm, khối lượng và mức độ phức tạp của công việc cần thực hiện trong khi sửa chữa, có: Sửa chữa nhỏ (hay còn gọi là tiểu tu) và sửa chữa lớn (hay còn gọi là đại tu).

Sửa chữa nhỏ chỉ khắc phục được những hư hỏng nhỏ và thường do công nhân điều khiển máy thực hiện ngay tại hiện trường hay do công nhân tiến hành ở các trạm bảo dưỡng kỹ thuật.

Sửa chữa lớn được thực hiện theo số giờ làm việc của máy do nhà chế tạo quy định hoặc khi có những chi tiết máy và cụm chi tiết quan trọng của máy bị phá hỏng do sự cố đột xuất. Khi sửa chữa lớn, người ta phải tháo rời các chi tiết của các tổng thành bị hư hỏng để kiểm tra và tiến hành sửa chữa, phục hồi khả năng làm việc của chúng. Nếu không thể sửa chữa và không khôi phục được khả năng làm việc của chúng thì phải thay thế bằng các chi tiết máy hoặc các tổng thành mới.

Việc sửa chữa lớn do các công nhân có tay nghề cao thực hiện tại các nhà máy đại tu máy xây dựng.

9.4. AN TOÀN LAO ĐỘNG TRONG SỬ DỤNG MÁY XÂY DỰNG

An toàn lao động trong sử dụng máy xây dựng có ý nghĩa rất quan trọng trong việc bảo vệ tính mạng con người cũng như máy móc và thiết bị thi công, góp phần nâng cao tốc độ xây dựng và năng suất lao động. Để đảm bảo an toàn tuyệt đối cho người và máy móc phục vụ việc cơ giới hoá công tác xây dựng, các cán bộ quản lý và tổ chức sử dụng máy xây dựng cùng với các công nhân điều khiển máy phải thực hiện nghiêm chỉnh các quy định về an toàn trong sử dụng máy xây dựng như sau:

9.4.1. Những quy định chung về an toàn lao động trong sử dụng máy xây dựng

Tất cả mọi người có liên quan đến việc sử dụng máy xây dựng nhất thiết đều phải tuân thủ nghiêm ngặt các quy định chung về an toàn lao động, bao gồm:

- Trước khi đưa ra sử dụng, tất cả máy móc thiết bị (dù mới hay đã qua sửa chữa) đều phải được kiểm tra rất cẩn thận tình trạng kỹ thuật của chúng, đặc biệt là các cơ cấu an toàn như cơ cấu phanh, cơ cấu tự hãm, cơ cấu hạn chế hành trình... Nếu phát hiện có trục trặc kỹ thuật hoặc hỏng hóc thì phải sửa chữa xong mới đưa máy ra sử dụng ngoài hiện trường.

- Tất cả các bộ phận chuyển động của máy như các truyền động xích, đai, bánh răng, trục quay, đĩa quay, tang quay... đều phải được che chắn cẩn thận để tránh gây tai nạn cho người

- Thường xuyên làm vệ sinh và kiểm tra, bảo dưỡng cho máy, tra dầu mỡ, xiết chặt và điều chỉnh các mối ghép nếu chúng bị nới lỏng... để ngăn ngừa kịp thời các hỏng hóc đột xuất của máy.

- Chỉ những công nhân đã được đào tạo tại các trường dạy nghề có giấy chứng nhận, bằng lái, hiểu biết tương đối kỹ về tính năng, cấu tạo cũng như nguyên lý làm việc của máy và đã được học tập kỹ thuật an toàn sử dụng máy mới được phép điều khiển máy. Khi phát hiện những người lái máy làm việc ẩu, không hiểu biết về tình trạng kỹ thuật của máy thì phải thay thế ngay.

- Công nhân lái máy chính và phụ lái đều phải được trang bị dụng cụ bảo hộ lao động như kính, mũ, quần áo, ủng, găng tay...

- Phải điều khiển máy theo đúng tuyến thi công, trình tự thi công và thực hiện nghiêm chỉnh các quy định về an toàn trong sử dụng máy xây dựng do các cán bộ quản lý và tổ chức thi công yêu cầu.

- Trong thời gian giải lao hoặc nghỉ giữa hai ca cần phải khoá, hãm các bộ phận khởi động để loại trừ khả năng tự mở máy; để máy đứng ở nơi an toàn, nếu cần thiết, phải kê, chèn các bánh xe di chuyển để cho máy không trượt hoặc nghiêng đổ.

- Đối với các máy làm việc ban đêm hoặc ban ngày nhưng có sương mù dày đặc phải có hệ thống đèn pha và đèn tín hiệu để chiếu sáng phía trước và phía sau máy cho mọi người biết.

- Khi di chuyển máy đi xa phải chằng buộc máy cẩn thận, đảm bảo điều kiện đường xá, độ ổn định và khả năng thông hành của phương tiện vận chuyển máy.

9.4.2. Những quy định về an toàn lao động đối với cán bộ kỹ thuật quản lý và sử dụng máy xây dựng

Riêng các cán bộ kỹ thuật quản lý và tổ chức sử dụng máy xây dựng, ngoài việc thực hiện những quy định chung về an toàn lao động như nêu ở mục 9.4.1, còn phải tuân thủ nghiêm ngặt các quy định sau:

a) Phải tiến hành kiểm tra rất cẩn thận tình trạng kỹ thuật của máy, nếu thấy hoàn toàn tốt mới được đưa ra sử dụng. Riêng các loại máy nâng - chuyển, máy nén khí, nồi hơi phải được thanh tra nhà nước cho phép sử dụng.

b) Khi thiết kế dây chuyền công nghệ tổ chức thi công, trước tiên phải chú ý đến điều kiện đảm bảo an toàn lao động cho người và máy móc tham gia xây dựng công trình. Tất cả những khu vực có thể gây nguy hiểm cho người và xe máy, phải đặt biển báo phòng ngừa. Mọi hành động chạy theo tiến độ thi công và năng suất mà không chú ý đến việc đảm bảo an toàn lao động phải được nghiêm cấm và đình chỉ kịp thời.

c) Trước khi đưa máy ra sử dụng, cần xác định rõ sơ đồ di chuyển cũng như nơi đứng của máy trong khi làm việc xem có đảm bảo an toàn không. Các máy dẫn động điện nhất thiết phải được nối mát với đất để đảm bảo an toàn.

Phải luôn kiểm tra và nhắc nhở người điều khiển máy và người si nhan (người báo tín hiệu) thống nhất một cách chính xác các tín hiệu điều khiển giữa họ với nhau để tránh sự hiểu lầm, sẽ gây ra tai nạn.

d) Sau một ca làm việc, phải nhắc nhở người điều khiển máy trước khi bảo dưỡng kỹ thuật máy xây dựng, cần chú ý thực hiện các việc sau:

Cho động cơ dẫn động các cơ cấu của máy ngừng làm việc.

- Với các máy truyền động thuỷ lực hoặc khí nén, trước khi bảo dưỡng, phải giải phóng áp lực trong hệ thống thuỷ lực hoặc hệ thống khí nén.

- Với các máy truyền động điện, tại hộp chứa cầu dao điện, phải treo biển có dòng chữ “không được đóng cầu dao”.

- Phải chèn hoặc kê máy cẩn thận, tránh hiện tượng máy tự “trôi” trong khi đang tiến hành bảo dưỡng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Văn Hùng, Phạm Quang Dũng, Nguyễn Thị Mai. *Máy xây dựng*. Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật. Hà Nội, 1998.
2. Phạm Quang Dũng, Nguyễn Văn Hùng, Lưu Bá Thuận. *Máy xây dựng - Phần bài tập*. Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật. Hà Nội, 1998.
3. Lưu Bá Thuận. *Tính toán máy thi công đất*. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2005.
4. Vũ Liêm Chính, Phạm Quang Dũng, Trương Quốc Thành. *Cơ sở thiết kế Máy xây dựng*. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2002.
5. Phạm Hữu Đồng, Hoa Văn Ngũ, Lưu Bá Thuận. *Máy làm đất*. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2004.
6. Nguyễn Bá Kế. *Thi công cọc khoan nhồi*. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 1999.
7. Ngô Văn Quỳ. *Các phương pháp thi công xây dựng*. Nhà xuất bản Giao thông Vận tải. Hà Nội, 2001.
8. Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. *Строительные Машины*. Москва, 1971.

MỤC LỤC

Trang

Lời nói đầu

Chương 1. Những vấn đề chung về máy xây dựng	5
1.1. Khái niệm chung	5
1.2. Thiết bị động lực trên máy xây dựng	7
1.3. Hệ thống truyền động (HTTĐ) trong máy xây dựng	9
1.4. Truyền động cấp	32
1.5. Truyền động thuỷ lực (TĐTL)	45
1.6. Hệ thống di chuyển của máy xây dựng	47
1.7. Các chỉ tiêu kinh tế - kĩ thuật của máy xây dựng	50
Chương 2. Ôtô - máy kéo	54
2.1. Công dụng, phân loại ô tô và máy kéo	54
2.2. Hệ thống truyền lực (HTTL) của ô tô, máy kéo	55
2.3. Tính toán kéo ô tô - máy kéo	63
Chương 3. Máy vận chuyển liên tục	72
3.1. Công dụng, phân loại máy vận chuyển liên tục	72
3.2. Băng tải	73
3.3. Vít tải	79
Chương 4. Máy và thiết bị nâng	82
4.1. Khái niệm chung	82
4.2. Thiết bị nâng đơn giản	85
4.3. Thang nâng (Máy vận thăng)	92
4.4. Các loại cần trục	94
Chương 5. Máy làm đất	121
5.1. Khái niệm chung về máy làm đất	121
5.2. Máy đào một gầu	123
5.3. Máy ủi đất	146
5.4. Máy cày đất	163
5.5. Máy san đất	169
5.6. Máy đầm đất	173

Chương 6. Máy gia cố nền móng	182
6.1. Các phương pháp gia cố nền móng	182
6.2. Cấu tạo chung của máy đóng (hạ) cọc	183
6.3. Búa xung kích	184
6.4. Búa rung động	188
6.5. Máy khoan tạo lỗ cho cọc nhồi	191
Chương 7. Máy sản xuất đá	200
7.1. Máy nghiền đá	200
7.2. Máy sàng đá	208
7.3. Trạm nghiền - sàng liên hợp	213
Chương 8. Máy sản xuất bê tông	214
8.1. Máy trộn bê tông	214
8.2. Máy bơm bê tông	221
8.3. Máy đầm bê tông	223
Chương 9. Khai thác máy xây dựng	231
9.1. Xác định nhu cầu máy xây dựng	231
9.2. Khai thác máy xây dựng	232
9.3. Bảo dưỡng kỹ thuật và sửa chữa máy xây dựng	233
9.4. An toàn lao động trong sử dụng máy xây dựng	235
Tài liệu tham khảo	237

GIÁO TRÌNH MÁY XÂY DỰNG

(Tái bản)

Chịu trách nhiệm xuất bản :

TRINH XUÂN SƠN

Biên tập :

TẠ HẢI PHONG

Chế bản điện tử :

ĐÌNH THỊ PHƯỢNG

Sửa bản in :

TẠ HẢI PHONG

Bìa :

VŨ BÌNH MINH

In 300 cuốn khổ 19 x 27cm tại Xưởng in Nhà xuất bản Xây dựng số 10 Hoa Lư Hà Nội. Số xác nhận đăng ký kế hoạch xuất bản: 26-2015/CXBIPH/484-179/XD ngày 05-01-2015. ISBN: 978-604-82-0567-6. Quyết định xuất bản số 248-2015/QĐ-XBXD ngày 9-11-2015. In xong nộp lưu chiểu tháng 11-2015.

