TS. VĂN HỮU THỊNH

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ MÁY NÂNG CHUYỂN

NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH

GIỚI THIỆU

Nhằm giúp sinh viên có tài liệu để nghiên cứu nội dung môn học Cơ sở thiết kế máy nâng chuyển và máy xây dựng trong chương trình đào tạo – 150 tín chỉ (CTĐT- 150TC) ngành Công nghệ chế tạo máy của Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP HCM, tác giả đã biên soạn tài liệu tham khảo ***Tính toán thiết kế máy nâng chuyển***.

Tài liệu này giới thiệu cấu tạo, nguyên lí làm việc và cơ sở tính toán thiết kế các bộ phận chủ yếu của máy nâng và vận chuyển.

Cuốn sách này cũng có thể giúp cho các kỹ sư, cán bộ kỹ thuật có thêm tài liệu tham khảo khi tính toán, thiết kế và sử dụng một số loại máy nâng và vận chuyển.

Trong quá trình biên soạn và in ấn khó tránh khỏi thiếu sót, tác giả rất mong nhận được những ý kiến đóng góp về nội dung và hình thức để tài liệu ngày càng hoàn thiện hơn.

Tác giả

TS Văn Hữu Thịnh

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

MỤC LỤC

GIỚI THIỆU

Chương 1: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

I. PHÂN LOẠI

1. Thiết bị nâng

2. Thiết bị vận chuyển liên tục

II. NHỮNG THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA THIẾT BỊ NÂNG

1. Trọng tải Q

2. Tầm với L (m)

3. Tầm rộng (khẩu độ) A (m)

4. Mômen tải M_t

5. Chiều cao nâng H (m)

6. Vận tốc các cơ cấu

III. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA THIẾT BỊ NÂNG

1. Phân loại theo tiêu chuẩn Việt Nam (TCVN 4244-86):

2. Cường độ làm việc của động cơ (CĐ%)

3. Hệ số sử dụng trong ngày (K_{ng})

4. Hệ số sử dụng trong năm (K_n)

5. Hệ số sử dụng theo trọng tải (K_Q)

IV. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT BỊ NÂNG

1. Tải trọng

2. Phương pháp tính theo ứng suất cho phép

V. ỨNG DỤNG

Chương 2: CÁP – RÒNG RỌC – TANG – PALĂNG

I. DÂY CÁP THÉP

1. Cấu tạo

2. Phân loại

3. Nối đầu cáp với các chi tiết máy khác

4. Tính dây cáp

5. Loại bỏ cáp

II. XÍCH

1. Cấu tạo

2. Xích hàn

III. RÒNG RỌC

1. Công dụng và cấu tạo

2. Lực cản do ma sát ở ổ trục

3. Hiệu suất của ròng rọc

IV. ĐĨA XÍCH

1. Đĩa xích của xích hàn

2. Đĩa xích của xích bản lề

V. TANG QUẤN CÁP

1. Công dụng

2. Phân loại

3. Các kích thước cơ bản của tang

VI. PALĂNG

1. Định nghĩa

2. Palăng lợi lực

3. Palăng lợi vận tốc

VII. ỨNG DỤNG

Chương 3: CÁC THIẾT BỊ PHANH HÃM

I. PHÂN LOẠI

II. THIẾT BỊ DỪNG

1. Thiết bị dừng bánh cóc

2. Thiết bị dừng con lăn

III. THIẾT BỊ PHANH

1. Phanh 1 má

2. Phanh đai đơn giản

3. Phanh đai vi sai

4. Phanh đai hai chiều

5. Phanh má điện từ

Chương 4: CẦU TRỤC

I. CƠ CẤU NÂNG

1. Cơ cấu nâng dẫn động bằng tay

2. Cơ cấu nâng dẫn động bằng động cơ.

II. CƠ CẤU DI CHUYỂN

1. Sơ đồ cơ cấu di chuyển

2. Tính toán

3. Cơ cấu di chuyển bằng dây cáp

III. CỔNG TRỤC

1. Cấu tạo

2. Cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển

IV. ỨNG DỤNG

Chương 5: CẦN TRỤC THÁP

I. CẤU TẠO

1. Đặc điểm

2. Phân loại

3. Cấu tạo

II. CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI

1. Cấu tạo

2. Tính toán cơ cấu nâng cần

III. ỨNG DỤNG

1. Xác định tốc độ các chuyển động cơ bản của cần trục tháp

2. Xác định năng suất ca của cần trục tháp

Chương 6: BĂNG TẢI

I. BĂNG TẢI ĐAI

1. Cấu tạo

2. Tính toán băng tải

II. ỨNG DỤNG

Chương 7: VÍT TẢI

1. Cấu tạo, phân loại

2. Tính toán vít tải

3. Vít tải đứng

4. Ống vận chuyển

5. Ví dụ

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

Chương 1
NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG

I. PHÂN LOẠI

Tất cả các thiết bị nâng vận chuyển, tuỳ theo tính chất làm việc, có thể phân ra làm 2 loại: thiết bị nâng và thiết bị vận chuyển liên tục.

1. Thiết bị nâng

Thiết bị nâng là thiết bị hoạt động theo chu kỳ với sự chuyển động thuận nghịch của bộ phận mang tải trong không gian.

Thiết bị nâng được sử dụng để bốc, xếp, nâng chuyển tải theo phương ngang và phương đứng.

Thiết bị nâng bao gồm các loại sau:

1.1. Loại đơn giản

Kích: kích thanh răng, kích vít, kích thuỷ lực.

Palăng tay, palăng điện.

1.2. Loại phức tạp

Loại phức tạp là loại có 2, 3 hoặc nhiều hơn cơ cấu làm việc.

Các loại cầu trục: cầu trục một dầm và hai dầm, cần trục cáp, cổng trục...

Loại thiết bị nâng này chỉ có cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển.

Các loại cần trục: cần trục cột buồm, cần trục tháp, cần trục ôtô, cần trục cảng, cần trục bánh xích, cần trục nổi.

Các loại cần trục này thường có đủ 4 cơ cấu cơ bản: nâng, di chuyển, thay đổi tầm với, quay.

Các loại thang máy và vận thăng dùng trong ngành xây dựng.

2. Thiết bị vận chuyển liên tục

Là loại thiết bị vận chuyển thành dòng liên tục, không có thời gian dừng máy. Được phân ra 3 loại:

2.1. Có bộ phận kéo:

Băng tải, xích tải, guồng tải ...

2.2. Không có bộ phận kéo:

Thiết bị tự trượt, vít tải, máng lắc quán tính...

2.3. Vận chuyển bă`ng khí nén (hút, đẩy, phô´i hợp) và thuỷ lực

II. NHỮNG THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA THIẾT BỊ NÂNG

1. Trọng tải Q

Là khối lượng danh nghĩa (lớn nhất) của vật nâng mà máy có thể nâng được theo tính toán thiết kế. Trọng tải Q bao gồm khối lượng của vật nâng và khối lượng của bộ phận mang.

$$Q = Q_v + Q_m \quad (1.1)$$

trong đó Q_v: khối lượng vật nâng, tính bằng kilôgam (kg), tấn (T);

Q_m: khối lượng bộ phận mang, tính bằng kilôgam (kg), tấn (T).

- Đối với các loại cầu trục, palăng, tời: trọng tải không thay đổi trong suốt quá trình làm việc.

- Đối với các cần trục: trọng tải thay đổi phụ thuộc vào tầm với của nó. Tầm với càng lớn thì trọng tải càng nhỏ và ngược lại.

- Đối với các thiết bị nâng dùng móc: do khối lượng bản thân móc khá nhỏ so với khối lượng vật nâng nên trong tính toán ta có thể bỏ qua.

Trọng tải của các thiết bị nâng được tiêu chuẩn hóa:

0,05 – 0,1 – 0,2 – 0,25 – 0,32 – 0,4 – 0,5 – 0,63 – 0,8 – 1 – 1,25 – 1,6 – 2 – 2,5 – 3,2 – 4 – 5 – 6,3 – 8 – 10 – 12,5 – 16 – 20 – 25 – 32 – 40 – 50 – 63 – 80 – 100 –... đến 1600 tấn.

2. Tầm với L (m)

Tầm với là khoảng cách từ trục quay (phần quay của cần trục) đến đường tâm của móc treo.

3. Tầm rộng (khẩu độ) A (m)

Tầm rộng là khoảng cách theo phương ngang giữa hai tâm của bánh xe đặt trên ray của cầu trục.

4. Mômen tải Mt

Khái niệm mômen tải chỉ có ở các cần trục. Mômen tải là tích số giữa trọng tải và tầm với tương ứng:

$$M_t = QL \text{ (T.m)} \quad (1.2)$$

Mômen tải M_t cần phải bảo đảm độ ổn định của cần trục, chống lật trong quá trình làm việc.

5. Chiều cao nâng H (m)

Chiều cao nâng là khoảng cách cao nhất từ mặt đất nơi làm việc đến điểm cao nhất của tâm móc treo vật nâng.

Hình 1.1 biểu diễn mối quan hệ giữa trọng tải Q và tầm với L (đường nét đứt): tầm với càng xa thì trọng tải càng nhỏ và ngược lại. Mối tương quan phụ thuộc giữa độ chiều cao nâng H và tầm với L thể hiện ở hình 1.1 (đường cong nét liền).

6. Vận tốc các cơ cấu

Tuỳ theo công dụng và tính chất công việc của từng cơ cấu mà vận tốc các cơ cấu sẽ khác nhau, thông thường:

Vận tốc cơ cấu nâng không vượt quá V_n = 25 ÷ 30 m/ph.

Vận tốc cơ cấu di chuyển xe lăn: V_x = 30 ÷ 50 m/ph.

Vận tốc cơ cấu di chuyển cần trục đạt đến: V_c = 100 ÷ 120 m/ph.

Vận tốc quay của cần trục: n_q = 1 ÷ 3,5 vòng/ph. Vận tốc quay của cần trục lấy phụ thuộc vào vận tốc vòng đầu cần, không vượt quá 5 ÷ 6 m/s.

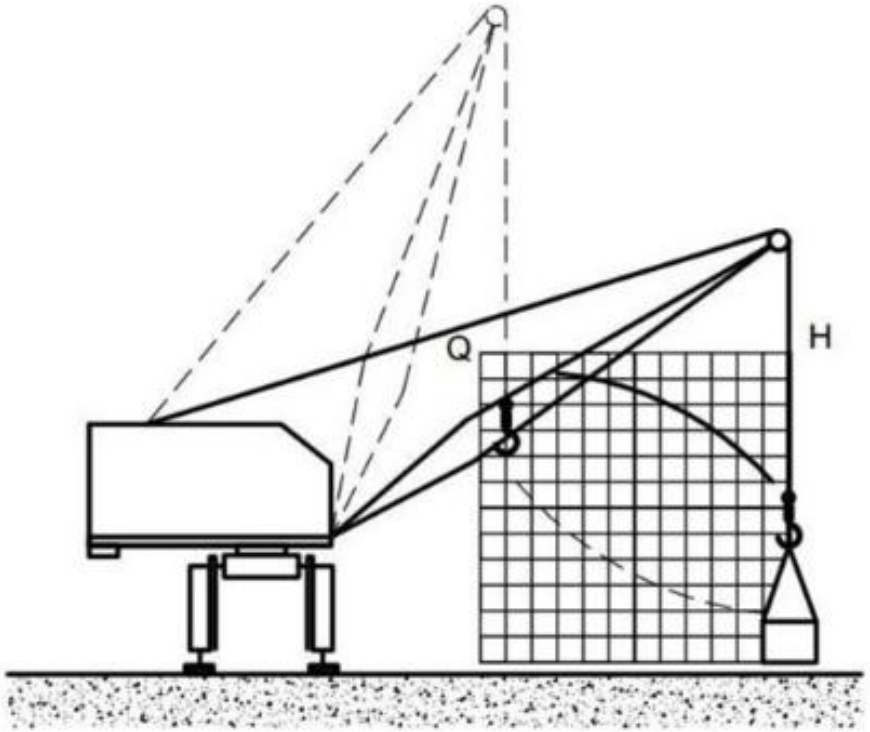
Vận tốc thay đổi tầm với: V_{tv} = 3 ÷ 15 m/ph.

III. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA THIẾT BỊ NÂNG

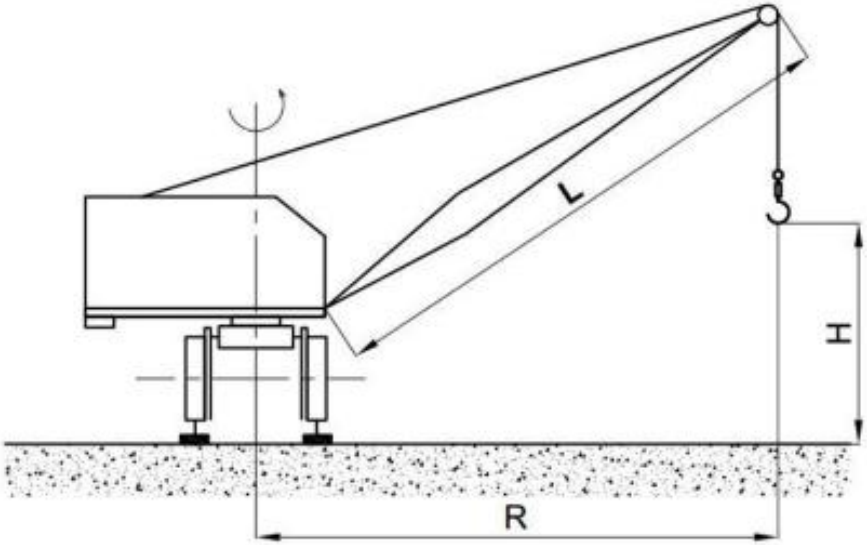
Chế độ làm việc của một cơ cấu hay của toàn bộ máy là một thông số tổng hợp tính đến điều kiện sử dụng, mức độ chịu tải theo thời gian của một cơ cấu hay của toàn bộ máy.

Khi tính toán các chi tiết, các bộ phận kết cấu thép của thiết bị nâng về độ bền, độ bền mỏi, độ bền mòn, an toàn phanh của cơ cấu... phải chú ý tới chế độ làm việc để chọn thông số tính toán cho phù hợp. Từng cơ cấu có chế độ làm việc khác nhau, chế độ làm việc chung cho toàn máy lấy theo chế độ làm việc của cơ cấu nâng.

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí



Hình 1.1: Quan hệ giữa Q , L và H



Hình 1.2: Tầm với và chiều cao nâng

1. Phân loại theo tiêu chuẩn Việt Nam (TCVN 4244-86):

Theo tiêu chuẩn Việt Nam chia ra:

Các cơ cấu của thiết bị nâng dẫn động bằng tay.

Các cơ cấu của thiết bị nâng dẫn động bằng động cơ điện: làm việc theo chế độ ngắt quãng lặp đi lặp lại luân phiên các thời kỳ làm việc và không làm việc.

Những chỉ tiêu chủ yếu để đánh giá chế độ làm

việc dẫn động bằng động cơ được trình bày trong phần sau đây.

2. Cường độ làm việc của động cơ (CĐ%)

trong đó t_v: tổng thời gian làm việc của động cơ trong một chu kỳ làm việc;

$$t_v = \Sigma t_m + \Sigma t_0$$

t_{ck}: thời gian của một chu kỳ;

$$t_{ck} = \Sigma t_m + \Sigma t_0 + \Sigma t_{ph} + \Sigma t_d$$

- Σt_m : tổng thời gian mở máy;

- Σt_0 : tổng thời gian chuyển động ổn định;

- Σt_{ph} : tổng thời gian phanh;

- Σt_d : tổng thời gian dừng máy.

việc của các cơ cấu khác cũng tính tương tự.

3. Hệ số sử dụng trong ngày (K_{ng})

K_{ng} = (số giờ làm việc trong ngày): 24 (1.4)

4. Hệ số sử dụng trong năm (K_n)

K_n = (số ngày làm việc trong năm): 365 (1.5)

5. Hệ số sử dụng theo trọng tải (K_Q)

trong đó

Q_{tb}: khối lượng trung bình của vật nâng (kg hay tấn);

Q: khối lượng danh nghĩa của vật nâng (kg hay tấn).

Ngoài ra để đánh giá chế độ làm việc của thiết bị nâng, người ta còn xét đến các thông số sau:

- Số lần mở máy trong 1 giờ, tính trung bình trong

1 ca làm việc (m);

- Số chu kỳ làm việc trong 1 giờ (a_{ck});

- Nhiệt độ môi trường xung quanh.

Căn cứ điều kiện sử dụng, người ta phân biệt thiết bị nâng dẫn động bằng động cơ theo bảng 1.1:

Bảng 1.1. Chế độ làm việc của thiết bị nâng

STT	Các chỉ tiêu	Chế độ làm việc			
		Nhẹ (Nh)	*Trung bình (TB)*	*Nặng (N)*	*Rất nặng (RN)*
1	CĐ%	15	25	40	40 - 60
2	K_{ng}	0,33	0,67	0,67	1
3	K_n	0,25	0,5	0,75	1
4	K_Q	0,55	0,55(0,75)	0,75(1)	1
5	m (lần/giờ)	60	120	240	360
6	a_{ck}(ck/giờ)	10 - 15	20 - 25	30 - 35	40
7	Nhiệt độ t^0 C	25	25	25	45

CÁC LOẠI MÁY NÂNG

Hình 1.3a: Kích thuỷ lực, kích vít, kích thanh răng

Hình 1.3b: Palăng tay, palăng điện

Hình 1.3c: Cầu trục cáp

Hình 1.3d: Cầu trục 1 dầm, cầu trục 2 dầm

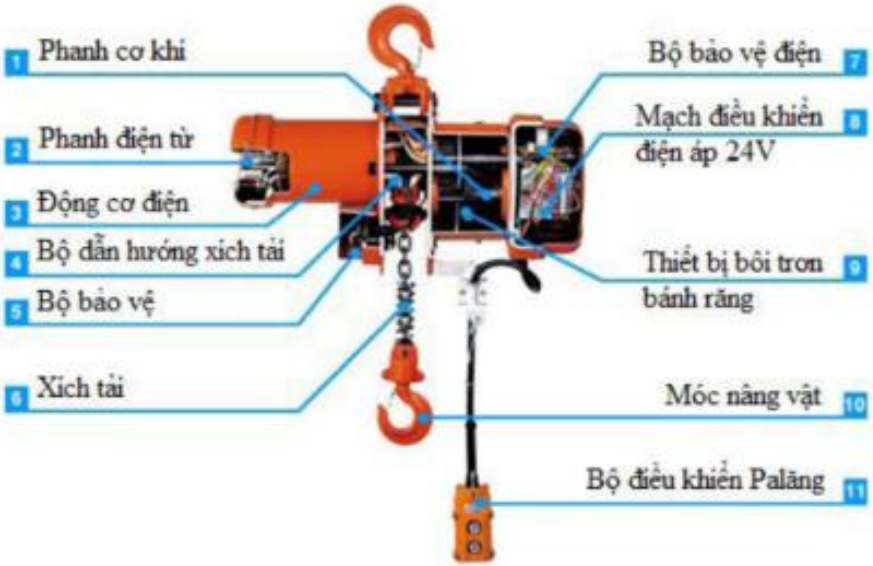
Hình 1.3e: Cầu trục cột buồm

Hình 1.3f: Cầu trục tự hành

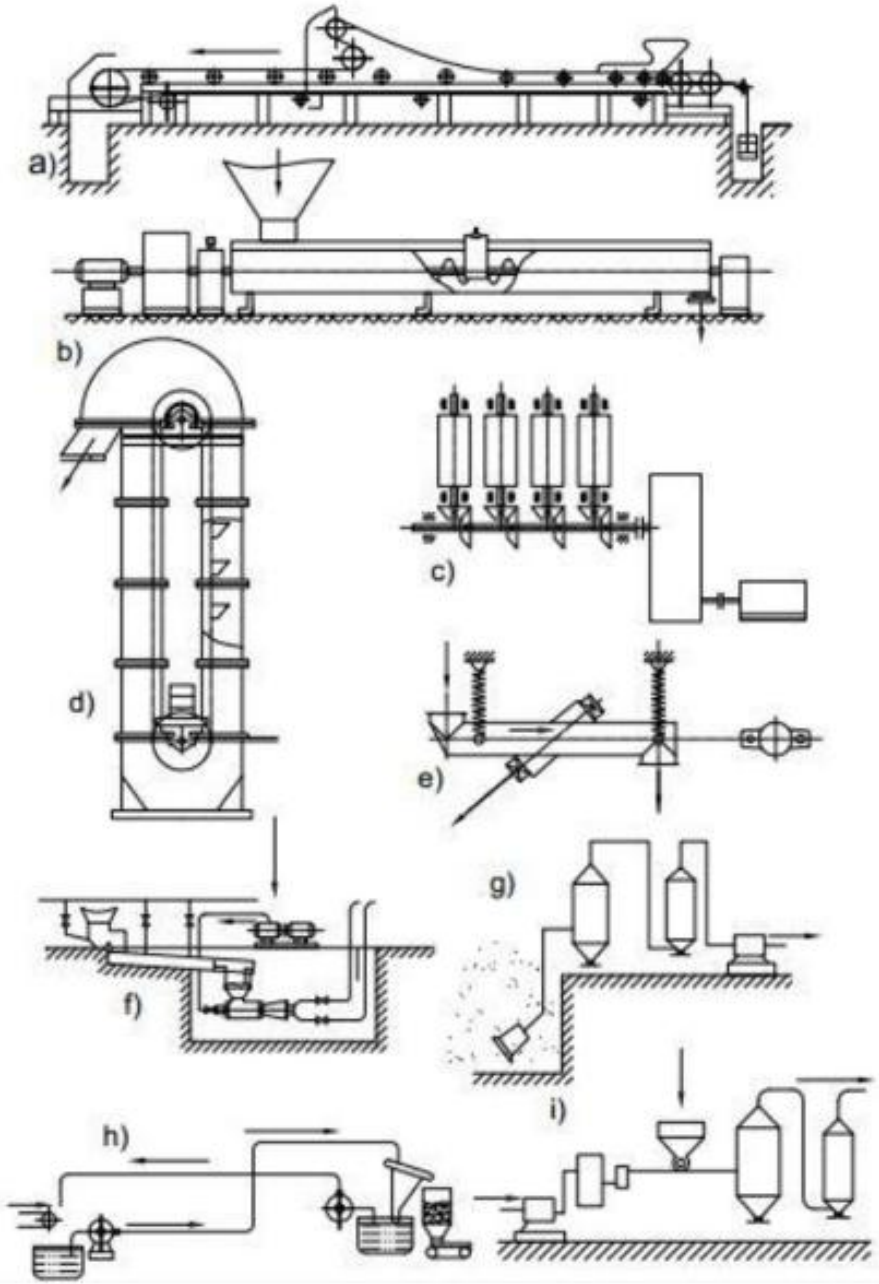
Hình 1.3g: Cầu trục cảng

Hình 1.3h: Cổng trục

Hình 1.3i: Cần trục nổi



Hình 1.4: Cấu tạo Palăng điện



Hình 1.5: Các loại máy vận chuyển liên tục

a - Băng tải; b - Vít tải; c - Băng lăn có dẫn động; d - Guồng tải; e - Sàng lắc; f, g - Thiết bị vận chuyển bằng khí nén; h, i - Thiết bị vận chuyển bằng thuỷ lực

IV. CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT BỊ NÂNG

1. Tải trọng

Thiết bị nâng và các bộ phận của nó chịu các tải trọng tác dụng như sau:

1.1. Trọng lượng vật nâng

Điểm đặt tại trọng tâm của móc treo vật.

1.2. Trọng lượng bản thân các cụm máy và các bộ phận kết cấu kim loại

Các tải trọng này đặt tại trọng tâm của các cụm máy và các bộ phận kết cấu kim loại.

1.3. Các lực quán tính

Các lực này phát sinh trong quá trình chuyển động không ổn định (khởi động hoặc phanh) của các bộ phận máy:

Đối với vật chuyển động tịnh tiến, lực quán tính được tính theo công thức:

$$P_{qt} = m.a \quad (1.7)$$

trong đó

m: khối lượng của vật;

a: gia tốc của vật;

Đối với các vật chuyển động quay, mômen của lực quán tính quay được tính theo công thức:

$$M_{qt} = J.\varepsilon \quad (1.8)$$

trong đó

ε: gia tốc góc của vật quay;

với

m: khối lượng của vật quay;

d: đường kính ngoài của vật quay;

k: hệ số xét đến sự rải đều của vật, thường k = 4 ÷ 9.

Đối với thanh quay đặt nghiêng (ví dụ cần của cần trục) mà các đầu mút của nó cách trục quay một khoảng là r1 và r2 thì:

1.4. Tải trọng gió

Đối với các thiết bị nâng làm việc ngoài trời cần phải tính đến tải trọng gió khi tính toán độ bền và tính toán ổn định của nó. Tất cả các tải trọng gió đều được coi như tác dụng theo phương ngang, theo hướng bất lợi cho thiết bị. Tải trọng gió tính theo công thức tổng quát sau:

$$P_g = k_q(F_k + F_h) \quad (1.10)$$

k: hệ số cản khí động học, đối với giàn và dầm: k= 1,1; đối với buồng lái, đối trọng: k = 1,2; đối với ống có đường kính từ 200-500 mm: k = 0,9; >500 mm: k = 1,2;

q: áp lực gió tính toán, N/m^2, tra bảng;

F_k: diện tích hứng gió của kết cấu, m^2;

F_h: diện tích hứng gió của vật nâng, m^2.

2. Phương pháp tính theo ứng suất cho phép

trong đó

σ: ứng suất lớn nhất tác dụng lên chi tiết (N/mm^2);

σ_{ng}: ứng suất nguy hiểm của vật liệu đối với trạng thái cụ thể (giới hạn bền, giới hạn mỏi, giới

hạn chảy);

K_0: hệ số tính đến khuyết tật bên trong của vật liệu đối với sức bền mỏi:

- Với thép đúc: $K_0 = 1,3$;
- Với thép rèn và cán: $K_0 = 1,1$;
- Khi tính sức bền tĩnh: $K_0 = 1,0$.

K: hệ số an toàn chung, $K = K_1.K_2$

- K_1: hệ số an toàn phụ thuộc vào mức độ quan trọng của chi tiết và cơ cấu;
- K_2: hệ số tải trọng tính đến chế độ làm việc của cơ cấu.

V. ỨNG DỤNG

Chọn động cơ điện và tính toán động học truyền động cơ khí

Phương pháp tính:

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

$$N_{dc} = N/\eta$$

trong đó

N: công suất tại trục ra (kW);

η: hiệu suất chung của các bộ truyền cơ khí và các cặp ổ trục (tra bảng 1.2).

2. Xác định sơ bộ tỉ số truyền và tốc độ quay của động cơ:

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

$$n_{dc} = n.i$$

trong đó

n: tốc độ quay của trục ra (vg/ph);

i: tỉ số truyền chung của các bộ truyền cơ khí.

3. Chọn động cơ điện:

Dựa vào bảng 1.1 để chọn động cơ điện. Động cơ được chọn phải có công suất N_0 không nhỏ hơn N_{dc} và tốc độ quay n_0 gần với giá trị n_{dc} đã tính ở trên.

Lưu ý: N_0 cho phép quá tải 5 – 8% với tải trọng không đổi và 0 – 12% với tải trọng thay đổi.

4. Xác định chính xác tỉ số truyền chung và phân phối tỉ số truyền:

Tỉ số truyền chung:

Các bộ phận	Hiệu suất	
	Ổ trượt	Ổ lăn
Ròng rọc cáp và tang	0,94 – 0,96	0,96 – 0,98
Bộ truyền bánh răng trụ:		
+ Để hở	0,93 – 0,95	0,95 – 0,96
+ Có vỏ bao che, bôi trơn bằng mỡ	0,93 – 0,95	0,96 – 0,98
+ Trong hộp kín, ngâm dầu	0,95 – 0,97	0,97 – 0,98
Bộ truyền bánh răng côn:		
+ Để hở	0,92 – 0,94	0,93 – 0,95
+ Có vỏ che, bôi trơn bằng mỡ	0,92 – 0,94	0,94 – 0,96
Bộ truyền trục vít:		
+ Trục vít có một mối ren	0,5 – 0,7	
+ Trục vít có hai mối ren	0,75 – 0,8	
+ Khớp răng (có đầy dầu bôi trơn)	0,99	
Cơ cấu nâng:		
+ Với bộ truyền bánh răng	0,75 – 0,85	
+ Với bộ truyền trục vít	0,65 – 0,7	
Cơ cấu di chuyển;		
+ Với bộ truyền bánh răng	0,75 – 0,9	
+ Với bộ truyền trục vít	0,65 – 0,75	
Cơ cấu quay:		
+ Với bộ truyền bánh răng	0,70 – 0,85	
+ Với bộ truyền trục vít	0,5 – 0,7	

Bảng 1.3. Đặc tính của động cơ điện

Loại động cơ điện	Công suất (kW)		Tốc độ quay (vg/phút)		Khối lượng (kg)
	CĐ=15%	*CĐ=25%*	*CĐ=15%*	*CĐ=25%*	
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	2,8	875	900	70
MTK-112-6	5,0	4,2	875	900	80
MTB-211-6	7,5	6,0	800	910	110
MTB-311-6	11,0	9,0	900	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	22,0	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	-	2,6	-	920	47
4AC112MA6Y3	3,8	3,2	1000	910	80
4AC1326Y3	7,5	6,3	1000	940	100
4AC32MY3	10,0	8,5	1000	940	125

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày các chỉ tiêu chủ yếu để phân loại quá trình làm việc của máy nâng chuyển.

2. Hãy xác định hệ số sử dụng trong ngày, hệ số sử dụng trong năm và cường độ làm việc của động cơ cho băng tải trong trường hợp làm việc a năm, mỗi năm làm việc 300 ngày, một ngày làm việc 2 ca, mỗi ca 8 giờ.

3. Từ hình 1.1 hãy trình bày sự quan hệ giữa mômen tải Mt, trọng tải Q, tầm với L và chiều cao nâng H của một cần trục?

4. Thiết bị nâng chịu tác dụng của tải trọng (lực) gì?

5. Trình bày phương pháp tính toán được sử dụng trong tính toán thiết bị nâng.

6. Khi chọn động cơ điện cho máy nâng chuyển phải thỏa mãn những điều kiện gì?

7. Nêu trình tự tính toán chọn động cơ điện và động học của hệ thống dẫn động cơ khí của máy nâng.

Chương 2
CÁP – RÒNG RỌC TANG – PALĂNG

I. DÂY CÁP THÉP

1. Cấu tạo

Dây cáp được chế tạo bằng các sợi thép có thành phần cácbon cao, gia công bằng phương pháp kéo nguội, chuốt đi chuốt lại nhiều lần, do đó giới hạn bền của các sợi dây thép này có thể đạt tới 250 kG/mm^2. Thông thường các sợi thép có đường kính từ 0,2 đến 5 mm, giới hạn trung bình từ 140 đến 200 kG/mm^2. Khi cần thiết người ta còn tiến hành mạ kẽm cho các sợi thép để chống gỉ, chống tác dụng ăn mòn của nước biển và các hóa chất.

2. Phân loại

Phương pháp tạo thành cáp có ảnh hưởng rất lớn đến độ mềm và độ bền mòn của cáp. Dây cáp có thể phân loại theo những đặc điểm sau:

2.1. Theo cách bện

Có các loại:

a) *Cáp bện đơn* (hình 2.1a): là cáp được bện trực tiếp từ những sợi thép nhỏ thành những lớp đồng tâm quanh sợi lõi.

b) *Cáp bện kép* (hình 2.1b): Đầu tiên các sợi thép được bện thành tao, sau đó các tao bện lại thành cáp quanh một lõi ở giữa. Lõi ở giữa cáp có thể làm bằng đay, bằng amiăng hay bằng thép, trong đó:

- Cáp lõi thép cứng hơn, do đó khi quấn lên tang hay ròng rọc mau bị mòn hơn.

- Cáp lõi amiăng dùng khi làm việc ở môi trường nhiệt độ cao.

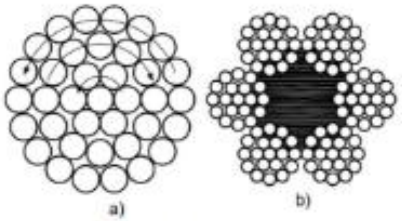
- Cáp lõi đay có đặc điểm là mềm hơn cáp lõi thép và giữ được dầu bôi trơn.

2.2. Theo chiề`u bện của tao

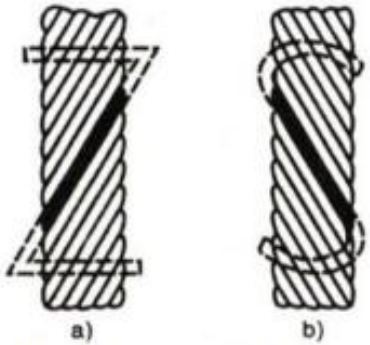
Có các loại:

Cáp bện phải (hình 2.2a).

Cáp bện trái (hình 2.2b).



Hình 2.1: Tiết diện cáp



Hình 2.2: a) Cáp lệch phải;
b) Cáp lệch trái

2.3. Theo chiề`u bện các sợi thép và các tao

Có các loại sau:

a) *Cáp bện xuôi* (hình 2.3a): các sợi thép bện thành tao và các tao bện thành cáp đều theo cùng một chiều.

a) *Cáp bện xuôi* (hình 2.3a): các sợi thép bện thành tao và các tao bện thành cáp đều theo cùng một chiều.

b) *Cáp bện chéo* (hình 2.3b): các sợi thép bện thành tao theo một chiều và các tao bện thành cáp theo chiều ngược lại.

c) *Cáp bện hỗn hợp* (hình 2.3c): chiều bện của các tao nằm kề nhau khác nhau.

Như vậy, cáp bện xuôi có các đặc điểm:

- Bề mặt ngoài ít gồ ghề vì tiết diện được điền đầy kim loại hơn.

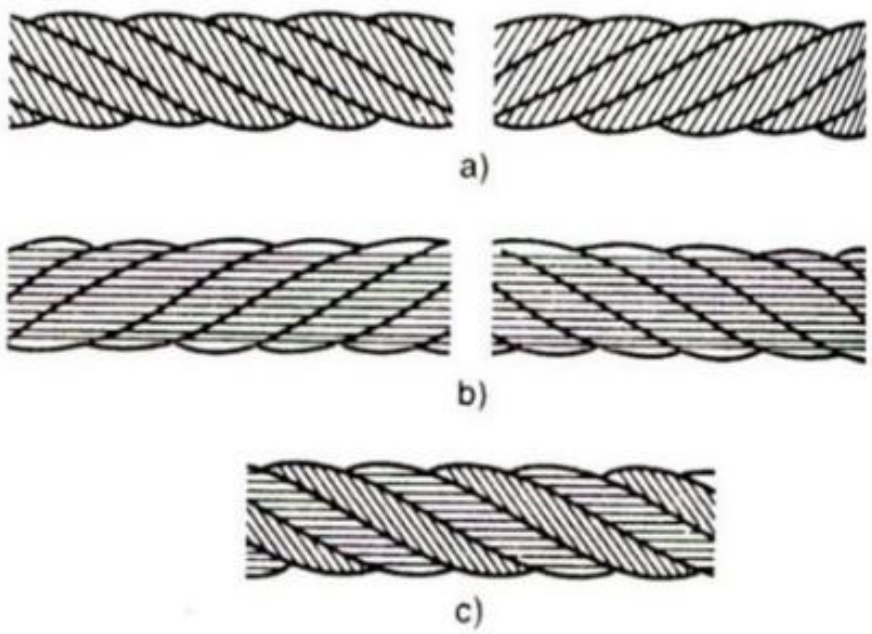
- Dễ uốn và bền hơn cáp bện chéo.

- Ít mòn hơn, nên tuổi thọ cao hơn.

Tuy nhiên, cáp bện xuôi có nhược điểm là các tao dễ bị xoắn lại (khi treo vật trên một nhánh dây).

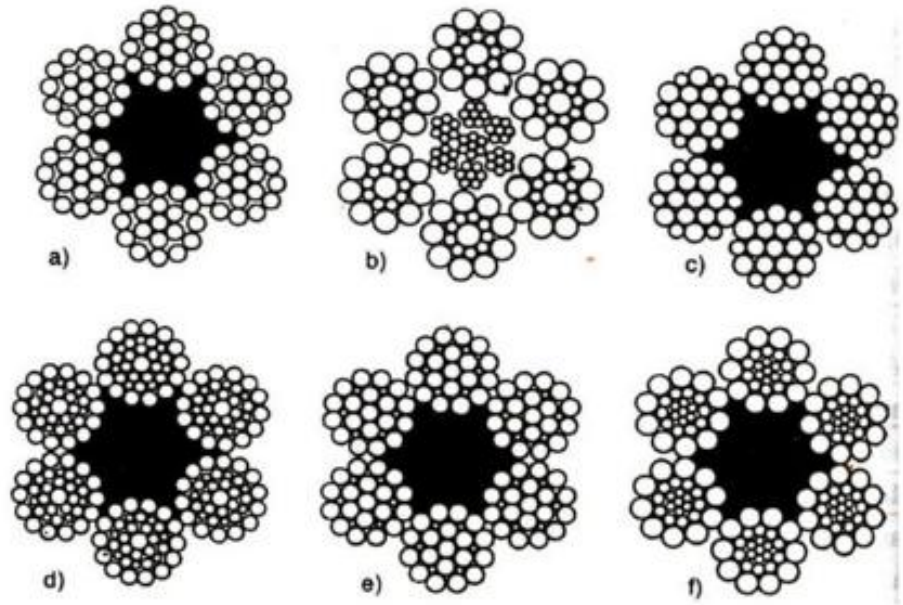
Cáp bện chéo thường sử dụng trong trường hợp vật được treo trên một nhánh dây.

Nếu cáp gồm những sợi thép có đường kính lớn thì độ cứng cao, khó uốn lên ròng rọc, tang nhưng chống mòn tốt.



Hình 2.3: a) Cáp bện xuôi ; b) Cáp bện chéo; c) Cáp bện hỗn hợp

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

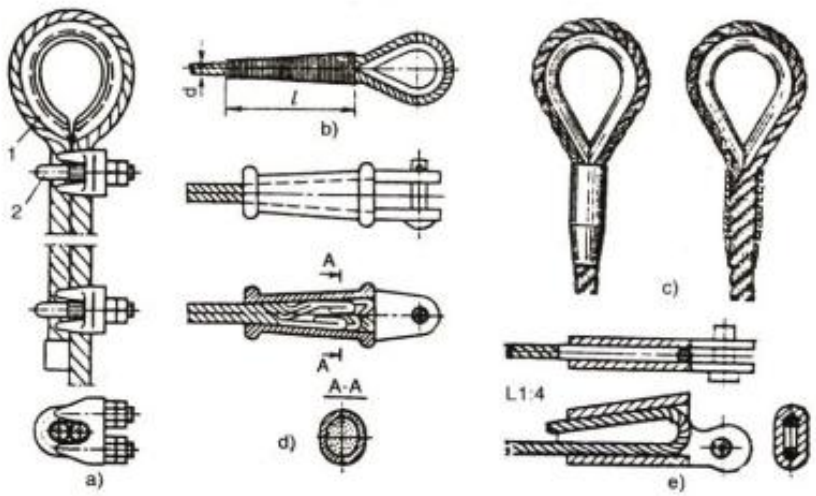


Hình 2.4: Kết cấu tiết diện cáp bện đôi

3. Nối đầu cáp với các chi tiết máy khác

Cáp được nối buộc bằng bện, bằng kẹp cáp, kẹp nêm, ống kẹp vỏ côn. Hình 2.5 trình bày các phương án nối buộc cáp. Ở hình 2.5a vòng lót 1 để bảo vệ cho cáp tránh ứng suất dập lớn và khỏi bị chà xát vào trục. Chi tiết 2 là cặp bulông U để siết cáp. Hình 2.5b và 2.5c nối đầu cáp bằng cách bện. Hình 2.5d là cặp đầu cáp bằng ống côn có đổ chì khá chắc chắn. Hình 2.5e là cặp đầu cáp bằng kẹp nêm (khóa nêm) rất phổ biến và tiện lợi. Cách kẹp này nối và tháo rất nhanh, chỉ làm

bằng tay, không cần dụng cụ chuyên môn, nhưng rất bảo đảm.



Hình 2.5: Các phương án nối đầu cáp

4. Tính dây cáp

Nếu cho dây cáp quấn qua một ròng rọc hay tang và chịu một lực kéo nào đó thì các sợi thép của nó chịu những loại ứng suất rất khác nhau:

- Xoắn do dây cáp được bện từ những sợi thép thẳng.

- Uốn do dây cáp quấn lên ròng rọc hay tang.

- Dập do áp lực của các sợi kề nhau và do tiếp xúc giữa các sợi ngoài với bề mặt ròng rọc hay tang.

- Kéo do tác dụng của lực kéo hay của trọng lượng vật nâng.

Các ứng suất này phụ thuộc vào đường kính, số sợi, số tao, góc nâng của các sợi trong tao và của số tao trong sợi cáp, vật liệu của lõi và của cáp, độ bện chặt, kiểu bện, ma sát giữa các sợi riêng rẽ...

Hiện nay, dây cáp được tính theo lực kéo đứt. Để chọn kích thước của cáp theo tiêu chuẩn người ta xác định lực kéo đứt cáp rồi so sánh với lực kéo đứt cáp cho phép trong bảng, từ đó chọn được đường kính dây cáp thích hợp. Lực kéo đứt cáp tính theo công thức:

$$S_d = nS_{max} \le [S_d] \quad (2.1)$$

trong đó

n: hệ số an toàn, tra theo bảng 2.1;

S_{max} (N): lực kéo lớn nhất của cáp khi làm việc;

$[S_d]$ (N): lực kéo đứt cáp cho phép, tra bảng 2.2.

Bảng 2.1. Hệ số an toàn n của cáp

Công dụng của dây cáp	Chế độ làm việc	Hệ số n
Nâng vật và nâng cần	Quay tay	4,0
	Nhẹ	5,0
	Trung bình	5,5
	Nặng, rất nặng	6,0
Dây, gầu ngoạm: - Gầu ngoạm một dây và môtơ - Gầu ngoạm một cơ cấu dẫn động. - Gầu ngoạm hai cơ cấu dẫn động (với giả thiết trọng lượng gầu và vật liệu phân bố đều trên các nhánh dây).	 - - -	 5,0 5,0 6,0
Dây giữ cần, giữ vật	-	3,5
Dây để lắp ráp máy trục	-	4,0
Dùng để nâng người	-	9,0

Bảng 2.2. Lực kéo đứt cáp cho phép [S_d], N (loại cáp LK-P)

Đường kính cáp (mm)	Khối lượng 1m cáp (kg)	Giới hạn bền kéo của sợi thép (N/mm²)			
		1370	*1570*	*1770*	*1960*
8,3	0,256	-	348000	38150	41600
9,1	0,305	-	41550	45450	49600
9,9	0,359	-	48850	53450	58350
11,0	0,462	-	62850	68800	75100
12,0	0,527	-	71750	78550	85750
13,0	0,597	71050	81250	89000	97000
14,0	0,728	86700	98950	108000	118000
15,0	0,804	100000	114500	125500	137000
16,5	1,025	121500	139000	152000	166000
18,0	1,220	145000	166000	181500	198000
19,5	1,405	167000	191000	209000	228000
21,0	1,635	194500	222000	243500	265500
22,5	1,850	220000	251000	275000	303500
23,5	2,110	250500	287000	314000	343000
25,5	2,390	284000	324500	355500	388500
27,0	2,585	319000	365000	399500	436500

5. Loại bỏ cáp

Sau một thời gian sử dụng, cáp sẽ bị mòn, bị gỉ, sợi thép bị đứt nhiều,... do đó phải tiến hành kiểm tra tình trạng cáp, nếu không còn đảm bảo yêu cầu sử dụng thì phải loại bỏ và thay cáp mới.

Tiêu chuẩn loại bỏ cáp là căn cứ vào số sợi đứt trên chiều dài một bước bện, độ gỉ, bề mặt bị mòn nhiều, hoặc bị gấp khúc.

II. XÍCH

1. Cấu tạo

Các loại xích thường được sử dụng là xích hàn và xích dập.

Xích hàn: Các mắt xích có hình ôvan chế tạo bằng thép tròn uốn cong và hàn lại. Mắt này lồng vào mắt kia.

Xích dập (xích lá): Các mắt xích được dập theo mẫu và nối với nhau bằng chốt quay ở hai đầu.

2. Xích hàn

2.1. Các thông số cơ bản của xích hàn

- Bước xích t (mm): là chiều dài trong của mắt xích.

- Chiều rộng B (mm).

- Đường kính thép tròn d dùng làm mắt xích: thường chọn thép ít cacbon như CT3 hay thép 10.

• Tuỳ theo tỷ số t/d ta có hai loại xích:

- Xích hàn mắt ngắn: t = 2d.

- Xích hàn mắt dài: t = 3,6d.

• Tuỳ theo mức độ chính xác chế tạo:

- Xích thường.

- Xích chính xác.

Ưu điểm:

- Dễ uốn theo mọi phương.

- Làm việc với tang và đĩa xích có đường kính nhỏ.

- Kích thước nhỏ.

Nhược điểm:

- Trọng lượng bản thân lớn

- Không nên sử dụng khi vận tốc lớn.

2.2. Tính và chọn xích hàn

Khi chịu tải mỗi mắt xích chịu ứng suất kéo và uốn trong mặt phẳng mắt xích. Khi vòng qua tang hay ròng rọc trơn mỗi mắt xích lại bị uốn trong mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng mắt xích. Xích hàn được tính và chọn tương tự cáp:

$$S_d = nS_{max} \leq [S_d] \quad (2.2)$$

trong đó

S_d: lực căng xích lớn nhất;

N: hệ số an toàn tra theo bảng 2.3;

[Sd]: lực kéo đứt cho phép, tra bảng 2.2.

Chú ý:

- Đường kính tang và ròng rọc trơn phải lớn hơn 20d đối với các cơ cấu quay tay và 30d đối với cơ cấu có động cơ - d là đường kính thép tròn làm xích.

- Xích hàn nên sử dụng với vận tốc không quá 1 m/s đối với tang trơn và không quá 0,1 m/s đối với đĩa xích.

Bảng 2.3. Hệ số an toàn n của xích hàn

Loại xích	Kiểu dẫn động	Tính chất tải trọng	
		Tĩnh êm	*Chấn động*
Xích hàn (thường)	Bằng tay	4	5
	Bằng động cơ	6	7
Xích hàn (chính xác)	Bằng tay	5	6
	Bằng động cơ	7	8
Xích bản lề	Bằng tay	5	6
	Bằng động cơ	7-8	8-10

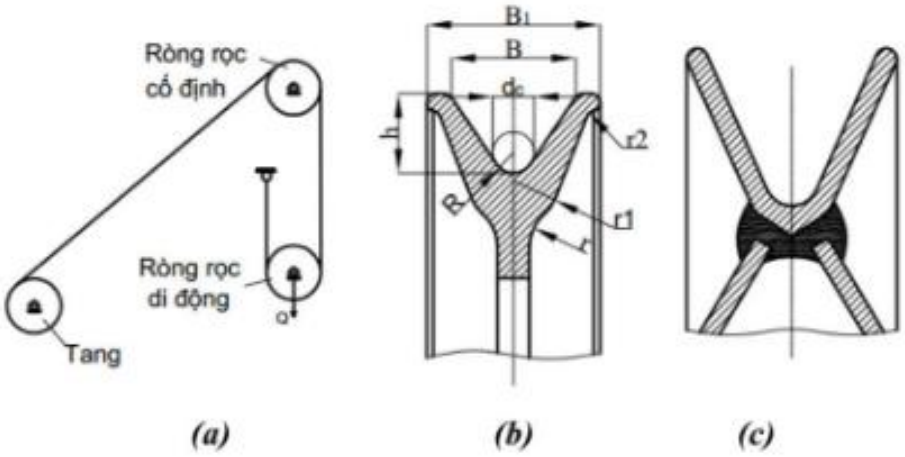
III. RÒNG RỌC

1. Công dụng và cấu tạo

Ròng rọc dùng để thay đổi hướng chuyển động của cáp hay xích, để làm lợi về lực hay vận tốc.

Ròng rọc được chia thành các loại: ròng rọc cố định, di động, đổi hướng, cân bằng.

Về mặt chế tạo, ròng rọc chia ra hai loại: ròng rọc đúc và ròng rọc hàn.



Hình 2.6:
a) Sơ đồ ròng rọc; b) Ròng rọc đúc; c) Ròng rọc hàn

Bảng 2.4. Hệ số e tính đường kính tang, ròng rọc

STT	Loại máy trục	Chế độ làm việc		Hệ số e
1	Các loại máy trục (trừ cần trục, palăng điện và tời)	Quay tay		18
		Dẫn động bằng máy	Nhẹ	20
			Trung bình	25
			Nặng	30
			Rất nặng	35*
2	Các loại cần trục	Quay tay		16
	Cơ cấu nâng vật và nâng cần	Dẫn động bằng máy	Nhẹ	16
			Trung bình	18
			Nặng	20
			Rất nặng	25*
	Cơ cấu lắp máy trục			16
3	Palăng điện			20
4	Tời gầu ngoạm			
	- Các loại máy trục			35*
	- Cần trục			25
5	Ròng rọc ở đầu gầu ngoạm			20**
6	Các tời			
	- Nâng vật	Quay tay		12
		Dẫn động bằng máy		20
	- Nâng người	Quay tay		16
		Dẫn động bằng máy		25

Chú ý: * cho phép giảm e xuống 5 đơn vị.

** cho phép lấy e= 18.

Các thông số hình học của ròng rọc

- Đường kính ròng rọc: $D \geq (e-1)d_c$ (2.3)

trong đó

d_c: đường kính dây cáp, tra bảng 2.2;

e: hệ số thực nghiệm, tra bảng 2.4 ⇒ Hệ số e tính đường kính tang, ròng rọc;

- Rãnh ròng rọc có bán kính $R = (0,6 \div 0,7)d_c$

- Chiều sâu của rãnh ròng rọc $h = (5 \div 6)d_c$ đối với ròng rọc ở đầu cần trục và $h = (2,5 \div 3)d_c$ đối với các trường hợp khác;

- Góc của rãnh ròng rọc $2\beta \approx 60^0$.

- Góc nghiêng của dây cáp: $\alpha \leq 6^0$ (về mỗi phía).

Lưu ý: Để tăng độ bền mòn của cáp, người ta lót rãnh ròng rọc bằng lớp nhựa ni lông chịu lực, khi đó tuổi thọ cáp tăng khoảng 2,5 lần.

Khi làm việc ròng rọc quay lồng không trên trục. Có hai phương án lắp ròng rọc trên trục:

- Ổ lăn (hình 2.7a).

- Ổ trượt: lót ổ bằng đồng thanh có áp suất cho phép.

$[p] = (5 \div 7,5)$ N/mm^2, bằng gang có áp suất cho phép;

$[p] = (7,5 \div 12)$ N/mm^2, (hình 2.7b).

Xét một ròng rọc quay cùng chiều kim đồng hồ như hình 2.8a, có đoạn cáp vòng qua. S_1 là lực căng nhánh cáp bên trái, S_2 là lực căng nhánh cáp bên phải.

- Trong trường hợp lý tưởng (bỏ qua lực cản): $S_1 = S_2 = Q$

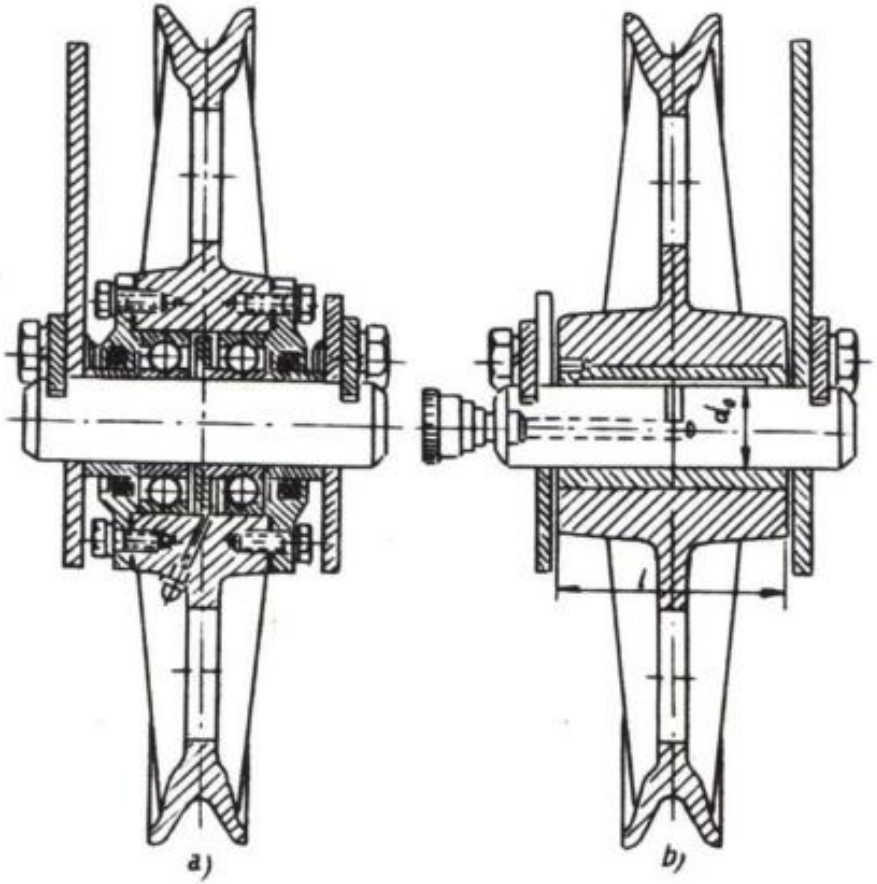
(Q là trọng lượng của vật nâng treo trên nhánh cáp bên trái).

- Trong thực tế: $S_2 = S_1 + W$

trong đó: $W = W_c + W_m$. (2.4)

W_c: lực cản do độ cứng của dây cáp;

W_m: lực cản do ma sát ở ổ trục.



Hình 2.7: Các phương án lắp ròng rọc trên trục

Nếu dây cáp mềm tuyệt đối nó sẽ tiếp xúc với ròng rọc tại A và B. Do dây cáp có độ cứng nên nó tiếp xúc với ròng rọc tại A' và B'. Để xác định lực cản do độ cứng của dây cáp, ta xét phương trình cân bằng:

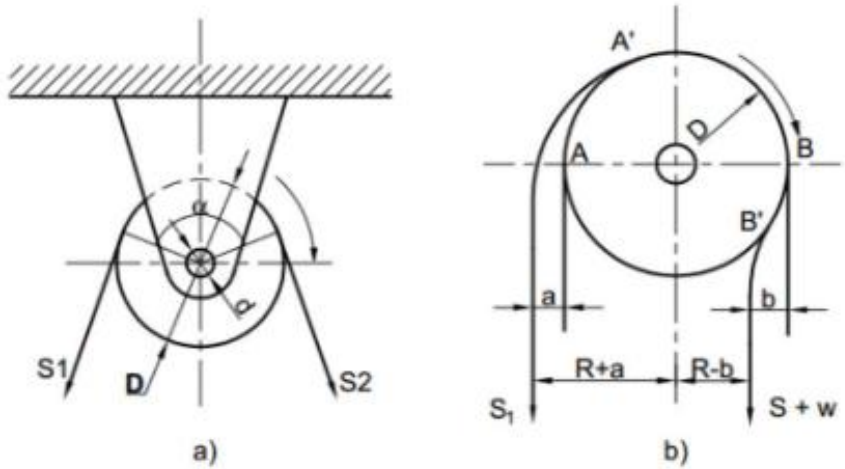
$$S_1\left(\frac{D}{2}+a\right)=\left(S_1+W_c\right)\left(\frac{D}{2}-b\right)$$

$$W_c=S_1\frac{a+b}{\frac{D}{2}-b}=\varphi_1 S_1$$

$$\varphi_1=\frac{a+b}{\frac{D}{2}-b}$$

Theo thực nghiệm: ϕ_1 = 0,01 ÷ 0,02.

Nhận xét: W_c tỉ lệ thuận với lực căng S1 ở nhánh cáp cuốn vào ròng rọc, tỉ lệ nghịch với đường kính ròng rọc, phụ thuộc vào các trị số a và b, tức là phụ thuộc kết cấu của dây cáp.



Hình 2.8: Sơ đồ tính lực cản của ròng rọc cố định

.

2. Lực cản do ma sát ở ổ trục

Khi chưa xét đến lực cản do ma sát ở ổ trục Wm thì lực căng trên hai nhánh cáp bằng nhau và bằng S_1. Giá trị của hợp lực tác dụng trên ổ:

$$S = 2S_1 \sin\alpha/2$$

Hợp lực S này gây ra mômen ma sát ở ổ trục, có xu hướng cản lại sự quay của ròng rọc:

$$M_{ms} = Sf\frac{d}{2} = 2S_1 f\frac{d}{2}\sin\frac{\alpha}{2} = W_m\frac{D}{2}$$

trong đó

f: hệ số ma sát ở ổ trục;

d: đường kính ngỗng trục;

D: đường kính của ròng rọc;

α: góc ôm của dây cáp trên ròng rọc.

Từ phương trình trên, ta được lực cản do ma sát ở ổ trục:

$$W_m = 2S_1 f\frac{d}{D}\sin\frac{\alpha}{2} = \varphi_2 S_1 \qquad (2.5)$$

trong đó: $\varphi_2 = 2f\frac{d}{D}\sin\frac{\alpha}{2} = 0,01 \div 0,04$

Như vậy để kéo vật lên, ta phải tác dụng vào nhánh ra một lực:

$$S_2 = S_1 + W_c + W_m = S_1 + \phi_1 S_1 + \phi_2 S_2 = S_1(1 + \phi_1 + \phi_2)$$

3. Hiệu suất của ròng rọc

Hiệu suất của ròng rọc là tỉ số giữa công hữu ích và

$\Phi_2)$

3. Hiệu suất của ròng rọc

Hiệu suất của ròng rọc là tỉ số giữa công hữu ích và công thực tế sinh ra trong cùng thời gian.

$$\eta = \frac{Q.h}{S_2 h} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{S_1}{S_1(1+\varphi_1+\varphi_2)} = \frac{1}{1+\varphi_1+\varphi_2} < 1 \qquad (2.6)$$

Chú ý:

- Hiệu suất của ròng rọc bằng tỉ số giữa lực căng từ nhánh vào và lực căng từ nhánh ra.

- Với ròng rọc lắp trên ổ trượt η = 0,94 ÷ 0,96.

- Với ròng rọc lắp trên ổ lăn η = 0,97 ÷ 0,98.

- Đối với đĩa xích cũng có lực cản tương tự và hiệu suất của ròng rọc xích, đĩa xích: η_x = 0,94 ÷ 0,96.

- Đối với tang cuốn cáp hoặc cuốn xích hàn cũng có lực cản tương tự và hiệu suất của tang: η_{tg} = 0,94 ÷ 0,96.

IV. ĐĨA XÍCH

1. Đĩa xích của xích hàn

Đĩa xích dùng cho xích hàn là một ròng rọc có hình dạng đặc biệt (hình 2.9a), có các rãnh và hốc luân phiên nhau để đặt các mắt xích. Đáy của các hốc này phẳng, do đó khi cuốn vào đĩa xích, các mắt xích không bị uốn.

Để có đường kính đĩa xích nhỏ nhất, thường lấy số hốc cho mắt xích:

Z_{min} = 5 ÷ 6 (có thể lấy bằng 4)

Đường kính vòng cơ sở của đĩa xích:

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin(90^0/Z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90^0/Z)}\right)^2}$$

trong đó

t: bước xích (chiều dài trong của mắt xích);

d: đường kính thép tròn chế tạo xích hàn;

Z: số hốc của đĩa xích.

Để làm việc êm thì xích phải được chế tạo chính xác.

Khi số hốc lớn (Z>16), số hạng thứ hai trong căn khá nhỏ so với số hạng thứ nhất, do đó có thể bỏ qua và lấy:

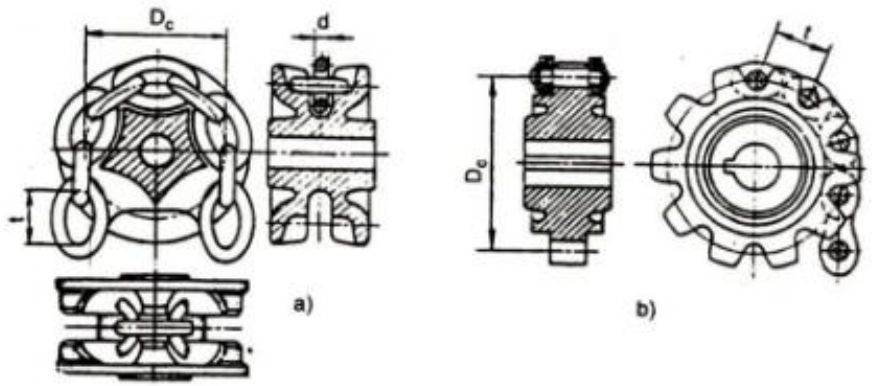
2. Đĩa xích của xích bản lề

Đĩa xích có răng cho phần giữa các chốt của mắt xích tì vào. Đường kính danh nghĩa của đĩa, đo trên vòng tròn qua tâm các chốt và được xác định theo công thức:

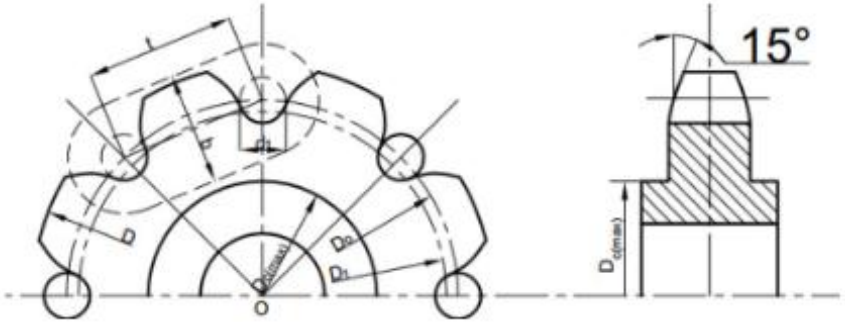
trong đó

- Khi V < 0,5 m/s, lấy Z ≥ 6.
- Khi V = 0,5 ÷ 0,75 m/s, lấy Z ≥ 7.
- Khi V = 0,75 ÷ 1,0 m/s, lấy Z ≥ 9.
- Khi V ≥ 1m/s, lấy Z ≥ 11.

Để đường kính đĩa xích nhỏ nhất, có thể chọn Z_{min} = 5÷7



Hình 2.9: a) Đĩa xích hàn chính xác; b) Đĩa xích bản lề



Hình 2.10: Đĩa xích bản lề

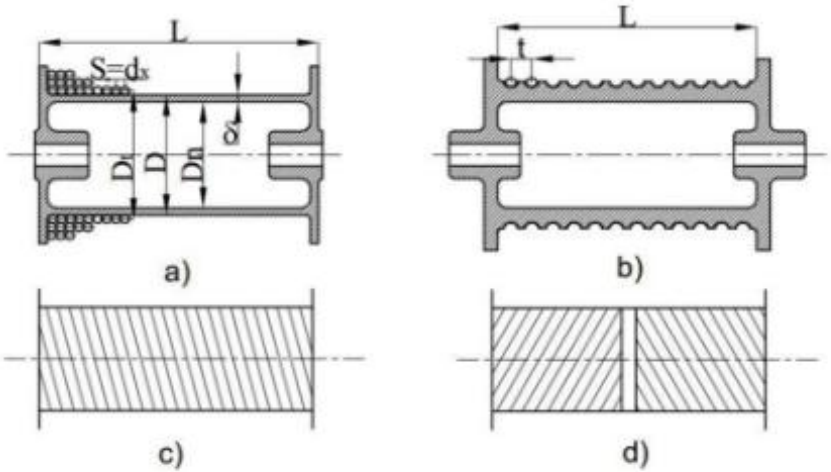
V. TANG QUẤN CÁP

1. Công dụng

Tang quấn cáp dùng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến để nâng hay hạ vật.

Trên tang có một đầu dây cáp được kẹp chặt cố định, còn đầu kia tự do để móc vào vật khi nâng hạ hoặc kéo di chuyển vật.

2. Phân loại



Hình 2.11: Tang quấn cáp

a) Tang trơn; b) Tang có rãnh; c) Tang đơn; d) Tang kép

Theo phương pháp chế tạo, chia ra:

- Tang chế tạo bằng phương pháp đúc: gang GX 15-32 hoặc thép đúc 25L, 30L.

- Tang chế tạo bằng phương pháp hàn: thép BCT3.

Theo hình dạng, chia ra: tang trụ, tang côn, tang hình côntit.

Theo kết cấu, chia ra:

- Tang trơn.

- Tang có rãnh, có các ưu điểm:

• Dây cáp quấn theo đường rãnh, không bị chồng chéo, tránh bị kẹt và rối cáp.

• Dây cáp ít bị mòn vì các vòng cáp không cọ vào nhau.

• Áp suất cáp tác dụng lên tang nhỏ, do bề mặt tiếp xúc với rãnh lớn.

Tang có rãnh được chia ra: tang đơn và tang kép.

3. Các kích thước cơ bản của tang

3.1. Đường kính tang

Đường kính tang đo theo đáy rãnh thường lấy theo công thức:

$$D \geq (e - 1)d_c \quad (2.9)$$

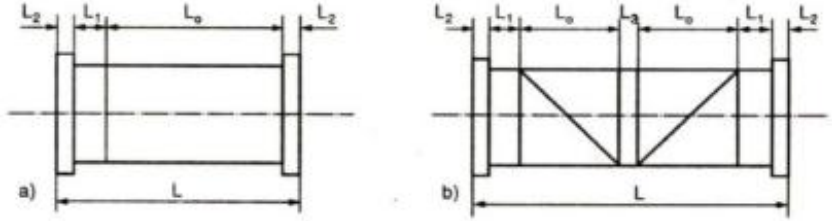
trong đó

d_c: đường kính cáp;

e: hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào loại máy và chế độ làm việc (tra bảng 2.4).

3.2. Chiê ̀u dài tang

Chiều dài tang phải bảo đảm đủ quấn đoạn cáp làm việc tương ứng với chiều cao nâng vật.



Hình 2.12: Sơ đồ xác định chiều dài tang

Chiều dài đoạn cắt rãnh cho một nhánh cáp:

$$L_o = (Z_o + Z_1)t \quad (2.10)$$

trong đó

t: bước rãnh; $t = d_c + (2 \div 3)$ mm, với d_c : đường kính cáp;

Z_0: số vòng cáp làm việc trên tang;

$Z_1 = (1,5 – 2)$: số vòng cáp dự trữ, không sử dụng.

kính cáp;

Z_0: số vòng cáp làm việc trên tang;

Z_1 = (1,5 – 2): số vòng cáp dự trữ, không sử dụng.

Số vòng cáp làm việc trên tang tính theo công thức:

trong đó

l: chiều dài đoạn cáp làm việc;

a: bội suất của palăng;

H: chiều cao nâng vật;

D: đường kính tang đo theo đáy rãnh;

d_c: đường kính cáp.

Chiều dài toàn bộ của tang một nhánh cáp:

$$L = 2L_0 + 2L_1 + 2L_2 + L_3$$

trong đó

a: phần tang để kẹp đầu cáp;

L_2: chiều dài phần tang để làm thành bên;

L_3: chiều dài phần giữa tang không cắt rãnh:

$$L_{3max} = b + 2h_{min} .tg\gamma$$

$$L_{3min} = b - 2h_{min} tg\gamma$$

trong đó

b: khoảng cách giữa 2 ròng rọc ngoài cùng ở ổ móc treo;

h_{min}: khoảng cách nhỏ nhất giữa trục tang với trục các ròng rọc treo móc.

γ: góc nghiêng cho phép khi dây cáp chạy trên tang bị lệch so với đường thẳng đứng, lấy như sau:

$$[tg\gamma] = \frac{1}{10}$$ - đối với tang cắt rãnh.

Khoảng cách tối thiểu từ trục tang đến trục ròng rọc di động xác định theo:

Tang trơn: $$l_t = \frac{L}{2}cotg2^\circ$$

Tang có rãnh: $$l_r = \frac{L}{2}cotg6^0$$

(vì 2° và 6° là góc lệch tối đa cho phép khi móc treo ở vị trí cao nhất).

3.3. Chiề`u dày tang

Chiều dày thành tang thường được chọn theo công thức kinh nghiệm:

- Đối với tang bằng gang:

$\delta = 0{,}02D + (6 \div 10)$

- Đối với tang bằng thép:

$\delta = 1{,}2d_c$

Chiều dày thành tang chọn theo công thức trên cần được kiểm tra để bảo đảm điều kiện bền.

Khi làm việc thành tang chịu các ứng suất phức tạp: uốn xoắn và nén. Uốn và xoắn do lực căng của dây cáp tạo thành mômen trên trục tang gây ra. Nén do các vòng cáp trên tang có lực căng S_{max} gây ra. Tang còn bị uốn do trọng lượng bản thân của nó.

Để có công thức tính sức bền thành tang, ta phân tích sơ đồ chịu tải của tang (hình 2.13). Khi cuốn cáp với lực căng S_{max} lên tang, các vòng cáp siết chặt bề mặt tang, tạo ra áp suất nén lên bề mặt ngoài của tang. Tưởng tượng cắt thành tang ra hai nửa vòng. Ảnh hưởng của nửa vòng bị cắt thay bằng lực căng S_{max} (xem như S_{max} không thay đổi theo chiều dài của tang). Từ S_{max} ta tính ứng suất nén, ứng suất uốn và kiểm tra điều kiện độ bền của thành tang theo các công thức sau.

Công thức tính các ứng suất:

- Ứng suất nén:

$$\sigma_n = \frac{S_{max}}{\delta.t} \leq [\sigma_n] \qquad (2.11)$$

Trường hợp tang cuốn nhiều lớp cáp, ứng suất nén tăng với hệ số k để xét đến ảnh hưởng các lớp cáp truyền vào mặt tang:

$$\sigma_n = \frac{k.S_{max}}{\delta.t} \leq [\sigma_n] \qquad (2.12)$$

trong đó

S_{max}: lực căng lớn nhất ở nhánh cáp cuốn lên tang;

δ: chiều dày thành tang;

t: bước rãnh;

k: hệ số phụ thuộc số lớp cáp cuốn lên tang.

Số lớp cáp	1	2	3	4	5	6
Hệ số k	1	1,28	1,36	1,41	1,52	1,53

Tang bằng gang: $[\sigma_n] = 70 \div 90$ (N/mm^2).

Tang bằng thép: $[\sigma_n] = 100 \div 120$ (N/mm^2).

- Ứng suất uốn (tang được xem như một thanh có gối tựa chịu tải trọng là lực căng của dây cáp ở giữa tang):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \qquad (2.13)$$

trong đó

M_u: mômen uốn;

W_u: mômen chống uốn của tiết diện tang:

$$W_u = 0,1\frac{D^4 - D_t^4}{D}$$

- Ứng suất xoắn của tang:

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \qquad (2.14)$$

trong đó

M_x: mômen xoắn;

trong đó

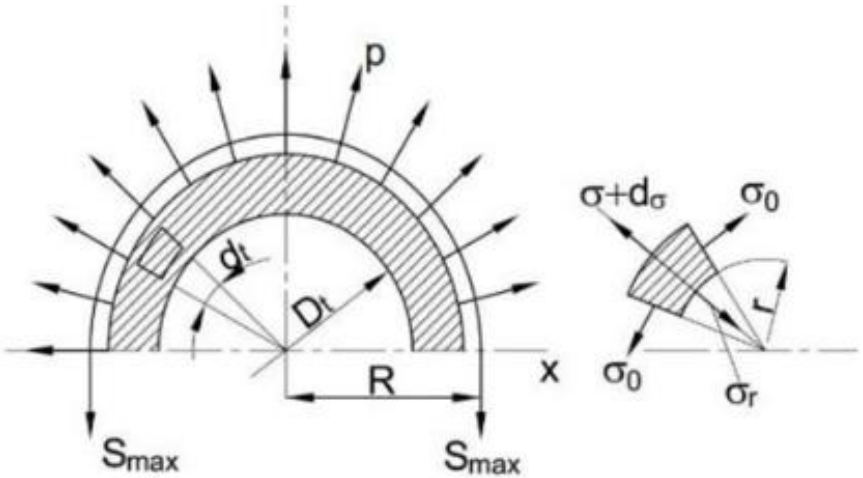
M_x: mômen xoắn;

W_x: mômen chống xoắn của tiết diện tang:

$$W_u = 0,2\frac{D^4 - D_t^4}{D}$$

Theo thuyết bền thế năng biến dạng lớn nhất, ứng suất tổng:

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_n+\sigma_u)^2+3\tau_x^2} \le [\sigma] \qquad (2.15)$$



Hình 2.13: Sơ đồ tính thành tang

VI. PALĂNG

1. Định nghĩa

Palăng là một hệ thống gồm các ròng rọc cố định và di động nối với nhau bằng dây cáp để lợi lực hoặc lợi vận tốc.

2. Palăng lợi lực

2.1. Bội suất a

Bội suất là thông số cơ bản nhất của palăng, là số lần lực căng cáp giảm đi so với trường hợp không có palăng.

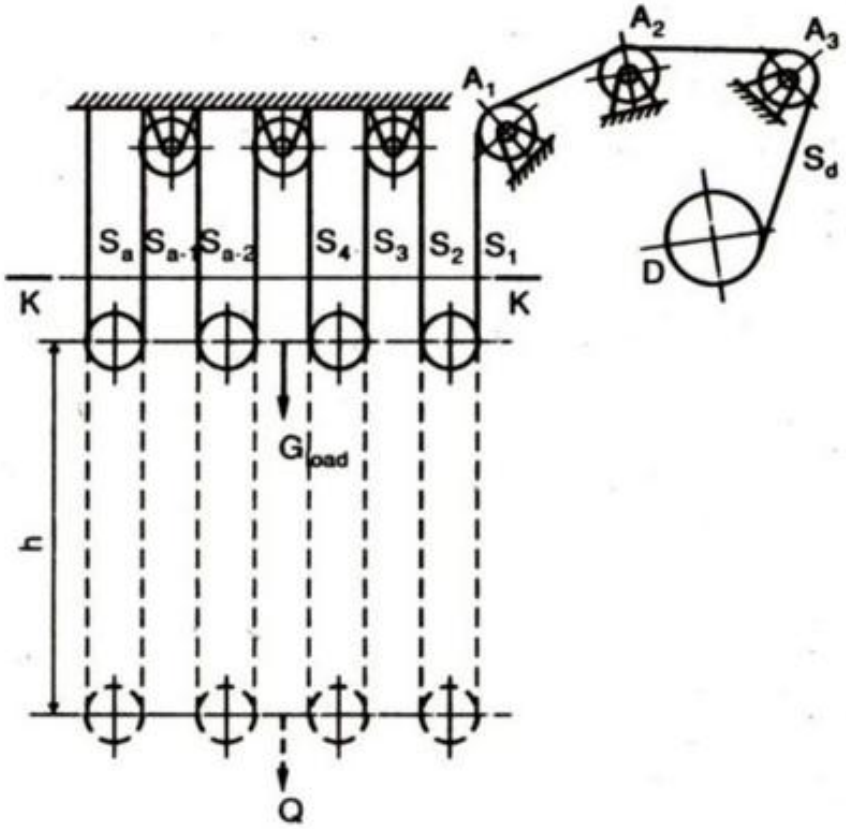
Bội suất của palăng là tỉ số giữa số nhánh dây treo vật và số nhánh dây cuốn lên tang.

2.2. Palăng đơn

Đối với palăng đơn: bội suất a bằng số nhánh dây

cáp treo vật.

Ta xét một palăng đơn có a nhánh dây treo vật như hình 2.14.



Hình 2.14: Sơ đồ palăng đơn lợi lực

2.3. Xác định lực căng cáp lớn nhất

Các lực căng tương ứng trên các nhánh cáp là: S_1, S_2,..., S_a.

Trong trường hợp lý tưởng; không tính đến độ cứng của dây cáp và ma sát trong ổ trục, lực căng trên các nhánh cáp bằng nhau:

Thực tế, trong palăng có lực cản do dây cáp có độ cứng và có ma sát trong ổ trục, nên lực căng trên các nhánh cáp khác nhau. Do đó ta có:

$S_1 = S_1$

$S_2 = S_1 .\eta$

$S_3 = S_2 .\eta = S_1 .\eta^2$

.....

$S_a = S_{a-1}.\eta = S_1.\eta^{a-1}$

Gọi r là số ròng rọc đổi hướng (dẫn hướng), lực căng cáp lớn nhất trên nhánh cáp cuốn lên tang:

2.4. Hiệu suất của palăng

Theo định nghĩa hiệu suất của palăng là tỉ số giữa công hữu ích và công thực tế tạo ra trong cùng thời gian, công thức xác định hiệu suất của palăng:

2.5. Chiều dài đoạn cáp cuốn lên tang

Gọi H là chiều cao nâng vật thì chiều dài đoạn cáp cuốn lên tang là:

$$L = a.H$$

Vận tốc cáp cuốn lên tang:

$$V_0 = aV_n = \pi D_0 n_{tg}$$

n_{tg}: số vòng quay của tang (v/ph).

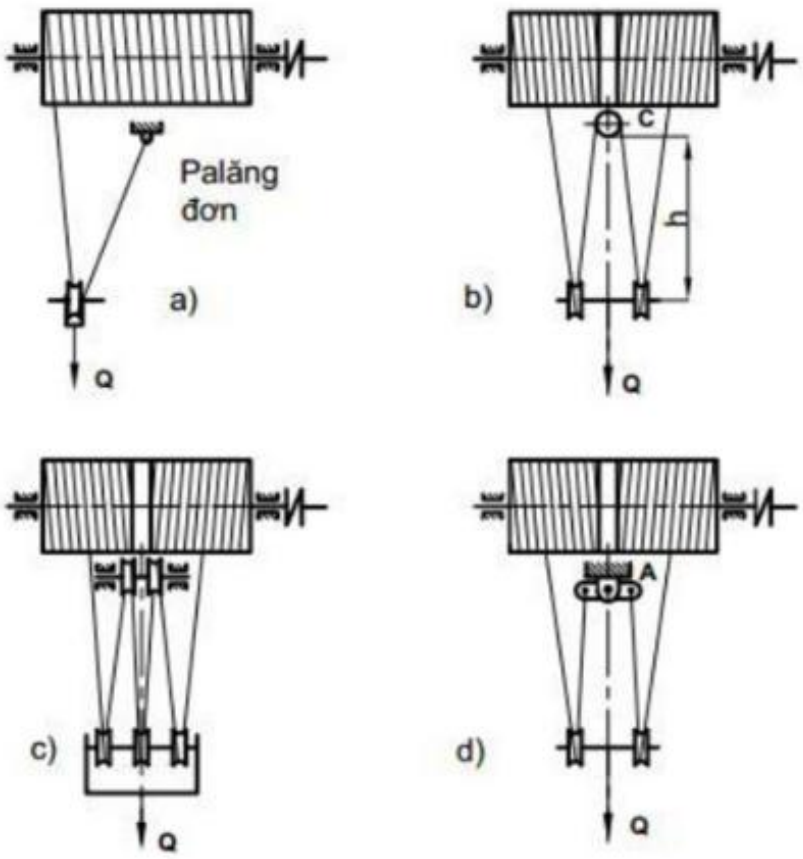
Để bảo đảm vận tốc nâng vật Vn cho trước, tốc độ của tang:

2.6. Palăng kép

Palăng đơn có nhược điểm:

- Khó hạ vật xuống đúng vị trí cho trước.

- Tải trọng tác dụng lên ổ đỡ thay đổi.



Hình 2.15: Palăng kép

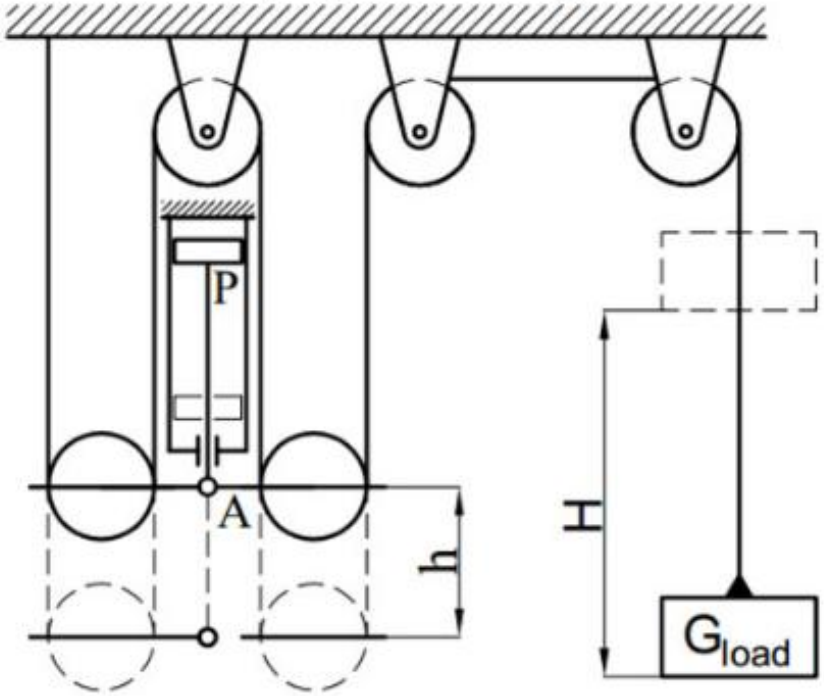
Khi tính palăng kép ta xem như hai palăng đơn ghép lại, trong đó mỗi palăng xét riêng với tải trọng bằng Q/2.

Lực căng lớn nhất ở nhánh cáp cuốn lên tang:

trong đó m: số nhánh cáp cuốn lên tang.

- Hiệu suất của palăng:

- Chiều dài đoạn cáp cuốn lên tang: L = a.H



Loại palăng này thường được dùng trong các máy nâng thuỷ lực hay khí nén với mục đích có được vận tốc nâng vật lớn hơn vận tốc của pittông (H > h).

Khi dịch chuyển trục của các ròng rọc di động (điểm A) một đoạn h thì vật di chuyển một đoạn H = a.h, trong đó a là bội suất của palăng lợi vận tốc.

Vận tốc nâng vật:

$$V_n = a.V \quad (2.21)$$

trong đó V: vận tốc dịch chuyển của trục các ròng rọc di động.

Lực P cần để nâng vật có khối lượng Q được xác định theo công thức:

trong đó

η_p: hiệu suất của palăng;

r: số ròng rọc đổi hướng;

VII. ỨNG DỤNG

Trình tự tính toán các thông số của tời nâng:

Số liệu cho trước: Loại máy, các thông số của palăng, trọng tải nâng, tốc độ nâng, chiều cao nâng, chế độ làm việc CĐ %.

1. Vẽ sơ đồ palăng ứng với phương án đã cho

2. Tính S_{max} là lực căng lớn nhất trên nhánh cáp cuốn lên tang

3. Chọn cáp

Áp dụng công thức: $S_d = nS_{max} \leq [S_d]$.

$[S_d]$ tra theo bảng.

4. Tính hiệu suất của palăng

5. Tính chọn các kích thước của tang

- Đường kính tang: $D \geq (e-1)\, d_c$

- Chiều dài làm việc của tang: $L_t = Z_t$

6. Chọn động cơ điện

Công suất cần thiết trên trục động cơ xác định theo công thức:

trong đó

Q: trọng tải vật nâng (daN);

V_n: vận tốc vật nâng (m/ph);

$\eta_0 = \eta_p \eta_{tg} \eta$: hiệu suất chung, gồm hiệu suất của palăng, hiệu suất của tang, hiệu suất của hệ thống truyền động (có thể sơ bộ chọn $\eta_0 = 0,8$).

Chọn động cơ theo bảng, ứng với công suất tính được và chế độ làm việc.

Tỉ số truyền của hộp giảm tốc tính theo công thức:

trong đó:

n_{dc}: tốc độ quay của trục động cơ, v/ph;

n_t: tốc độ quay của tang, v/ph. Tính theo công thức:

trong đó

$V_c = a.V_n$: vận tốc cáp cuốn lên tang, m/ph;

D_t: đường kính của tang, mm;

d_c: đường kính cáp, mm;

Tốc độ quay v/ph	Tỉ số truyền									CĐ %
	8.32	9.8	12.41	16.3	19.88	24.9	32.42	41.34	50.94	
HỘP GIẢM TỐC 2-200										
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	11	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
HỘP GIẢM TỐC 2-250										
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
Tốc độ quay v/ph	Tỉ số truyền									CĐ %
	8.32	9.8	12.41	16.3	19.88	24.9	32.42	41.34	50.94	
	12	10	8	6	4,9	3,9	3	2	1,6	100
HỘP GIẢM TỐC 2-350										
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	19,2	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 2-500										
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

Câu hỏi ôn tập

1. Tại sao cáp thép được sử dụng khá phổ biến trong máy nâng?

2. Các dạng ứng suất sinh ra trong cáp thép và phương pháp tính toán chọn cáp thép?

3. Trình bày tiêu chuẩn loại bỏ cáp thép để đảm bảo an toàn lao động khi sử dụng?

4. Trình bày phương pháp tính và chọn xích hàn?

5. Sự quan hệ giữa đường kính ròng rọc và đường kính cáp thép. Hiệu suất của ròng rọc?

6. Trình bày phương pháp tính toán và chọn chiều dày tang?

7. Phân biệt palăng lợi lực và palăng lợi vận tốc. Nêu một số ứng dụng của palăng lợi vận tốc trong thực tế?

8. Trình tự tính toán palăng đơn lợi lực?

Chương 3
CÁC THIẾT BỊ PHANH HÃM

I. PHÂN LOẠI

Trong ngành máy trục các thiết bị phanh hãm được chia ra thành thiết bị dừng và phanh.

Thiết bị dừng dùng để giữ vật nâng ở trạng thái treo trong thời gian thích hợp. Gồm có: thiết bị dừng bánh cóc, thiết bị dừng ma sát.

Phanh vừa giữ vật ở tư thế treo vừa điều chỉnh vận tốc nâng hạ vật. Ngoài ra phanh còn có khả năng triệt tiêu động năng của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay.

Phanh được chia thành các loại như sau:

• Theo trạng thái làm việc có:

- Phanh thường mở: chỉ làm việc khi có tác động của ngoại lực.

- Phanh thường đóng: luôn luôn làm việc, chỉ nhả phanh khi cơ cấu hoạt động.

• Theo kết cấu có: phanh má, phanh đai, phanh đĩa, phanh nón, phanh áp trục, phanh ly tâm.

• Theo công dụng có:

- Phanh dừng: dùng để dừng máy và giữ vật ở tư thế treo hoặc xe treo của cần trục ở vị trí nhất định. Phanh này sử dụng vào cuối thời kỳ chuyển động.

- Phanh thả: dùng để điều chỉnh tốc độ khi hạ vật.

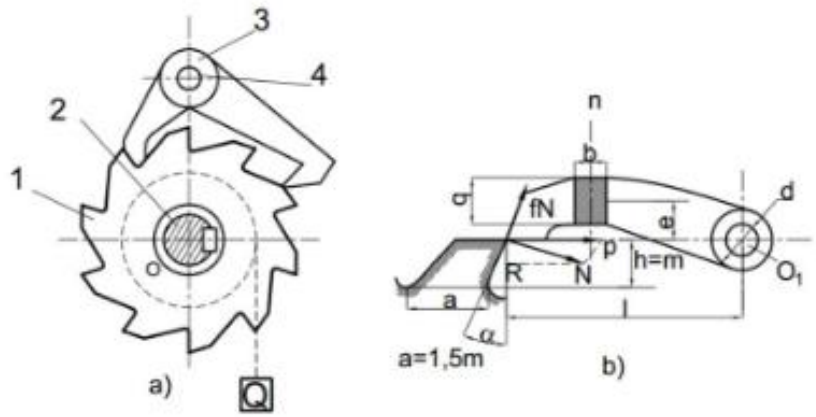
• Theo nguyên tắc hoạt động có: phanh được điều khiển và phanh tự động.

II. THIẾT BỊ DỪNG

1. Thiết bị dừng bánh cóc

1.1. Cấu tạo

Thiết bị dừng bánh cóc là loại thiết bị dừng có kết cấu đơn giản và được dùng rộng rãi trong ngành máy nâng. Gồm có bánh cóc và con cóc (hình 3.1). Con cóc được lắp lỏng trên trục và trục lắp cố định vào khung máy. Bánh cóc có dạng răng không đối xứng nên con cóc chỉ cho phép bánh cóc chuyển động theo chiều nâng vật. Con cóc tì vào răng bánh cóc bằng hai cách: bằng trọng lượng bản thân (con cóc đặt phía trên), bằng lò xo (con cóc đặt phía dưới bánh cóc). Điều kiện để con cóc không bị trượt ra khỏi răng bánh cóc: $\alpha > \rho$, với α là góc nghiêng giữa mặt làm việc của răng bánh cóc so với bán kính và ρ là góc ma sát ($tg\,\rho = f$ = hệ số ma sát, $\rho = 14 \div 17^o$ nên chọn $\alpha = 15 \div 20^o$).



Hình 3.1: Thiết bị dừng bánh cóc

Vật liệu làm bánh cóc: gang, thép đúc.

Vật liệu làm con cóc: thép CT4, thép 35, 40, 45 hoặc 40X.

Để đảm bảo an toàn nên đặt bánh cóc trực tiếp vào tang (để trong trường hợp xảy ra hư hỏng như bánh răng bị gãy, trục bị gãy... phanh đảm bảo an toàn), trường hợp này có nhược điểm kích thước lớn, kết cấu cồng kềnh (vì mômen do vật nâng gây ra trên tang lớn). Do đó trong phương án đặt thiết bị dừng bánh cóc trên trục thứ nhất thì bánh cóc có kết cấu nhỏ gọn (vì mômen xoắn nhỏ).

Vị trí tương đối của trục bánh cóc với trục quay

của con cóc và chiều dài con cóc được chọn sao cho góc $OAO_1 = 90^0$.

1.2. Tính toán

Lực vòng:

Với D = mz là đường kính vòng chia của bánh cóc.

Ta xét trường hợp nguy hiểm nhất khi con cóc tì vào đỉnh răng bánh cóc (có va đập giữa răng bánh cóc và con cóc).

Điều kiện bền:

trong đó b: chiều rộng của răng bánh cóc;

[q] : áp lực cho phép trên đơn vị chiều dài.

Đặt : hệ số chiều rộng bánh cóc.

Môđun m tính theo mm và được chọn theo trị số tiêu chuẩn.

Kiểm tra điều kiện bền của răng bánh cóc:

trong đó:

với: h = m; a = 1,5m

Do đó, ứng suất uốn tại chân răng của bánh cóc tính theo công thức:

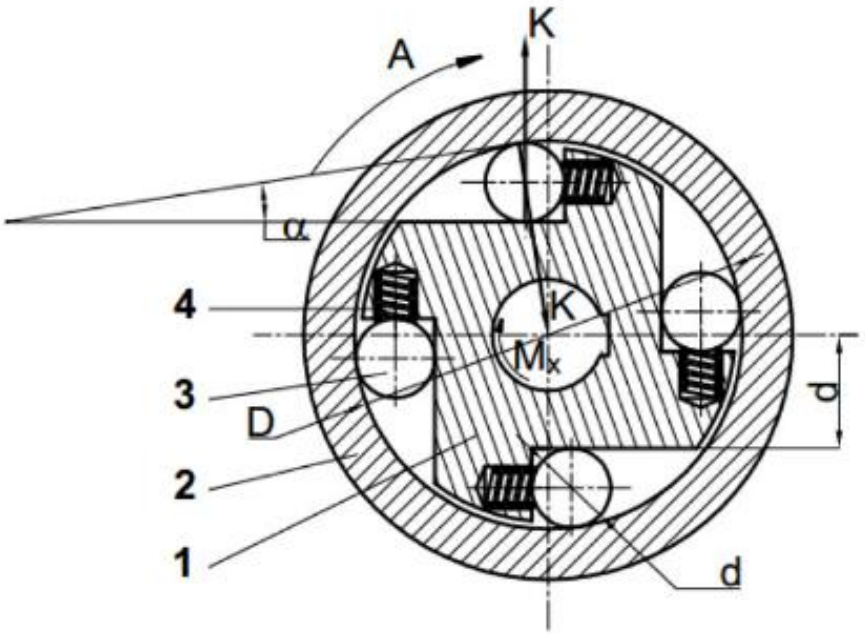
Kiểm tra điều kiện bền uốn của con cóc (tại tiết diện n-n)

2. Thiết bị dừng con lăn

2.1. Câ ́u tạo

Thiết bị dừng con lăn (hình 3.2) được sử dụng rộng rãi nhờ có khả năng phanh từ từ, không có lực tác dụng lên trục. Cấu tạo của nó gồm có đĩa quay 1, vỏ cố định 2, con lăn 3, lò xo 4. Khi đĩa quay theo chiều nâng vật, các con lăn sẽ nằm ở phần rãnh lớn không cản trở chuyển động của đĩa quay.

Khi đĩa quay ngược lại, các con lăn sẽ nằm ở phần rãnh nhỏ: giữ không cho đĩa quay (nhờ lò xo 4).



Hình 3.2: Thiết bị dừng con lăn

2.2. Cách tính

Dưới tác dụng của mômen xoắn trên trục đặt thiết bị dừng con lăn Mx, áp lực K tác dụng lên con lăn:

trong đó

Z: là số con lăn;

D: là đường kính trong của vỏ 2;

M_x: là mômen xoắn trên trục của đĩa 1.

Điều kiện tự hãm: Để khi dừng vật nâng, con lăn tự nó không ra khỏi phần không gian chêm, thì góc ma sát giữa con lăn và ống cần phải lớn hơn góc α. Nghĩa là góc α chọn sao cho:

Với góc ma sát: $\rho = 3^o\ 30'$ và góc α xác định theo quan hệ:

Chiều dài con lăn l = (1 ÷ 2)d, thường lấy l = 1,5d

Hoặc xác định theo công thức gần đúng:

Vật liệu: con lăn làm bằng thép 40X.

Vỏ (2) và đĩa (1) làm bằng thép 15X, 20X.

Thấm cacbon và tôi đạt độ cứng HRC = 58 ÷ 61; [σ] $[d]_{sub} = 2000\ N/mm^2$.

III. THIẾT BỊ PHANH

Khi tính toán hoặc chọn phanh phải đảm bảo yêu cầu sau:

$$M_{ph} \geq K.M_x \quad (3.11)$$

trong đó

M_{ph}: mômen do phanh sinh ra;

M_x: mômen ở trục truyền động;

K: hệ số an toàn, phụ thuộc vào dạng truyền động và chế độ làm việc của cơ cấu (tra bảng).

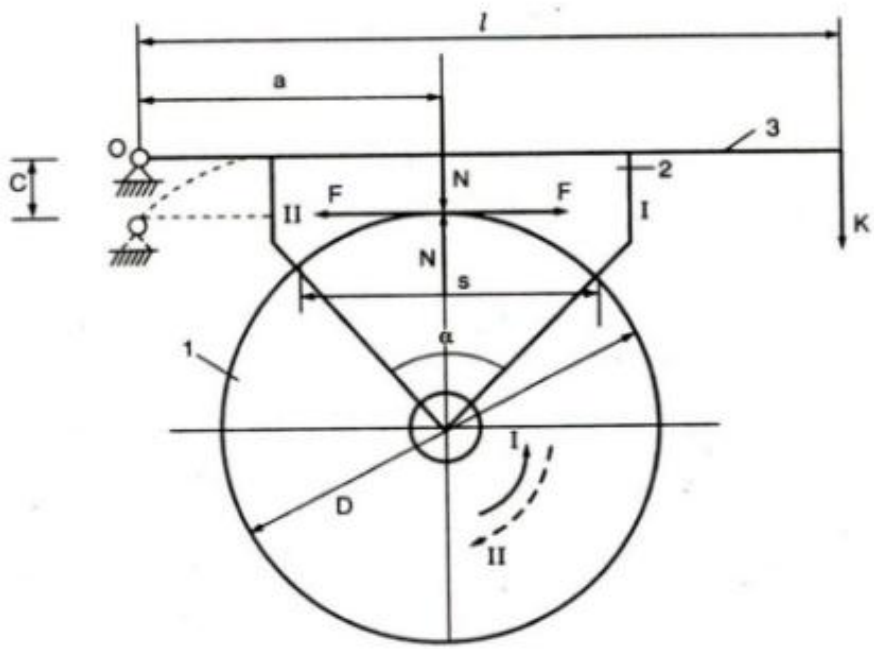
1. Phanh 1 má

K: hệ số an toàn, phụ thuộc vào dạng truyền động và chế độ làm việc của cơ cấu (tra bảng).

1. Phanh 1 má

1.1. Cấu tạo

Loại phanh này có cấu tạo đơn giản nhất trong các loại phanh má (hình 3.3), gồm có: tang phanh 1, má phanh 2 ép vào tang nhờ tay đòn 3.



Hình 3.3: Phanh 1 má

1.2. Tính toán

Khi tác dụng lực điều khiển K lên tay đòn 3, trên bề mặt tiếp xúc giữa má 2 và tang phanh 1 sinh ra lực ma sát cần thiết để phanh.

Áp lực N cần thiết lên tang để tạo nên lực ma sát:

$$M_{ph} = f.N\frac{D}{2} \Rightarrow N = \frac{2M_{ph}}{f.D}$$

trong đó

M_{ph}: mômen phanh;

f: hệ số ma sát.

Điều kiện bền mòn: $p \le [p]$ (3.12)

Áp suất trung bình:

$$p = \frac{N}{bS} \le [p] \qquad (3.13)$$

trong đó:

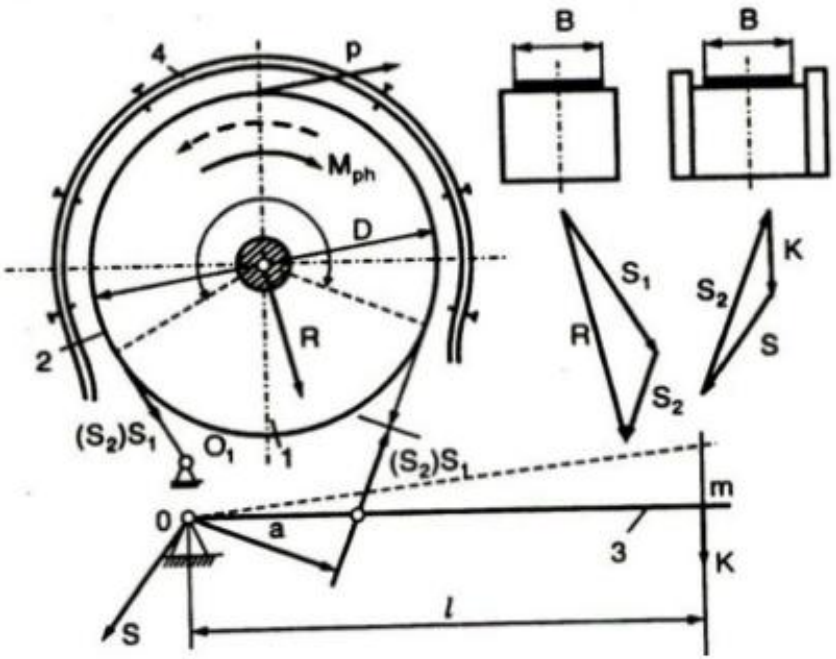
b: chiều rộng má phanh, b = (0,3 ÷ 0,4)D;

S: hình chiếu cung tiếp xúc của má phanh.

2. Phanh đai đơn giản

2.1. Cấu tạo

Loại phanh này (hình 3.4) gồm có bánh phanh 1 ghép then lên một trong các trục của máy nâng, đai phanh 2 ôm lấy bánh phanh với 1 đầu đai gắn vào bản lề cố định O1 và đầu kia gắn vào tay đòn 3 để tăng ma sát, bề mặt làm việc của đai phanh được bọc một lớp vật liệu ma sát (gỗ, da, amiăng, ...)



Hình 3.4: Phanh đai đơn giản

2.2. Tính toán

Tính toán phanh đai đơn giản là căn cứ vào mômen phanh M_{ph} và đường kính bánh đai D (cho trước) để xác định lực phanh K cần thiết tác dụng vào tay đòn và kiểm tra áp suất P và S_1: lực căng ở nhánh vào, S_2: lực căng ở nhánh ra. S_1 và S_2 phải có trị số đủ lớn để tạo ra lực ma sát F_{ms} trên bề mặt tiếp xúc để phanh

được $F_{ms} = P$ (lực vòng của bánh phanh)
theo công thức Euler:

$$S_1 = S_2 e^{f\alpha} \quad (3.14)$$

$$S_1 = S_2 + F_{ms} = S_2 + P$$

$$S_2 e^{f\alpha} = S_2 + P \Rightarrow S_1 = \frac{Pe^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \Rightarrow S_2 = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}$$

Từ phương trình cân bằng Σm_o của tay đòn 3 ta được:

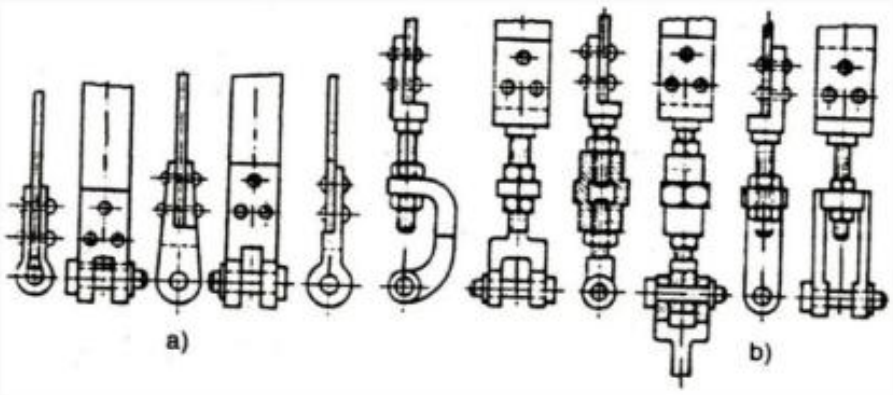
$$K = \frac{Pa}{(e^{f\alpha}-1)l} \quad (3.15)$$

Áp suất lớn nhất của đai lên bánh phanh:

$$Q_{max} = \frac{2S_1}{DB} \leq [q] \quad (3.16)$$

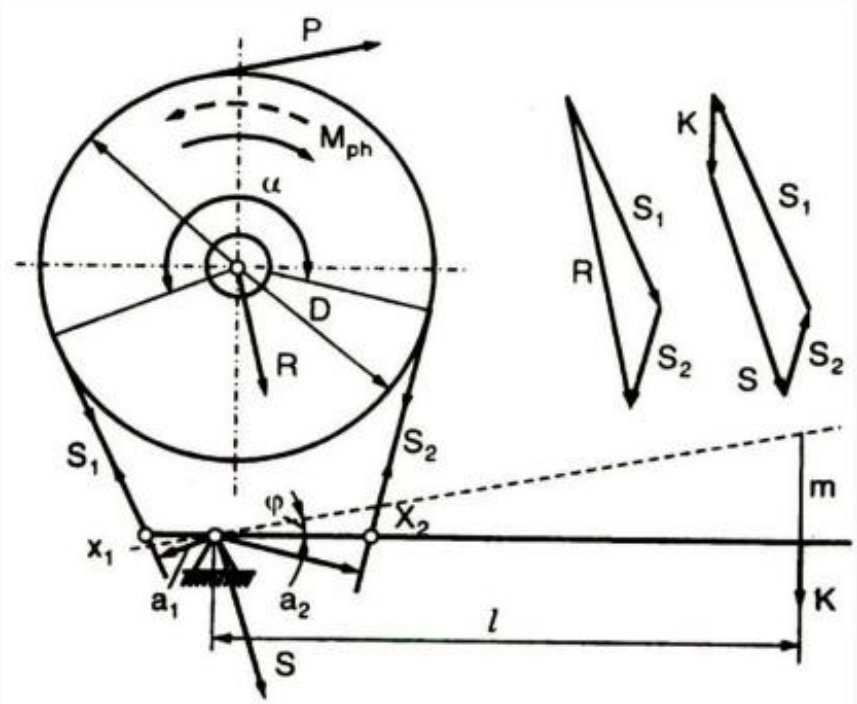
trong đó [q]: áp suất cho phép.

Nhược điểm:



Hình 3.5: Kẹp chặt các đầu đai phanh

3. Phanh đai vi sai



Hình 3.6: Phanh đai vi sai

Hai đầu đai được kẹp chặt vào hai phía đối với bản lề của tay đòn. Lực phanh K được xác định theo phương trình cân bằng của tay đòn.

$$K = \frac{P(a_2 - a_1 e^{f\alpha})}{(e^{f\alpha} - 1)l} \qquad (3.17)$$

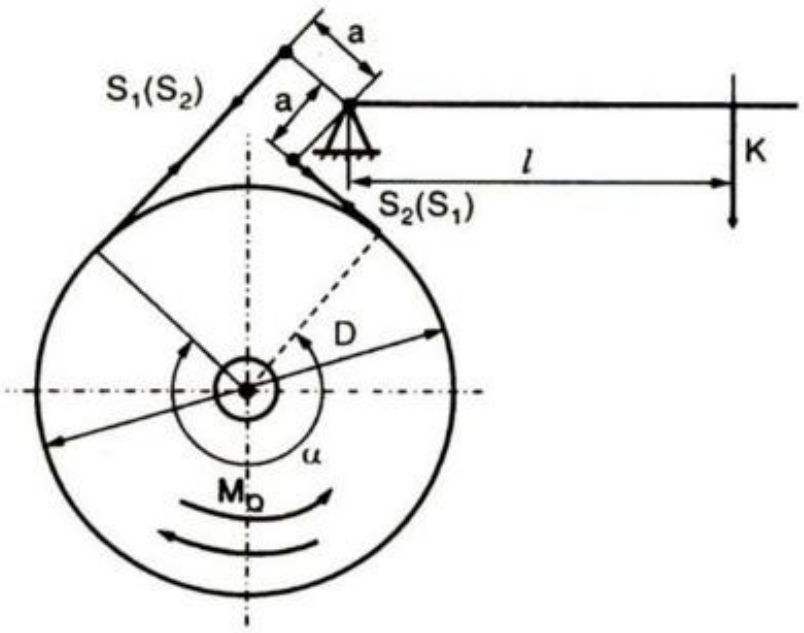
So sánh (3.17) và (3.15) ta thấy trong những điều kiện giống nhau, lực phanh K ở phanh đai vi sai nhỏ hơn lực phanh K ở phanh đai đơn giản. Đây là ưu điểm của phanh đai vi sai. Để tránh hiện tượng tự hãm cần phải thỏa mãn điều kiện: $K > 0 \Rightarrow a_2 - a_1 e^{f\alpha} > 0 \Rightarrow$

$a_2/a_1 > e^{f\alpha}$ (3.18)

Nhược điểm:

Phanh đai vi sai không dùng cho cơ cấu có mô men phanh đổi chiều.

4. Phanh đai hai chiều



Hình 3.7: Phanh đai hai chiều

S_1 và S_2 gây ra các mômen cùng dấu cánh tay đòn a.

Lực phanh K được xác định từ phương trình cân bằng mô men:

$$S_1a + S_1a - Kl = 0$$

$$\Rightarrow K = \frac{(S_1 + S_2)a}{l} = \frac{Pa(e^{f\alpha} + 1)}{(e^{f\alpha} - 1)l} \qquad (3.19)$$

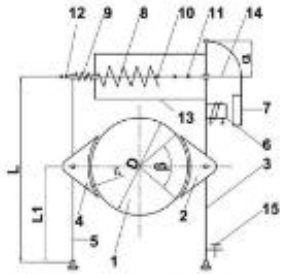
So với phanh đai đơn giản, lực phanh K tăng $(e^{f\alpha} + 1)$ lần.

Ưu điểm:

Lực phanh K không thay đổi khi bánh phanh đổi chiều quay.

5. Phanh má điện từ

Phanh má điện từ hành trình nhỏ do Liên Xô cũ chế tạo có ký hiệu là TKT đã được tiêu chuẩn hóa, chế tạo hàng loạt và được dùng phổ biến trong các loại máy nâng. Sơ đồ cấu tạo của phanh cho ở hình 3.8.



Hình 3.8: Phanh má điện từ

Đây là loại phanh thường đóng.
Lực đóng được tạo nên do các đai ốc 10 nén lò xo chính 8. Một đầu lò xo tì vào ống bao 13, kéo tay đòn phanh 3 cùng với má phanh 2 ép vào bánh phanh 1. Đầu kia của lò xo 8 đẩy đai ốc 10, kéo thanh đẩy 14 sang phải, qua các đai ốc 12 kéo tay đòn phanh ở cùng má phanh 4 ép vào bánh phanh 1.

Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện hút tay đòn 7 và đẩy thanh đẩy 14 sang trái, dưới tác dụng của lò xo phụ 9, tay đòn 5 cùng má phanh 4 mở ra.

Tay đòn phanh 3 và má phanh 2 dưới tác dụng của trọng lượng nam châm cũng mở ra cho đến khi hạn chế hành trình 15 chạm đế phanh. Khi vặn đai ốc 10 và hai má phanh từ từ mở ra (tương đương với trường hợp nam châm 6 làm việc). Tiếp tục vặn đai ốc 11 sang phải để mở má phanh to hơn trong trường hợp cần sửa hoặc thay má phanh. Ở trạng thái làm việc bình thường của phanh, đai ốc 11 phải vặn sang trái về vị trí cũ. Mômen phanh tạo nên do lò xo 8 bị nén, vì vậy có thể điều chỉnh được bằng đai ốc 12 và hạn chế hành trình 15.

Phanh má điện từ hành trình nhỏ có hiệu suất cao, đóng mở nhanh nhạy, nhỏ gọn, trọng lượng và quán tính bé. Nhược điểm của phanh là tỷ số truyền của hệ tay đòn không lớn nên khó tạo được mômen xoắn lớn và không điều chỉnh được tốc độ hút của nam châm nên quá trình phanh xả ra không êm dịu.

Lực P cần thiết đặt ở đầu các tay đòn phanh 3 và 5 để tạo ra mômen phanh M_p là:

$$P = \frac{M_p}{f.D.\eta}.\frac{l_1}{l}$$

trong đó:

η: hiệu suất khớp quay của tay đòn;

η = 0.95 với khớp xoay có bôi trơn và η = 0,9 – không bôi trơn. Lực đẩy của lò xo chính 8 để tạo ra mômen phanh:

$$P_c = P + P_p + \frac{M_n}{a} \qquad (3.20)$$

trong đó

P_p: lực nén lò xo phụ 9, $P_p = 2 \div 8$ kG;

M_n: mômen do trọng lượng phần ứng của nam châm điện gây ra trên tay đòn 7.

Khi mở phanh, nam châm 6 làm việc làm lo xo chính 8 chịu lực nén lớn nhất P_{max} là:

$$P_{max} = P_c + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C \qquad (3.21)$$

trong đó

$2\varepsilon.l/l_1$: độ nén của lò xo chính khi các má phanh mở ra với khe hở ε;

C: độ cứng của lò xo chính 8.

Giá trị của P_p và P_c tính theo (3.20) và (3.21) là các thông số cần thiết để tính lò xo chính.

Mômen ứng với khớp xoay của tay đòn 7 mà nam châm cần tạo ra khi làm việc để mở phanh là:

$$M_{nc} = P_{max}.a = (P + P_p + \frac{M_n}{a} + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C).a$$

Thành phần P_p và M_n/a nhỏ so với các thành phần khác nên có thể bỏ qua. Vì vậy

$$M_{nc} = P_{max}.a = (P + 2\varepsilon.\frac{l}{l_1}.C).a$$

Hành trình phanh được tính tương tự như phanh má kiểu đối trọng

$$h_p = 2.\ \varepsilon.\frac{l}{l_1}.\ \frac{1}{m}$$

Trong đó hệ số lợi dụng hành trình m = 0.8 ÷ 0.85. Dựa vào M_{nc} và h_p để chọn nam châm điện.

Bảng 3.1. Đặc tính kỹ thuật của phanh điện từ dùng dòng điện xoay chiều TKT

Kí hiệu phanh	Chiều rộng má phanh B, mm	Đường kính bánh phanh D, mm	Mômen phanh N.m		Áp lực N/cm²	Độ nở của má phanh, mm		Loại cuộn hút	Khối lượng phanh kg
			CD = 25 và 40%	CD = 100%		Bình thường	Lớn nhất		
TKT-100	70	100	20	11	12	0,4	0,6	MO-100Б	12
TKT-200/100	90	200	40	22	9	0,4	0,6	MO-100Б	25
TKT-200	90	200	160	80	18	0,5	0,8	MO-200Б	37
TKT-300/200	140	300	240	120	8	0,5	0,8	MO-200Б	68
TKT-300	140	300	500	200	16	0,7	1,0	MO-300Б	92

Bảng 3.2. Các kích thước cơ bản của phanh điện từ TKT

Kí hiệu phanh	Các kích thước, mm																
	L	l_1	l_2	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H	h	A	a	a_1	D	d	S	S_1
TKT-100	398	300	268	130	70	65	45	36	280	100	110	15	40	100	13	6	4
TKT-200/300	546	400	328	130	90	90	54	47	420	170	175	20	60	200	18	6	8
TKT-200	661	400	443	177	90	90	54	47	470	170	175	20	60	200	18	6	8
TKT-300/200	796	550	515	177	140	120	81	72	605	240	250	25	80	300	22	8	9
TKT-300	888	550	605	243	140	120	81	72	620	240	250	25	80	300	22	8	9

Bảng 3.3. Đặc tính kỹ thuật của phanh điện từ dùng dòng điện một chiều TKП

Kí hiệu phanh	Chiều rộng má phanh B, mm	Đường kính bánh phanh D, mm	Mômen phanh, Nm		Áp lực N/cm²	Độ mở của má phanh, mm		Loại cuộn hút	Khối lượng kg
			CĐ = 25%	CĐ = 40%		Bình thường	Lớn nhất		
TKП-100	70	100	20	16	14	0,4	0,6	МП-100	12,5
TKП-200/100	90	200	40	32	15	0,4	0,6	МП-100	25
TKП-200	90	200	160	130	20	0,5	0,8	МП-200	34
TKП-300/100	140	300	240	200	9	0,5	0,8	МП-200	65
TKП-300	140	300	500	440	19	0,7	1,0	МП-300	84

Bảng 3.4. Các kích thước cơ bản của phanh điện từ TKП

Kí hiệu phanh	Các kích thước, mm																
	L	l_1	l_2	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H	h	A	a	a_1	D	d	S	S_1
TKП-100	391	300	261	132	70	65	45	36	274	100	110	15	40	100	13	6	4
TKП-200/100	539	400	321	132	90	90	54	47	414	170	175	20	60	200	18	6	8
TKП-200	589	400	371	178	90	90	54	47	437	170	175	20	60	200	18	6	8
TKП-300/200	724	550	439	178	140	120	81	72	577	240	250	25	80	300	22	8	9
TKП-300	766	550	484	223	140	120	81	72	600	240	250	25	80	300	22	8	9

Bài tập

1. Tang quấn cáp thang máy được lắp cố định với một tang phanh của phanh má. Phanh má có 4 má phanh, mỗi má phanh có góc ôm $\alpha = 45^\circ$. Khối lượng thang máy khi có tải là 2000kg chuyển động với vận tốc v = 2,75m/s. Hệ số ma sát f = 0,2.

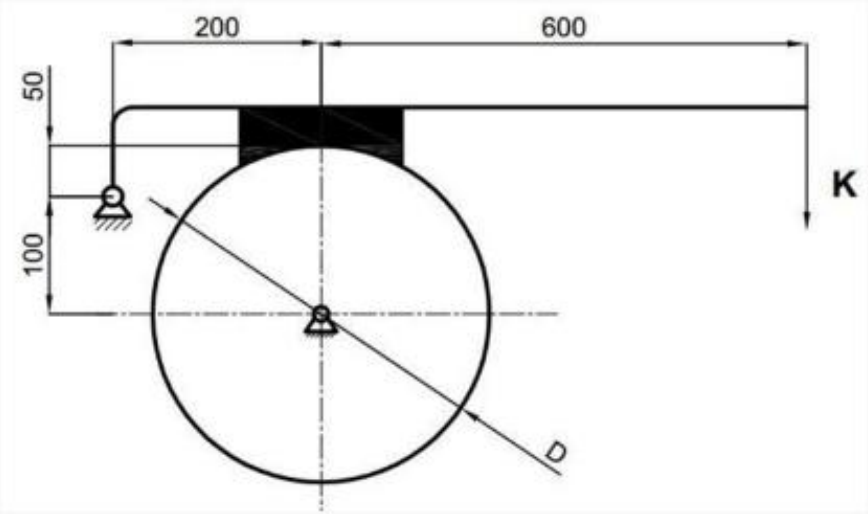
a) Tính gia tốc a (m/s²) của dây cap thang máy.

b) Tính chiều rộng b của má phanh.

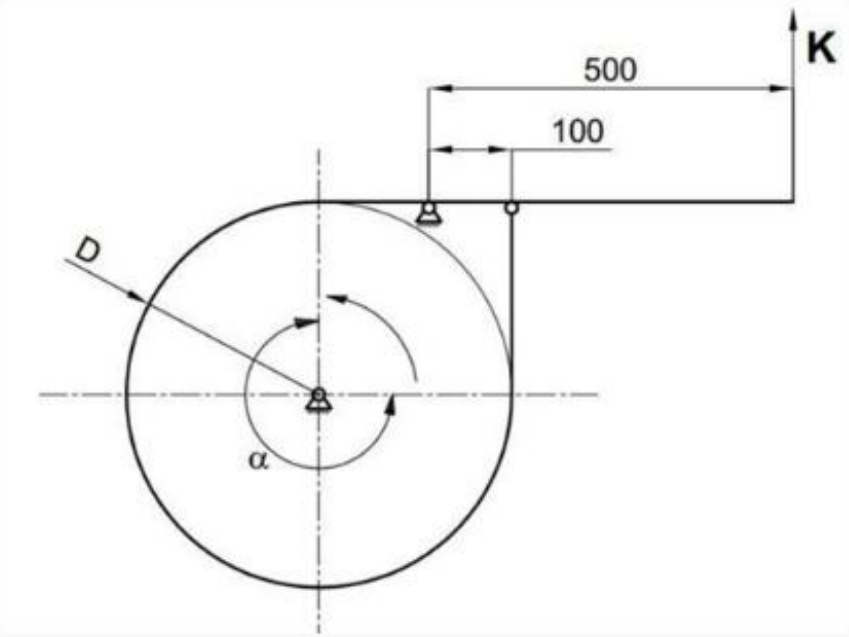
2. Phanh má như hình vẽ. Mômen phanh M_{ph} = 360N.m. Đường kính tang phanh D = 300mm, hệ số ma sát f = 0,3.

a) Xác định trị số lực K tác dụng lên tay đòn để phanh khi tang phanh quay cùng chiều và ngược chiều kim đồng hồ.

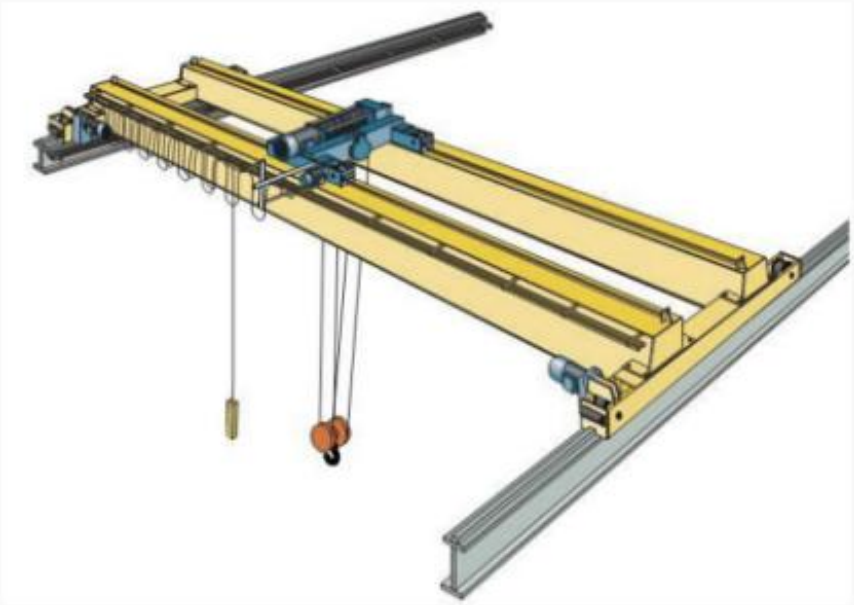
b) Điều kiện để lực K bằng nhau trong 2 trường hợp trên.



3. Phanh đai như hình vẽ. bánh phanh có đường kính D = 450mm, góc ôm đai phanh trên bánh phanh $\alpha = 270^\circ$. Mômen phanh M_{ph} = 225 N.m. Hệ số ma sát f = 0,25. Tính lực K tác dụng lên tay đòn khi bánh phanh quay ngược chiều kim đồng hồ.



Chương 4
CẦU TRỤC



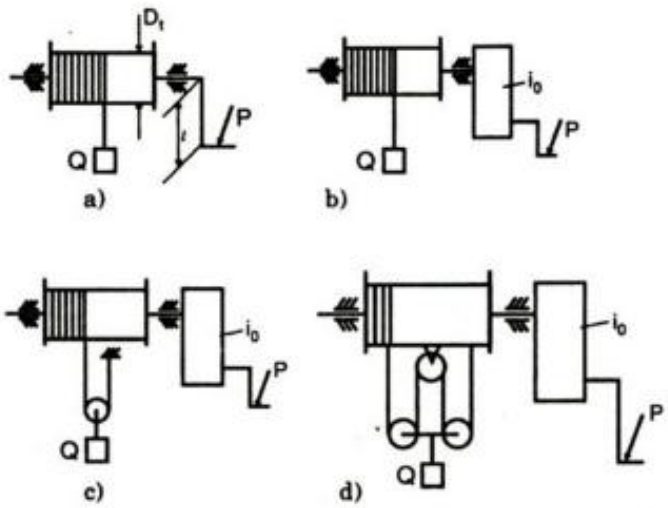
Hình 4.1: Cầu trục

I. CƠ CẤU NÂNG

1. Cơ cấu nâng dẫn động bằng tay

1.1. Sơ đồ cơ cấu nâng

Cơ cấu gồm 1 tang quay hình trụ và tay quay ở đầu (hình 4.2a).



Hình 4.2: Sơ đồ cơ cấu nâng

Mômen do vật gây ra trên trục tang $M_r = S_o\dfrac{D_t}{2} = Q\dfrac{D_t}{2}$

Mômen do công nhân tác dụng lên tay quay $M_p = Pl$

Để nâng vật $M_v = M_p \Rightarrow Q = \dfrac{2Pl}{D_t}$

Để nâng những vật có trọng lượng Q lớn hơn, có thể sử dụng các sơ đồ cơ cấu sau:

Sơ đồ hình 4.2b: với cùng lực P ở tay quay có thể nâng vật có trọng lượng Q lớn gấp i_0 lần: với η là hiệu suất chung của cơ cấu nâng.

Sơ đồ hình 4.2c: (có 1 ròng rọc di động): có thể nâng vật có trọng lượng Q lớn gấp $2i_0$ lần (so với sơ đồ hình 4.2a).

Vì $S'_o = \dfrac{Q}{2} \Rightarrow$ mômen $M'_o = S'_o\dfrac{D_t}{2} = \dfrac{Q}{2}\dfrac{D_t}{2}$

Sơ đồ hình 4.2d: (có 2 ròng rọc di động): $S''_o = \dfrac{Q}{4} \Rightarrow$ mômen $M''_o = S''_o\dfrac{D_t}{2} = \dfrac{Q}{4}\dfrac{D_t}{2}$

Nâng vật có trọng lượng Q tăng gấp 4 i_0 lần (so với sơ đồ hình 4.2a).

Theo quy định về an toàn cơ cấu nâng phải có thiết bị phanh.

Nếu thiết bị phanh đặt trên tang thì:

Ưu điểm: an toàn hơn.

Nhược điểm: kích thước phanh lớn hơn (vì mômen phanh lớn).

1.2. Tính toán cơ cấu nâng

Cơ cấu nâng dẫn động bằng tay được tính toán theo trình tự sau:

Ưu điểm: an toàn hơn.

Nhược điểm: kích thước phanh lớn hơn (vì mômen phanh lớn).

1.2. Tính toán cơ cấu nâng

Cơ cấu nâng dẫn động bằng tay được tính toán theo trình tự sau:

1. Chọn loại dây cáp.

2. Chọn sơ đồ cơ cấu nâng.

3. Xác định lực kéo lớn nhất của nhánh cáp cuốn lên tang.

4. Tính và chọn dây cáp.

5. Xác định kích thước ròng rọc.

6. Xác định kích thước tang.

7. Xác định mômen do vật nâng gây ra trên trục tang M_V.

8. Xác định mômen Mp = φ.m.P.l (4.1)

trong đó

P: lực của một công nhân tác dụng lên tay quay;

l: chiều dài tay quay;

m: số lượng công nhân; φ: hệ số tính đến sự làm việc không đều.

m	1	2	4
φ	1	0,8	0,7

9. Tính tỉ số truyền cần thiết

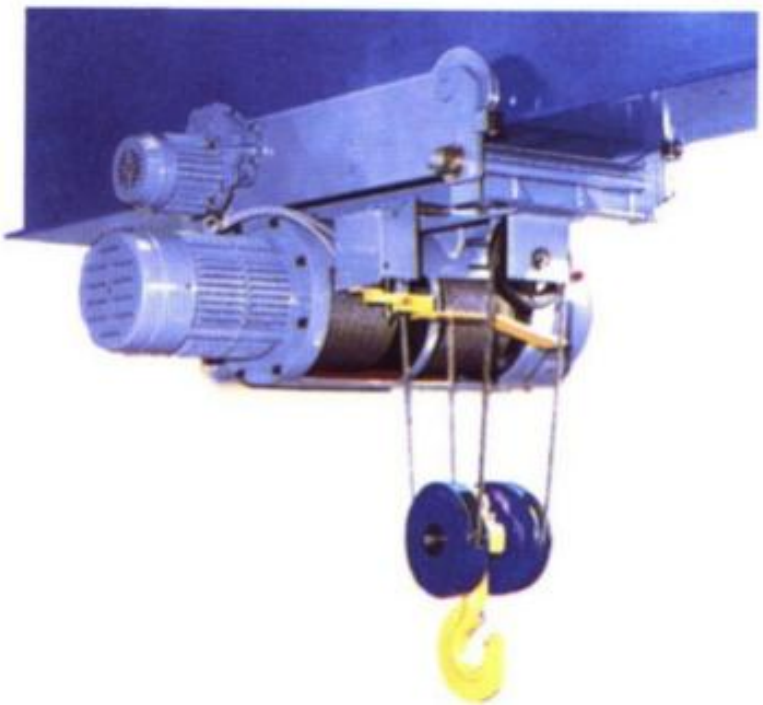
$$i_0 = \frac{M_v}{M_p \eta} \qquad (4.2)$$

10. Tính toán thiết bị phanh: chọn vị trí đặt phanh, tính mô men phanh, chọn và tính phanh.

2. Cơ cấu nâng dẫn động bằng động cơ.

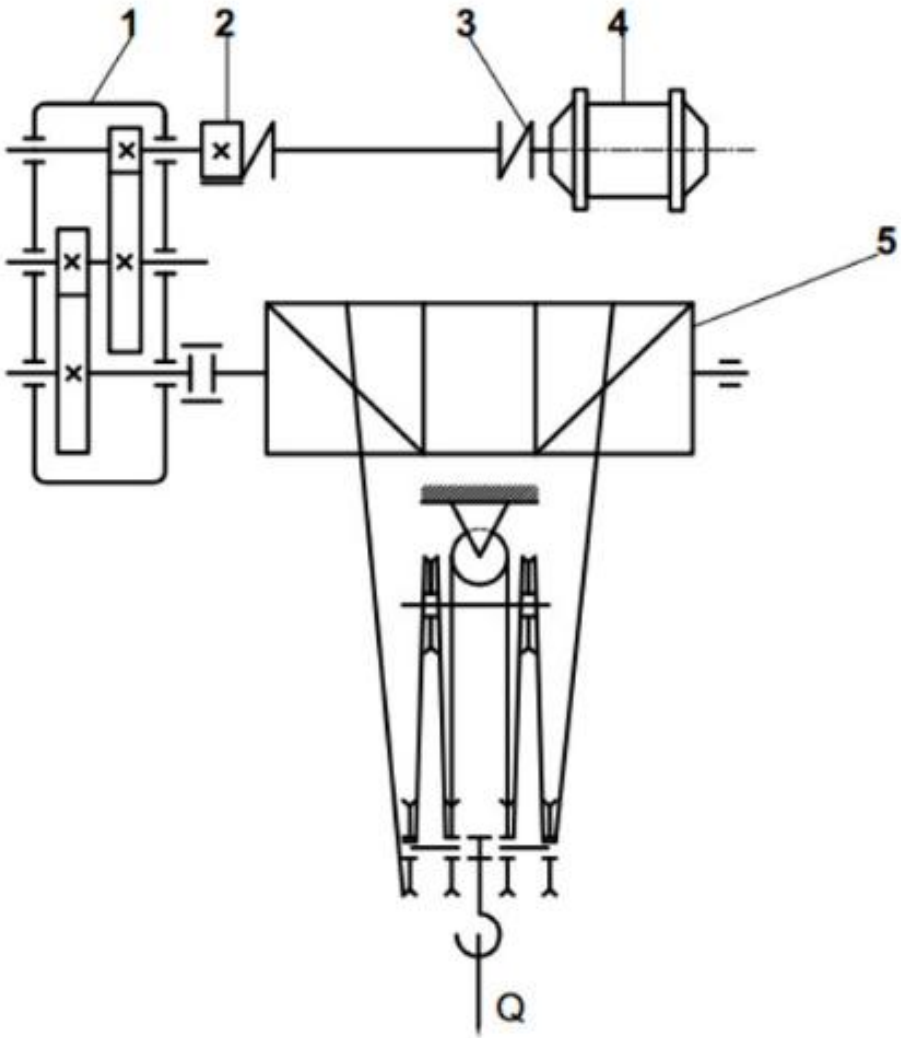
Do hạn chế của cơ cấu nâng dẫn động bằng tay là chỉ có thể nâng vật có trọng tải không quá 5 tấn và do nhu cầu cần có năng suất cao nên cơ cấu nâng thường được dẫn động bằng động cơ.

2.1. Cấu tạo



Hình 4.3: Cơ cấu nâng bằng động cơ

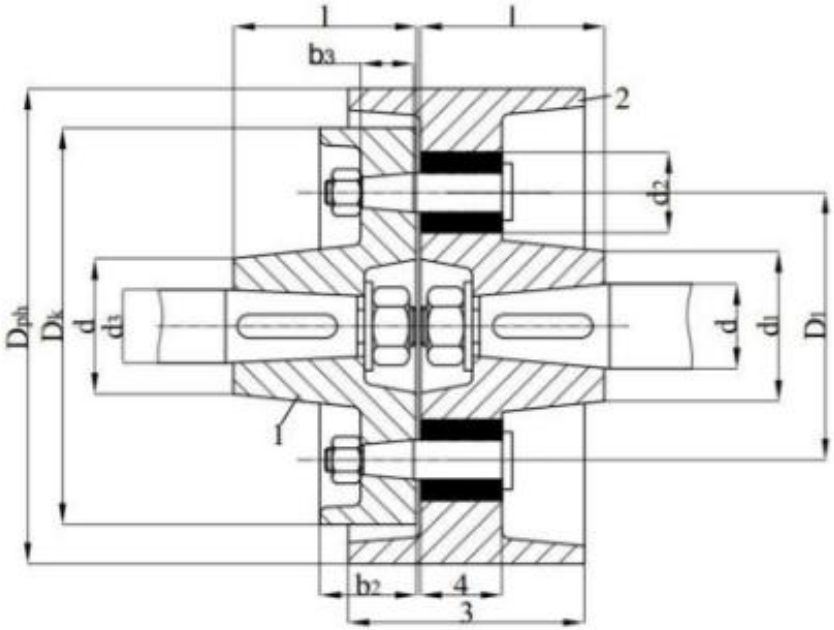
EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí



Hình 4.4: Sơ đồ cơ cấu nâng bằng động cơ

Trục động cơ điện nối với trục vào của hộp giảm tốc bằng nối trục đàn hồi như hình 4.5. Một bên của nối trục dùng làm bánh phanh. Sử dụng phanh má thường đóng điện từ. Ở loại

phanh này, nam châm điện mở phanh được nối song song với mạch động cơ điện. Nhờ đó, khi ta cho dòng điện vào chạy động cơ thì dòng điện vào nam châm điện để mở phanh.



Hình 4.5: Nối trục đàn hồi

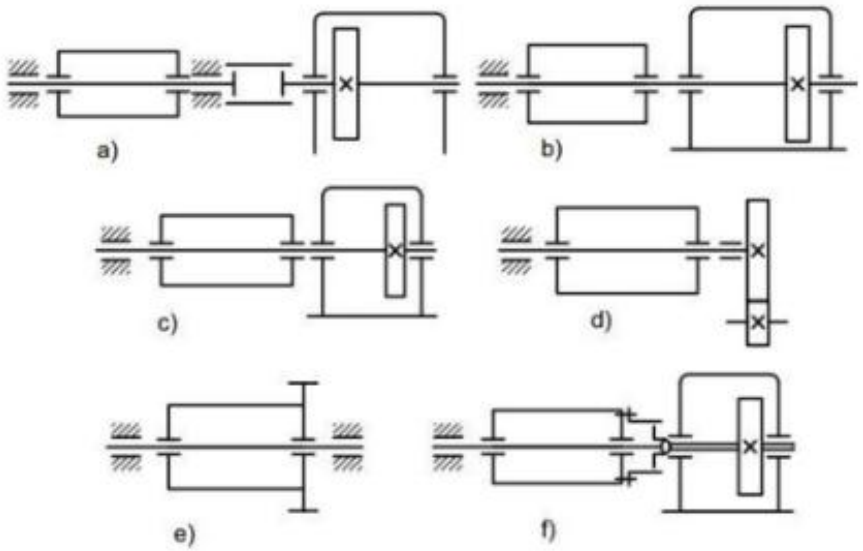
Trục ra của hộp giảm tốc được nối với trục tang bằng các phương án sau:

- Dùng nối trục răng (hình 4.6a): có ưu điểm là cho phép sai lệch trục lớn, dễ lắp ráp, nhưng kích thước lớn.

- Trục được đỡ bằng 2 ổ hoặc 3 ổ trục (hình 4.6b và c): nếu trục lắp với 2 ổ trục thì điều kiện làm việc nặng, còn lắp với 3 ổ trục thì yêu cầu chế tạo và lắp ráp đạt độ chính xác cao.

- Dùng bộ truyền bánh răng có 2 cách: bánh răng lắp trên trục (hình 4.6d) hoặc lắp trên tang (hình 4.6e).

- Đặt ổ trục tang vào trục ra của hộp giảm tốc (hình 4.6f): phương án này hợp lý nhất.



Hình 4.6: Các phương án nối trục tang với trục ra của hộp giảm tốc

2.2. *Tính toán*

Số liệu cho trước:

- Trọng tải Q (tấn).

- Chiều cao nâng H (m).

- Vận tốc nâng V_n (m/ph).

- Chế độ làm việc của cơ cấu.

Trình tự tính toán cơ cấu nâng dẫn động bằng động cơ cũng giống như cơ cấu nâng dẫn động bằng tay (từ bước 1 đến bước 7), chú ý tuỳ theo trọng tải và palăng mà ta có thể chọn bội suất của palăng:

• *Đối với palăng đơn:*

Khi Q = 1 tấn, a = 1; Q đến 3 tấn, a = 2; Q đến 5 tấn, a = 3 hoặc 4; Q đến 10 tấn, a = 4 hoặc 6.

• *Đối với palăng kép;*

Khi Q = 3 tấn, a = 1; khi Q = 3 ÷ 10 tấn, a = 2; khi Q = 10 ÷ 30 tấn, a = 3 ÷ 4; khi Q = 30 ÷ 100 tấn, a = 4 ÷ 6.

Bước 8: Tính công suất động cơ điện:

$$N = \frac{Q.V_n}{60 \times 102\eta_0} \qquad (4.3)$$

trong đó

Q: trọng tải vật nâng (kg);

V_n: vận tốc vật nâng (m/ph);

truyền động cơ khí η.

Theo trị số công suất tính được, tra bảng chọn loại động cơ có công suất và tốc độ quay thích hợp.

Bước 9: Xác định tỉ số truyền các bộ truyền:

$$i = \frac{n_{dc}}{n_{tg}}$$

trong đó

n_{dc}: tốc độ của động cơ;

n_{tg}: tốc độ của tang (v/ph).

Bước 10: Tính mômen phanh, chọn phanh và kiểm tra gia tốc phanh.

Bước 11: Tính toán thiết kế các bộ phận chịu lực còn lại như cụm móc treo, kẹp đầu cáp trên tang, trục tang, gối đỡ trục tang, ...

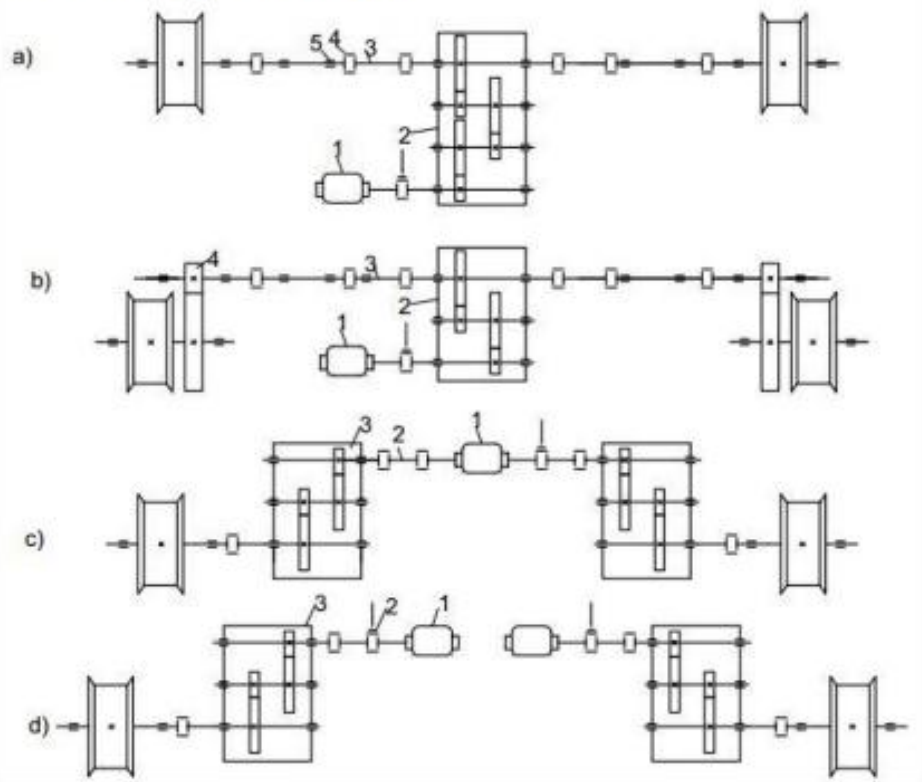
II. CƠ CẤU DI CHUYỂN

Cơ cấu di chuyển dùng để di chuyển xe lăn trên đường ray hoặc không có đường ray. Ở đây, chúng ta chỉ nghiên cứu các cơ cấu di chuyển trên đường ray.

- Cơ cấu di chuyển đặt ngoài bộ phận di chuyển và dùng xích hoặc cáp để kéo.

Theo phương thức dẫn động, ta có cơ cấu di chuyển bằng tay và cơ cấu di chuyển bằng động cơ.

1. Sơ đồ cơ cấu di chuyển



Hình 4.7: Sơ đồ cơ cấu di chuyển cầu trục

Hình 4.7a: Cơ cấu di chuyển với trục truyền động quay chậm. Cơ cấu gồm động cơ điện 1, hộp giảm tốc 2 và trục truyền động 3. Trục truyền động 3 có thể được nối từ nhiều đoạn ngắn, nối với đầu ra của hộp giảm tốc và nối với trục các bánh xe dẫn bằng các nối trục 4. Trục truyền động tựa trên các gối đỡ trung gian 5.

Hình 4.7b: Cơ cấu di chuyển với trục truyền động quay trung bình. Trục truyền động có số vòng quay trung bình và mômen xoắn của trục nhỏ hơn vài lần so với trường hợp trên khi có cùng thông số.

Hình 4.7c: Cơ cấu di chuyển với trục truyền động quay nhanh. Trục truyền động có số vòng quay nhanh nên mômen xoắn nhỏ và đường kính trục nhỏ hơn 2 ÷ 3 lần, trọng lượng nhỏ hơn 4 ÷ 6 lần so với trường hợp hình 4.7a nhưng yêu cầu phải chế tạo và lắp ráp chính xác hơn.

Hình 4.7d: Cơ cấu di chuyển gồm hai bộ dẫn động riêng biệt, không có trục truyền động. Loại cơ cấu này dùng trong trường hợp tầm rộng của cầu lớn và có thể bảo đảm độ cứng vững của bản thân cầu trục.

2. Tính toán

2.1. Xác định lực cản chuyển động của xe lăn và máy trục

Khi xe lăn hay máy trục di chuyển trên đường ray với vận tốc không đổi, chúng cần thắng lực cản do ma sát lăn của bánh xe, do ma sát trong ổ trục, do gió và do độ nghiêng của đường ray gây ra. Lực cản chuyển động của xe lăn:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \text{ (kG)} \quad (4.4)$$

trong đó

W_1: lực cản do ma sát lăn của bánh xe trên ray;

W_2: lực cản do ma sát trong các ổ trục;

W_3: lực cản do gió;

W_4: lực cản do độ nghiêng của đường ray.

Công thức xác định lực cản:

$$W = \beta(Q+G)\frac{fd+2\mu}{D} + q(F_1+F_2) + \alpha(Q+G) \quad (4.5)$$

với

Q: trọng lượng vật nâng, (kG);

G: trọng lượng xe lăn hoặc máy trục, (kG);

d: đường kính ngỗng trục, m;

D: đường kính bánh xe, m;

f: hệ số ma sát;

μ: hệ số ma sát lăn, thứ nguyên là chiều dài, cm;

q: áp lực gió, N/m^2;

F_1: diện tích chắn gió của xe lăn, m^2;

F_2: diện tích chắn gió của vật nâng, m^2;

α: góc nghiêng của đường ray, thường lấy: α = 0,002 – 0,003 rad.

2.2. Công suất động cơ điện

Công suất động cơ điện được xác định theo thời kì chuyển động ổn định:

$$N = \frac{W.v_d}{60.102\eta} \text{ (kW)} \quad (4.6)$$

trong đó

v_d: vận tốc di chuyển của xe lăn hay máy trục, m /ph;

η: hiệu suất của cơ cấu di chuyển.

Theo trị số N chọn động cơ điện thích hợp trong các bảng đặc tính kỹ thuật của động cơ điện.

2.3. Tỉ số truyền của các bộ truyền

Tỉ số truyền các bộ truyền:

2.3. Tỉ số truyền của các bộ truyền

Tỉ số truyền các bộ truyền:

$$i = \frac{n_{dc}}{n_{bxe}}$$

trong đó

n_{dc}: số vòng quay của động cơ được chọn, v/ph;

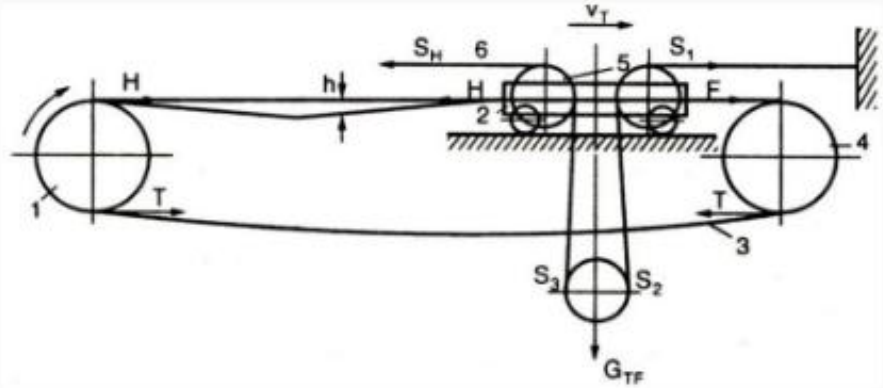
n_{bxe}: số vòng quay của bánh xe, v/ph, tính theo công thức:

$$n_{bxe} = \frac{V_d}{\pi D}$$

với D: đường kính bánh xe, m.

Trên cơ sở tỉ số truyền, thiết kế các bộ truyền động thích hợp.

Ngoài ra còn tính mômen mở máy, mômen phanh, tính trục truyền động theo độ bền, kiểm tra về độ cứng và dao động.



Hình 4.8: Cơ cấu di chuyển bằng dây cáp

Cơ cấu di chuyển bằng cáp kéo thường dùng để di chuyển xe lăn trên cầu trục, cần trục tháp, cổng trục.

Tang 1 của cơ cấu di chuyển đặt cố định cùng với bộ phận dẫn động và nối với xe lăn 2 bằng cáp 3 (hay xích). Đầu kia của xe lăn dây cáp quấn qua ròng rọc 4. Trên xe lăn có đặt các ròng rọc của cơ cấu nâng 5 với dây cáp nâng 6. Khi làm việc tùy theo tang 1 quay thuận hay ngược chiều kim đồng hồ sẽ làm cho xe lăn chạy về phía phải hay trái. Khi đó một đầu cáp 3 quấn vào tang 1, còn đầu kia nhả ra. Trên hình vẽ xe lăn chạy về bên phải. Khi xe lăn chuyển động, dây cáp 6 của cơ cấu nâng sẽ trượt trên các ròng rọc 5, còn vật sẽ di chuyển cùng với xe lăn nhưng không thay đổi độ cao.

Do cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển đặt ngoài xe nên trọng lượng xe lăn rất nhỏ, từ đó mà kết cấu thép cũng giảm nhỏ theo. Khuyết điểm của nó là dây dẫn động 3 dễ bị mài mòn, hiệu suất của cơ cấu tương đối thấp.

Nhờ có dây cáp kéo nên ở đây không cần kiểm tra lực bám và có thể di chuyển trên đường dốc. Tuy nhiên, khi di chuyển, ngoài các lực cản chuyển động do ma sát W_1, lực cản do gió W_2, lực cản do đường ray W_3, còn có thêm lực cản do hiệu lực căng trong các dây cáp nâng W_S, lực cản do độ võng của dây cáp 3 dẫn động:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_S + W_4 \quad (4.7)$$

Lực cản do hiệu lực căng trong các dây cáp nâng được xác định như sau: Nếu vật nâng có trọng tải là Q được treo trên 2 nhánh dây thì:

$$Q = S_2 + S_3$$

Nhưng xe lăn về phía phải, nên: $S_2 = S_3\eta$

trong đó η: hiệu suất của ròng rọc.

Thay S_2 vào trên, ta có:

$$S_3 = \frac{Q}{1+\eta}$$

$$S_4 = \frac{S_2}{\eta} = \frac{Q}{(1+\eta)\eta}$$

$$S_1 = S_2\eta = \frac{Q}{1+\eta}\eta^2$$

Như vậy:

$$W_s = S_4 - S_1 = Q\frac{1-\eta^3}{(1+\eta)\eta}$$

Trong trường hợp tổng quát, vật được treo không phải bằng hai nhánh dây, mà trên a nhánh dây (trong các cơ cấu này a bao giờ cũng là số chẵn) thì lực cản do hiệu của lực căng dây nâng tính theo công thức:

$$W_s = Q\frac{(1-\eta)\left(1-\eta^{a+1}\right)}{\eta\left(1-\eta^{a}\right)}$$

trong đó a: bội suất của palăng.

Lực cản do độ võng dây H tính theo công thức:

$$W_H = H = \frac{ql^2}{8h}$$

trong đó

Ở nhánh không làm việc (nhánh phía trái), lực kéo đòi hỏi cần thêm vào lực W một trị số H. Nhưng mặt khác, chính lực H khi vòng qua tang 1 và 4 sẽ làm giảm lực W ở nhánh bên phải một trị số: $H\eta^2$, với η^2 là hiệu suất của ròng rọc 1 và 4.

Do đó để thắng các lực cản chuyển động của xe lăn không tính đến chuyển động quán tính ta cần đặt lực W ở đầu bên phải xe lăn để kéo xe về bên phải:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_s + H(1 - \eta_1\eta_4)$$

Mômen trên trục tang:

$$M_{tg} = \frac{W.D_{tg}}{2\eta_1\eta_4} = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_s + H(1-\eta_1\eta_4)}{\eta_1\eta_4}.\frac{D_{tg}}{2} \qquad (4.8)$$

trong đó D_{tg}: đường kính trục tang.

Mômen cản chuyển động đưa về trục dẫn:

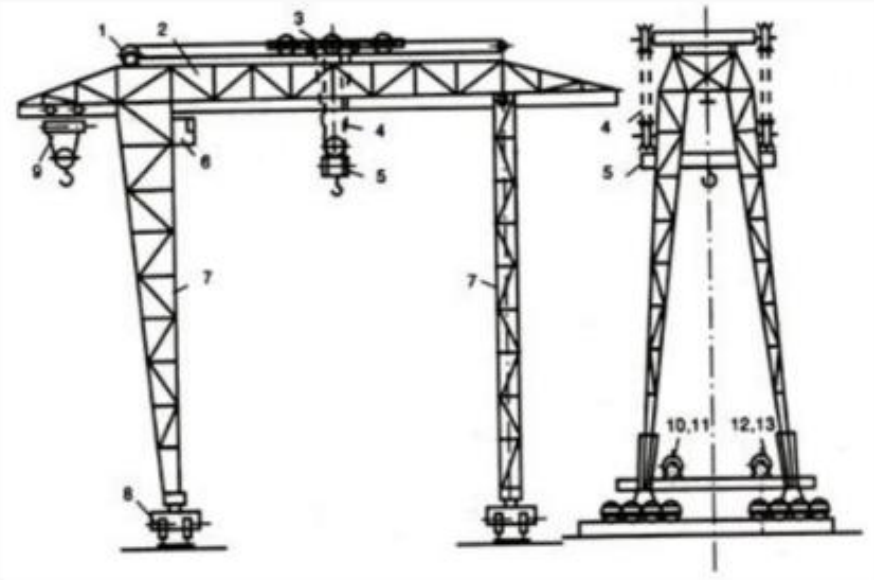
$$M_1 = \frac{M_{tg}}{i_0\eta_0} \qquad (4.9)$$

trong đó: i_0 và η_0 là tỉ số truyền và hiệu suất của cơ cấu.

Theo trị số của M_1 ta xác định công suất của động cơ điện:

1. Cấu tạo

Hình 4.9: Cổng trục



Hình 4.10: Sơ đồ cổng trục

1. Tời điện thuận nghịch

2. Nhịp cầu

3. Xe lăn

4. Đòn ngang

5. Ròng rọc di động

6. Buồng lái

7. Chân cổng

8. Bệ bánh xe

10÷13. Các máy tời

Cổng trục thường dùng để làm công tác bốc dỡ tại các kho, các sân đúc cấu kiện, các bãi lắp ráp kết cấu và thiết bị công nghiệp. Trong xây dựng công nghiệp nó được dùng để lắp ráp thiết bị nặng, để đổ bê tông,...

Kết cấu chịu lực của cổng trục gồm nhịp cầu 2 và chân cổng 7. Trên cầu chạy xe con mang vật 3. Dưới chân cổng có bệ bánh xe 8 chạy trên ray. Đối với những cổng trục có sức nâng lớn và nhịp lớn thì cầu của nó có kết cấu dàn thép không gian, tiết diện chữ nhật hay tam giác, xe con chở vật chạy trên cánh thượng hay cánh hạ của cầu. Có loại cổng trục mang cả 2 loại xe con này: xe con chính 3 chạy trên cánh thượng, xe con nhỏ 9 chạy trên cánh hạ của dàn cầu.

Có loại cổng trục có công xôn ở 2 đầu hoặc không có công xôn; chiều dài công xôn tới 25 ÷ 30% chiều dài nhịp và xe con 9 chạy ra tới đầu công xôn.

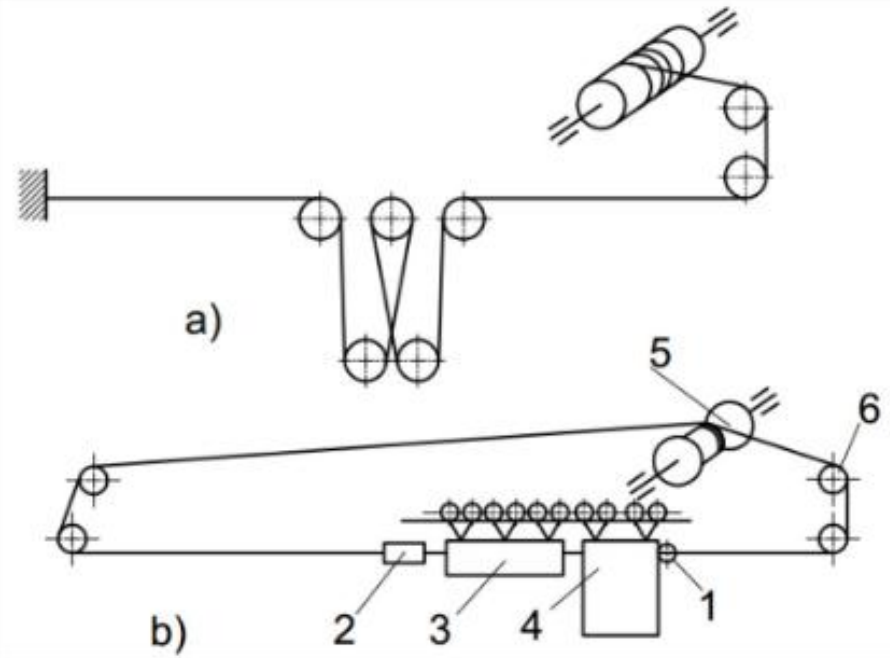
Ở những cổng trục lớn thì chân cổng liên kết cứng với nhịp cầu, còn chân kia liên kết khớp. Dùng khớp để tránh hiện tượng các bánh xe bị kẹt khi nhiệt độ thay đổi hoặc khi vị trí đường ray thay đổi. Nếu khẩu độ giữa hai chân cổng nhỏ thì cả 2 chân cổng được liên kết cứng vào dàn cầu.

Sức nâng của các cổng trục từ 2 đến 40 T. Khẩu độ từ 7 đến 40 m. Chiều cao nâng 7 ÷ 16 m. Đặc biệt nó có tốc độ chậm dùng trong lắp ghép để nâng hạ vật 0,05 ÷0, 1 m/ph và di chuyển xe con, cổng trục 0,1 m/ph.

2. Cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển

2.1. Cơ cấu nâng

Cơ cấu nâng của cổng trục có thể được đặt trên xe con hoặc ngoài xe con như hình 4.11.



Hình 4.11: Sơ đồ mắc cáp trên xe lăn di chuyển bằng cáp kéo:

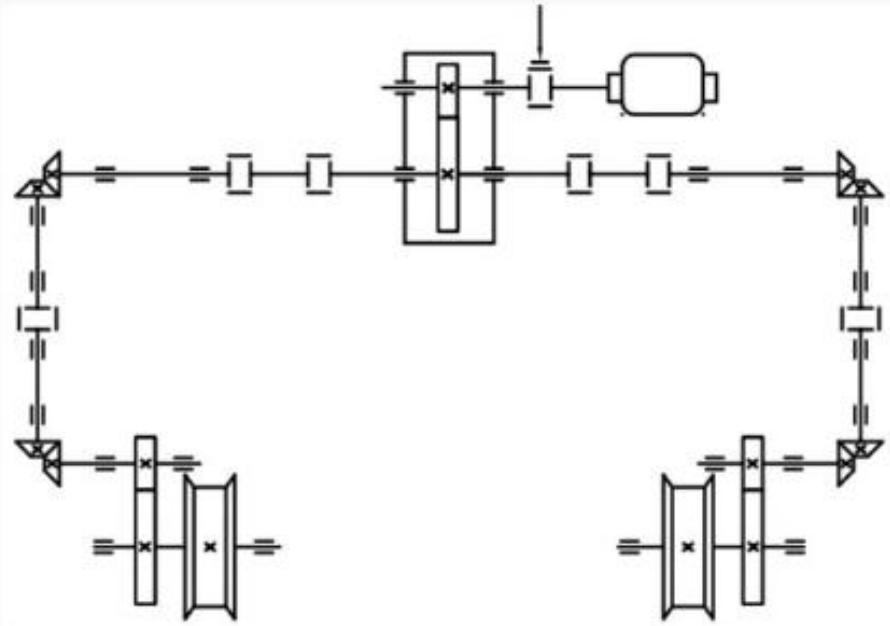
a - Cơ cấu nâng vật b - Cơ cấu di chuyển xe lăn

2.2. Cơ cấu di chuyển xe con

Xe con mang vật được kéo chạy bằng dây cáp và tời điện thuận nghịch 1 (như hình 4.13). Vật nặng được nâng bằng hai ròng rọc 4, đặt đối xứng ở hai dạng biên của cầu và bằng một đòn ngang 5. Để giảm tải trọng cho cầu, các tời nâng vật và tời di chuyển xe con (10 – 13) được đặt vào tì chân của cổng trục như hình 4.10. Cơ cấu di chuyển xe con bằng cáp kéo thường đặt ngoài xe con như hình 4.13b.

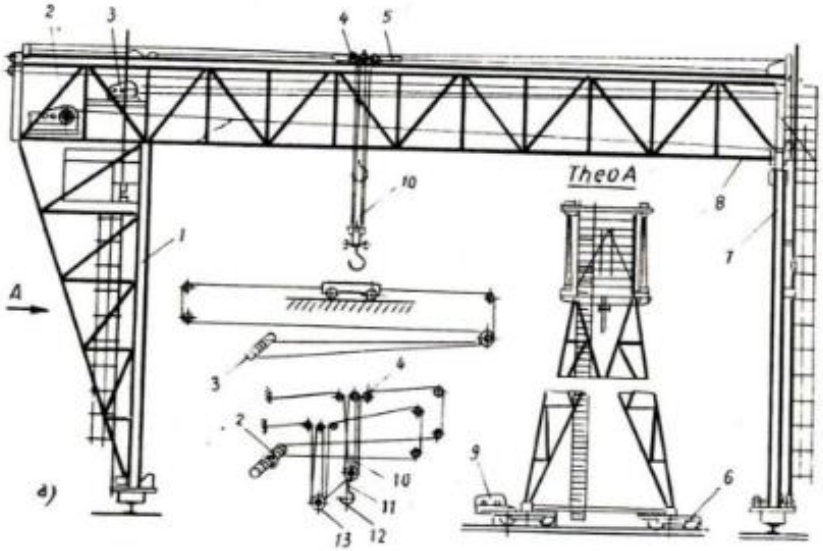
2.3. Cơ cấu di chuyển cổng trục

Một số cổng trục loại nhỏ có cơ cấu di chuyển cổng trục dùng phương án dẫn động chung và cơ cấu đặt trên dầm cầu như hình 4.12.



Hình 4.12: Sơ đồ cơ cấu di chuyển cổng trục

Cổng trục hiện đại thường dùng cơ cấu di chuyển có hộp giảm tốc đặt đứng hoặc hộp giảm tốc trục vít như hình 4.13.



Hình 4.13: Sơ đồ cấu tạo cổng trục và các cơ cấu nâng, di chuyển

IV. ỨNG DỤNG

Xác định năng suất của cầu trục và cổng trục

Nội dung:

Xác định hệ số sử dụng tải trọng của cầu trục, xác định thời gian trong một chu kỳ làm việc và xác định năng suất của cầu trục.

Số liệu cho trước:

Tải trọng nâng, tải trọng nâng trung bình, tốc độ nâng, tốc độ di chuyển xe lăn, tốc độ di chuyển cầu trục, chiều cao nâng, chiều dài di chuyển xe lăn, chiều dài di chuyển cầu trục.

Phương pháp tính:

• Năng suất sử dụng của cầu trục:

$$N_{sd} = Q.n.k_Q \text{ (tấn/giờ)} \quad (4.11)$$

trong đó

Q: trọng tải nâng, tấn;

n: số chu kỳ làm việc trong 1 giờ;

k_Q: hệ số sử dụng tải trọng, ?

• Số chu kỳ làm việc trong 1 giờ:

$$n = \frac{3600}{t_{ck}} \quad (4.12)$$

trong đó t_{ck} (s): chu kỳ làm việc.

$$t_{ck} = k_1 k_2 \left(\frac{2H}{v_1} + \frac{2L_1}{v_2} + \frac{2L_2}{v_3} \right) + \sum t_p \quad (4.13)$$

k_2: hệ số tính đến hiệu quả kết hợp các chuyển động trong chu kỳ: $k_2 = 0,8 \div 0,85$;

L_1: chiều dài quãng đường di chuyển xe lăn (m);

L_2: chiều dài quãng đường di chuyển cầu trục (m);

v_1, v_2, v_3: tốc độ nâng vật, di chuyển xe lăn, cầu trục (m/s);

Σt_p : tổng thời gian các công việc làm bằng tay trong chu kỳ, bao gồm: thời gian móc vật nâng (60s), thời gian định vị vật nâng vào vị trí cần thiết (180s), thời gian tháo móc treo (30s với Q = 5T; 90s với Q = 10 T; 180s với Q = 15 – 20 T; 270s với Q = 25T; 360s với Q = 40 – 45t).

Bài tập

1. Dựa vào trình tự tính toán cơ cấu nâng dẫn động bằng tay, hãy xác định các thông số của cơ cấu nâng có tải trọng Q = 8000N, palăng đơn lợi lực có bội suất a = 3, hộp giảm tốc 2 cấp có tỉ số truyền i = 12, vận tốc vật nâng v_n = 0,1 m/s.

2. Cơ cấu nâng của cần trục ô tô có sơ đồ dẫn động như hình vẽ và palăng đơn. Palăng có bội suất a = 5, số ròng rọc đổi hướng r = 2, nâng trọng tải Q = 2×10^5 N, hiệu suất của mỗi ròng rọc η_r = 0,95. Vận tốc vật nâng v_n = 0,06 m/s, đường kính tang D_t = 320 mm. Các số răng $z_1 = 1$, $z_2 = 27$, $z_3 = 12$, $z_4 = 54$. Hiệu suất chung của truyền động cơ khí η = 0,9. Hiệu suất của tang η_t = 0,96.

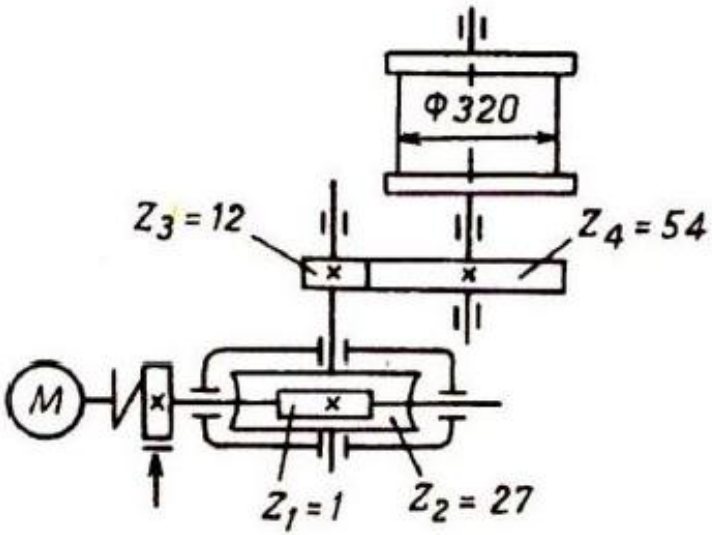
a) Vẽ sơ đồ palăng.

b) Tính S_{max}, lực căng trên nhánh cáp cuốn lên tang

c) Tính hiệu suất của palăng.

d) Xác định công suất trên trục động cơ, tốc độ quay của động cơ.

e) Ưu nhược điểm của vị trí đặt thiết bị phanh? Với cơ cấu làm việc 2 chiều thì nên chọn loại phanh nào?



3. Cơ cấu nâng của cần trục ôtô có sơ đồ dẫn động như

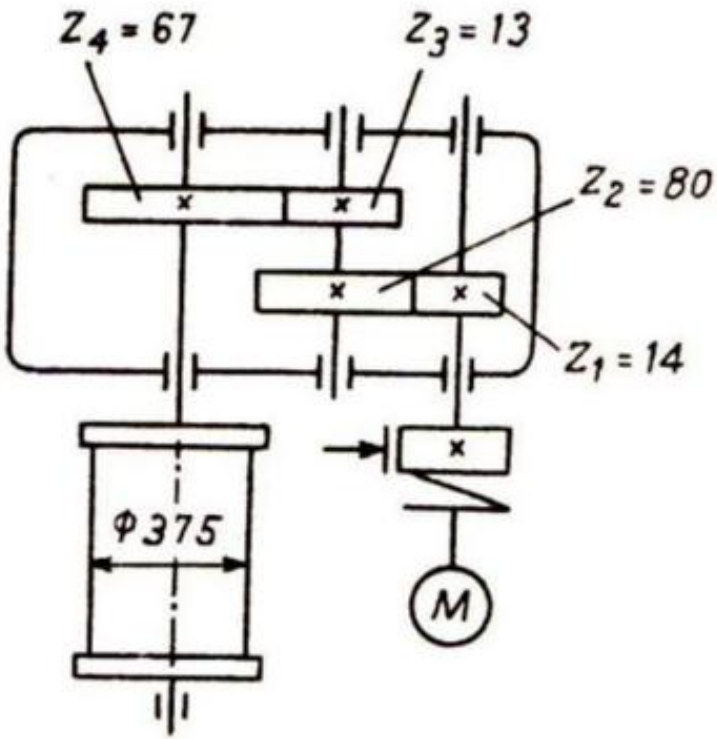
hình vẽ và một papăng đơn. Palăng có bội suấ t a = 5, số ròng rọc đổi hướng r = 2. Đường kính tang D_t = 375 mm. Động cơ có công suấ t N = 20 kW, tố c độ quay n = 730 v/ph. Các số răng Z_1 = 14, Z_2 = 80, Z_3 = 13, Z_4 = 67. Hiệu suấ t chung của hệ thố ng η_0 = 0,75.

a) Tính Q_{max} trọng tải nâng lớn nhấ t

b) Vẽ sơ đồ palăng.

c) Tính S_{max}, lực căng trên nhánh cáp cuố n lên tang để hiệu suấ t của palăng η_P = 0,8 .

d) Ưu nhược điểm của vị trí đặt thiế t bị phanh? Cơ cấ u làm việc 2 chiề u, tính và chọn phanh má điện từ?



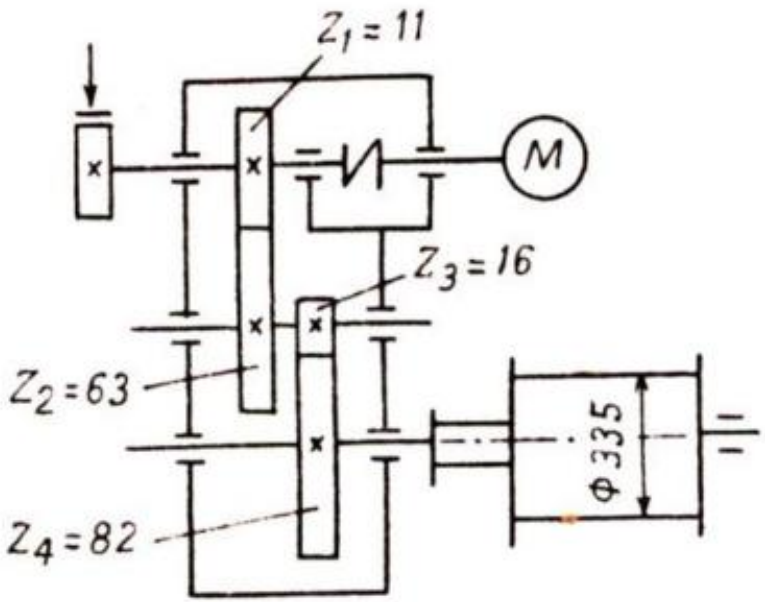
4. Cơ cấ u nâng của cầ n trục ôtô có sơ đồ dẫn động như hình vẽ và một palăng đơn. Palăng có bội suấ t a = 6, số ròng rọc đổi hướng r = 2. Đường kính tang D_t = 335 mm. Động cơ có công suấ t N = 40 kW, tố c độ quay n = 950 v/ph. Các số răng z_1 = 11, z_2 = 63, z_3 = 16, z_4 = 82. Hiệu suấ t chung của hệ thố ng η = 0,8.

a) Tính Q_{max} trọng tải nâng lớn nhấ t

b) Vẽ sơ đồ palăng.

c) Tính S_{max}, lực căng trên nhánh cáp cuố´n lên tang để hiệu suấ´t của palăng băầng ηP = 0,85.

d) Tính và chọn phanh má điện từ.



Chương 5
CẦN TRỤC THÁP

I. CẤU TẠO

1. Đặc điểm

Cầần trục tháp là loại máy trục có cột cao, đỉnh tháp lăắp cầần dài, quay được toàn vòng, dẫn động độc lập. Cầần trục tháp được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực xây dựng nhà cao tầầng, xây dựng công nghiệp, lăắp ráp thiếắt bị trên cao...

Tuỳ theo tính chấắt công việc, cầần trục tháp có các thông sốắ kỹ thuật chủ yếắu như sau:

- Đốắi với cầần trục tháp trong xây dựng nhà cao tầầng: trọng tải vật nâng Q = 3 ÷ 8 tấắn, tầầm với lớn nhấắt L = 20 ÷ 42 m, chiềầu cao nâng H = 32 ÷ 40 m, đặc biệt có thể đếắn 80 m.

- Tốắc độ di chuyển cầần trục v= 15 ÷ 30 m/ph.
- Tốắc độ nâng v = 15 ÷ 30 m/ph.
- Tốắc độ quay n = 0,5 ÷0,8 v/ph.

- Đối với cần trục trong xây dựng công nghiệp, lắp ráp máy: Trọng tải nâng có thể đến 80 tấn, thường từ 5 ÷15 tấn, tầm với lớn nhất L = 31 ÷40 m, chiều cao nâng H = 60 ÷ 80 m.

- Tốc độ di chuyển v = 6 ÷ 9,6 m/ph.
- Tốc độ nâng v = 9,6 ÷ 12 m/ph.
- Tốc độ quay n = 0,16 ÷ 0,32 v/ph.

2. Phân loại

2.1. Theo đặc tính thay đổi tầm với

Theo đặc tính này có thể chia ra:

Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách thay đổi góc nghiêng của cần.

Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách thay đổi vị trí của xe lăn mang vật nâng di chuyển trên cần đặt nằm ngang.

2.2. Theo dạng kết cấu của bộ phận quay

Cần trục tháp có tháp quay.

Cần trục tháp có tháp không quay.

2.3. Theo yêu cầu sử dụng

Cần trục tháp tĩnh tại: đặt cố định tại chỗ.

Cần trục tháp di động: di chuyển trên đường ray chuyên dùng.

3. Cấu tạo

3.1. Cần trục tháp có tháp không quay

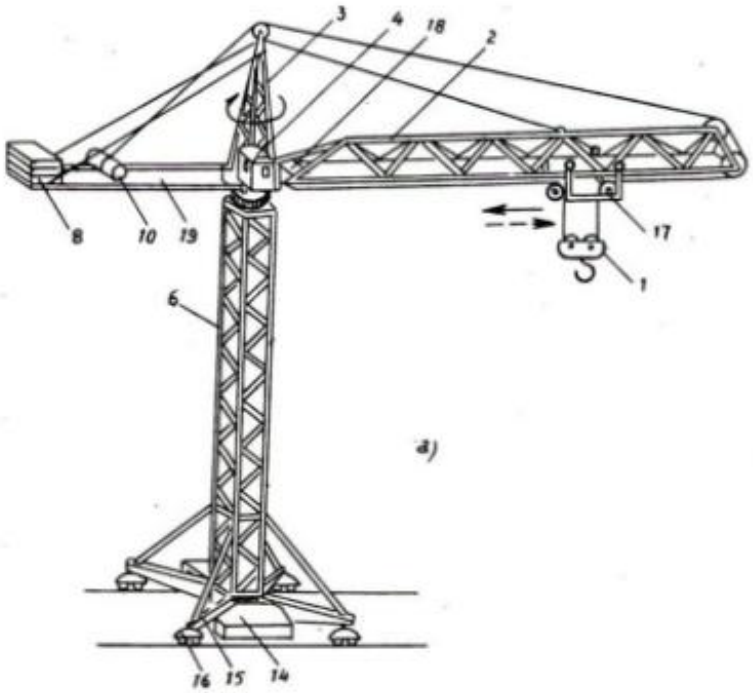
Cần trục tháp có tháp không quay như hình 5.1. Cụm móc treo vật 1, cần 2 đặt nằm ngang để xe lăn 17 di chuyển trên má dưới của cần. Mũ tháp 3 có thể quay tương đối với đỉnh tháp, trên mũ tháp lắp chốt với cần và thanh dầm 19, trên dầm đặt đối trọng 8 và tời nâng hạ vật 10. Bên trong cabin điều khiển 4 đặt các thiết bị điện động lực và điều khiển. Tháp dạng mắt lưới 6. Tời cáp 18 kéo xe lăn mang vật. Đối trọng dằn 14. Khung giá di chuyển 15. Trên 15 đặt các cụm bánh xe thép 16 di chuyển trên đường ray chuyên dùng. Cơ cấu quay gồm có vành răng lớn ghép chặt vào đỉnh tháp, nó được lắp với bánh răng hành tinh của bộ máy quay đặt trên phần quay (mũ tháp).

Ưu điểm:

Không chịu xoắn lớn nên có thể giảm nhẹ kết cấu.

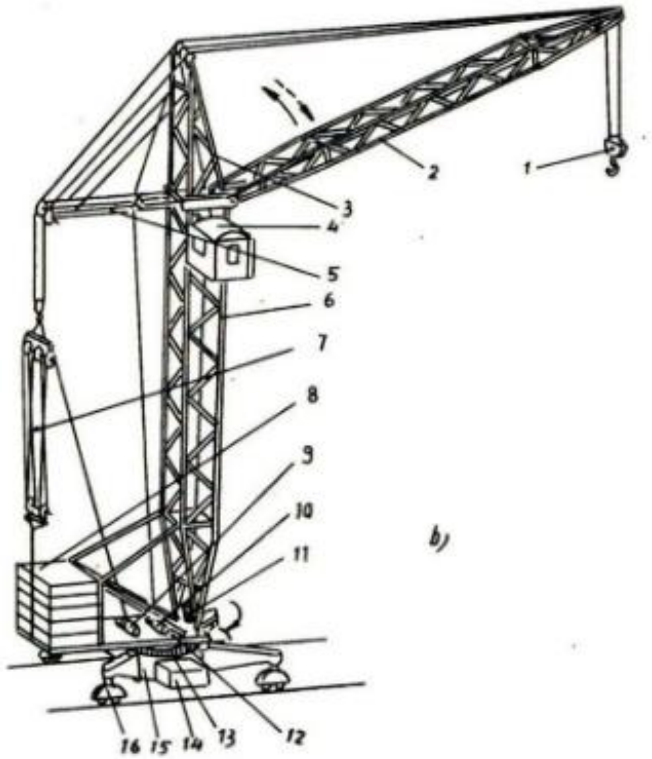
Nhược điểm:

Tính ổn định kém (vì tất cả các bộ máy và đối trọng đều đặt trên cao).



Hình 5.1: Câ`n trục tháp có tháp không quay

3.2. Câ`n trục tháp có tháp quay



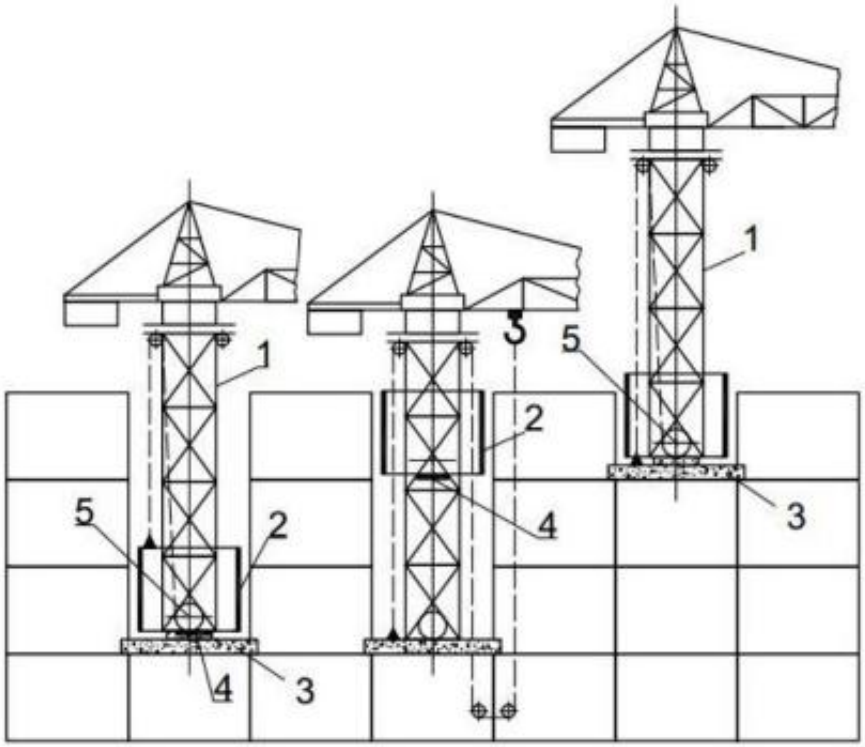
Hình 5.2: Câ`n trục tháp có tháp quay

Câ`n trục tháp có tháp quay (hình 5.2) còn gọi là toa quay, gồ`m có: cụm móc câu 1, câ`n 2, đỉnh tháp 3, cabin điê`u khiển 4, thanh chô´ng 5, tháp 6, palăng nâng câ`n 7, đô´i trọng 8 để chô´ng lật câ`n trục, tời nâng câ`n 9, tời nâng hạ vật 10, bộ máy quay câ`n trục 11, tháp quay 12, bộ phận tựa quay 13, trọng lượng dă`n 14, khung giá di chuyển 15, cụm bánh xe 16 di chuyển trên đường ray chuyên dùng.

3.3. Cần trục tháp tự nâng

Cần trục tháp tự nâng cao như hình 5.3. Tháp 1 đứng trên những thanh dầm 4 mà hai đầu có hai mấu lật 3 để tựa khung nhà. Một khung dẫn 2 lồng bên ngoài tháp, có thể di động xuống thẳng đứng, cũng tựa các dầm ngang 4 có mấu lật, nhưng ở trong mặt phẳng khác.

Một tời 5 kéo khung dẫn 2 hai tầng nhà và đặt nó lên các dầm ngang 4 của nó, sau đó nâng tháp và các dầm ngang của tháp lên hai tầng nhà và tựa lên khung nhà. Cần trục tháp có cấu tạo như vậy không cần phải có tháp cao mà vẫn xây dựng được nhà nhiều tầng.



Hình 5.3: Cần trục tháp tự nâng

1. Tháp; 2. Khung dẫn; 3. Mấu tựa lật; 4. Thanh dầm; 5. Tời nâng khung dẫn.

II. CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI

1. Cấu tạo

1.1. Định nghĩa

Tầm với của cần trục là khoảng cách tính từ đường tâm của móc treo vật (bộ phận mang) đến tâm quay của cần trục hay đến tâm gối đỡ đối với cần trục không quay.

1.2. Cơ cấu thay đổi tầm với kiểu xe lăn

Dùng xe lăn di chuyển dọc cần đặt ngang hay đặt nghiêng một ít. Trường hợp này, để thay đổi tầm với thì xe lăn di chuyển còn cần trục phải giữ nguyên, không thay đổi vị trí trong mặt phẳng thẳng đứng.

Ưu điểm:

- Công suất tiêu hao để thay đổi tầm với nhỏ.

- Giảm hiện tượng làm cho vật lắc.

- Dễ dàng đạt được tầm với nhỏ nhất.

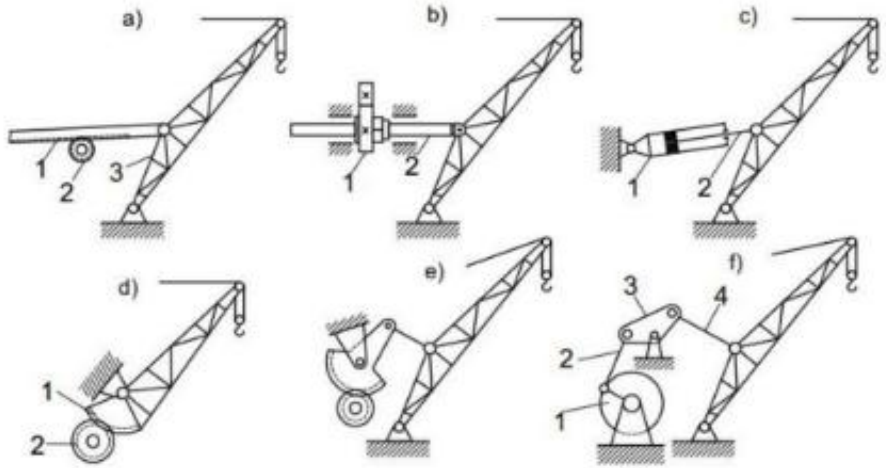
- Hiệu quả làm việc tương đối lớn.

Nhược điểm:

- Trọng lượng của cần lớn.

- Tính cơ động của cần sẽ kém đi khi xung quanh có các kiến trúc cao hơn.

1.3. Cơ cấu thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần



Hình 5.4: Các cơ cấu thay đổi tầm với

Ưu điểm:

- Trọng lượng của cần nhỏ, do đó trọng lượng của cả cần trục nhỏ.

- Tính cơ động của cần trục cao hơn so với cơ cấu thay đổi tầm với kiểu xe lăn.

Nhược điểm:

- Công suất tiêu hao để thay đổi tầm với lớn.

- Gây ra hiện tượng lắc bộ phận mang và vật nâng (do vận tốc không đều).

- Hạn chế về chiều cao nâng và không gian làm việc nhỏ.

- Khó đạt được tầm với nhỏ.

Hình 5.4a: Cơ cấu bánh răng – thanh răng dịch chuyển trong các sóng trượt tự lựa. Đầu thanh răng 1 nối bản lề với cần 3. Cơ cấu này có trọng lượng nhỏ, chế tạo đơn giản nên thông dụng.

Hình 5.4b: Cơ cấu kiểu vít gồm đai ốc dẫn động 1 và vít 2 nối bản lề với cần. Cơ cấu này có trọng lượng nhỏ nhưng phức tạp và đắt trong chế tạo và yêu cầu phải chăm sóc, bảo dưỡng cẩn thận ren vít và đai ốc.

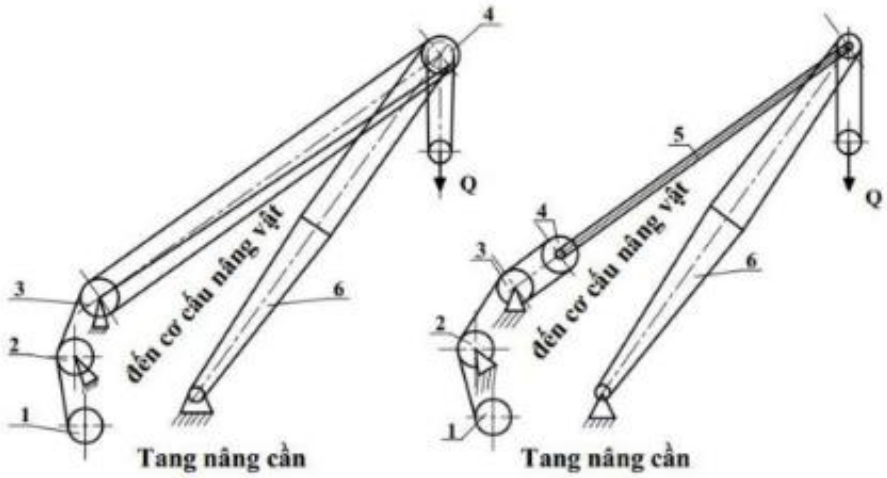
Hình 5.4c: Cơ cấu thuỷ lực gồm có xy lanh 1 có thể quay quanh bản lề, cần 2 của pitông nối với cần bằng bản lề, cơ cấu này làm việc bằng phương pháp kéo. Cơ cấu này làm việc rất êm được rộng rãi trong ô tô và cần trục hiện nay.

Hình 5.4d: Cơ cấu kiểu vành răng hình quạt gồm vành răng hình quạt 1 ăn khớp với bánh răng dẫn 2. Cơ cấu này có thể hạ cần đến vị trí thấp nhất, tuy nhiên cơ cấu rất nặng và cồng kềnh.

Hình 5.4e: Cơ cấu kiểu vành răng – thanh truyền khắc phục nhược điểm của cơ cấu vành răng hình quạt.

Hình 5.4g: Cơ cấu kiểu tay quay - thanh truyền gồm có tay quay 1, thanh truyền 2 nối với thanh lắc 3. Thanh lắc 3 nối với cần nhờ thanh 4. Cơ cấu này bảo đảm an toàn, hạ đến vị trí thấp nhất. Tuy nhiên cơ cấu có trọng lượng lớn nhất.

Cơ cấu nâng cần đơn giản và được dùng phổ biến trong các cần trục quay là cơ cấu nâng cần liên kết mềm với cần như hình 5.5:



Hình 5.5: Cơ cấu nâng cần bằng dây cáp

Cơ cấu này gồm tời nâng cần 1, ròng rọc đổi hướng 2 và palăng nâng cần. Ròng rọc cố định 3, ròng rọc di động 4 có thể đặt trực tiếp trên đầu cần 6 (hình 5.5a) hay đặt trên thanh kéo 5 (hình 5.5b).

Trường hợp hình 5.5a: có kết cấu đơn giản hơn nhưng đòi hỏi phải có chiều dài cáp dài hơn.

Trường hợp hình 5.5b: cho phép sử dụng hết toàn bộ chiều dài dây cáp khi cần được nâng ở vị trí trên cùng và chiều dài dây cáp trong palăng nâng cần nhỏ nhất.

2. Tính toán cơ cấu nâng cần

2.1. Mục đích

Xác định lực tác dụng cần thiết F và lực căng S trên cáp ở vị trí làm việc. Trên cơ sở đó xác định công suất của động cơ và bộ truyền của cơ cấu nâng cần.

2.2. Số liệu cho trước

- Sơ đồ hình học và kích thước của cần, sơ đồ động học của cơ cấu nâng cần.

- Trọng tải của cần, đầu cần phụ, thanh giằng, đối trọng, các thiết bị và chi tiết khác đặt trên cần.

- Trọng lượng bộ phận mang.

- Vận tốc quay của cần trục.

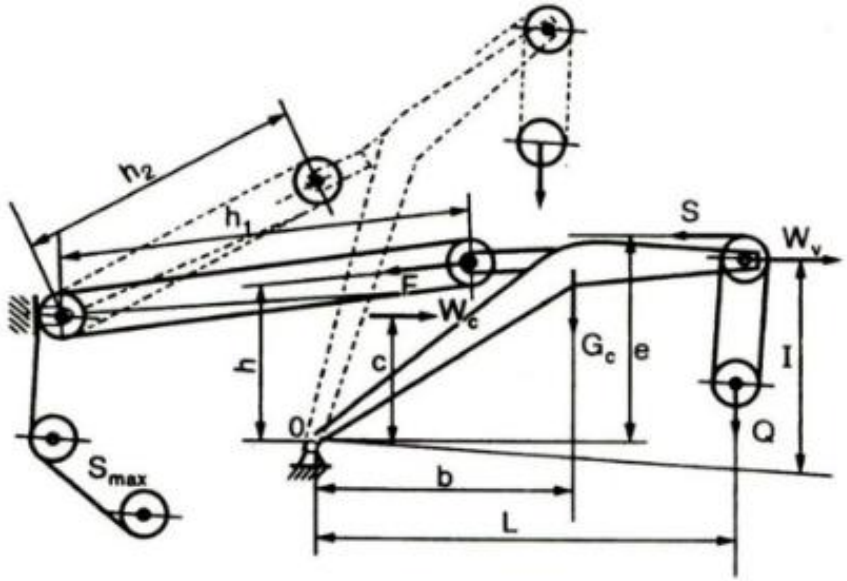
- Thời gian thay đổi tầm với (từ tầm với lớn nhất đến tầm với nhỏ nhất).

- Góc nghiêng của cần trục.

- Chế độ làm việc của cần trục.

2.3. Cách tính

Dưới tác dụng của ngoại lực (không tính đến trọng lượng bản thân cần) cần thẳng chịu nén (hình 5.5), cần gấp khúc chịu nén và uốn (hình 5.6), khi đó thanh 5 đặt vào chỗ gấp khúc của cần.



Hình 5.6: Sơ đồ cơ cấu thay đổi tầm với của cần gấp khúc

Sơ đồ cần gấp khúc như hình 5.6 là trường hợp chung nhất của việc đặt lực cần thiết. Trong trường hợp này lực F cần thiết được đặt dọc theo palăng nâng cần và được xác định từ điều kiện cân bằng khi tính đến tất cả các lực tác động cần ở tầm với tính toán.

Phương trình cân bằng mômen của tất cả các lực đối với khớp quay O có dạng:

$$\Sigma M_O = QL + G_c b - F.h - S.e + W_V.I + W_C.c = o$$

trong đó

Q: trọng lượng vật nâng;

G_c: trọng lượng cần;

S: lực căng cáp của cơ cấu nâng vật;

W_v, W_c: tải trọng gió tác dụng vật và cần;

L, b, h, e, I, c: khoảng cách tương ứng từ lực Q, G_c, F, S, W_v, W_c đến tâm O.

Từ đây ta có lực F cần tìm:

$$F = \frac{Q.L + G_c.b - S.e + W_v.I + W_c.c}{h}$$

Qua công thức ta thấy nếu tăng khoảng cách h và e thì sẽ làm giảm trị số F.

Đối với các cần trục làm việc với vận tốc cao, ngoài các lực kể trên còn phải tính đến lực ly tâm của vật và cần.

Tương tự như cơ cấu nâng, lực căng cáp lớn nhất được tính theo công thức:

$$S_{max} = \frac{F}{a.\eta_p\eta_r} \qquad (5.1)$$

trong đó

a: bội suất của palăng;

η_b: hiệu suất của palăng;

η_r: hiệu suất của ròng rọc;

r: số ròng rọc đổi hướng trong cơ cấu.

Khi thay đổi tầm với từ lớn nhất đến nhỏ nhất, khoảng cách giữa các ròng rọc giảm: $\Delta h = h_1 - h_2$. Khi đó vận tốc quấn cáp trung bình trên tang băng:

$$v_c = \frac{\Delta h.L}{t} \qquad (5.2)$$

trong đó

L: chiều dài dây cáp quấn tang;

t: thời gian thay đổi tầm với.

Thời gian t phụ thuộc vào công dụng, loại và năng suất của cần trục, vào yêu cầu của công việc và có thể lấy theo bảng sau:

Bảng 5.1. Thời gian thay đổi tầm với t

Các loại cần trục	Thời gian thay đổi tầm với t(s)	Vận tốc trung bình v (m/s)
Cần trục cảng (bốc dỡ)	18 ÷ 30	50 ÷ 60
Cần trục cảng (lắp ráp)	60 ÷ 65	20 ÷ 25
Cần trục nổi	120 ÷ 200	20 ÷ 25
Cần trục tháp	25 ÷ 120	4 ÷ 30

Trong trường hợp dùng tang hình trụ ở cơ cấu nâng cần, thì lực F và lực căng cáp S_c được xác định ở vị trí biên và một số các vị trí trung gian, xây dựng biểu đồ tải trọng dẫn động, theo biểu đồ này xác định lực trung bình bình phương tác dụng palăng nâng cần trong chu kỳ làm việc có tải và hạ không tải:

$$S_{ctb} = \sqrt{\frac{S_{ctb1}^2.t_1 + S_{ctb2}^2.t_2 + ... + S_{ctbn}^2.t_n}{\sum t}} \qquad (5.3)$$

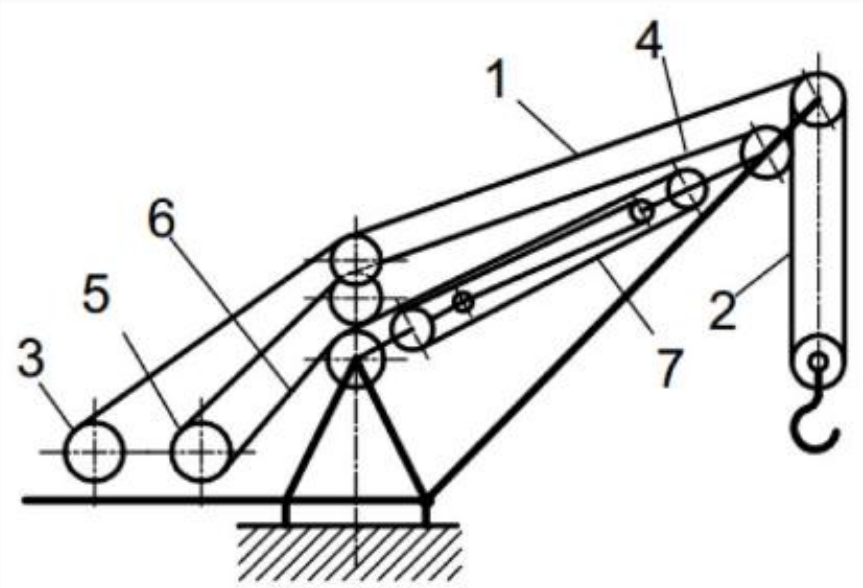
Công suất yêu cầu của động cơ:

$$N_{yc} = \frac{S_{ctb}.V_c}{60.102\eta} \qquad (5.4)$$

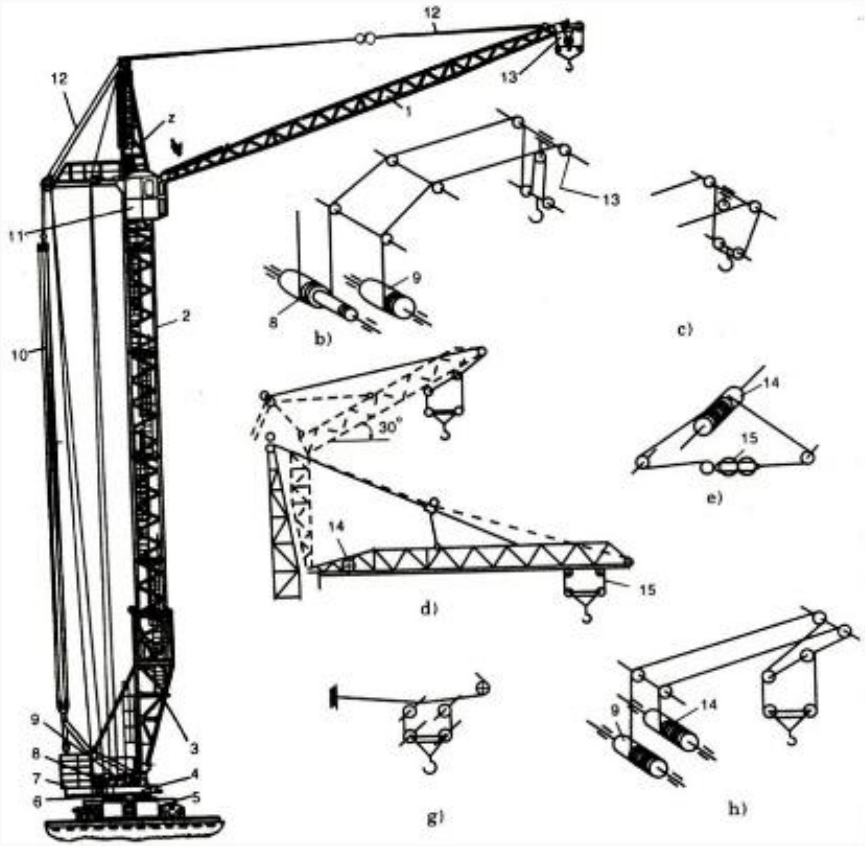
trong đó η: hiệu suất chung của cơ cấu nâng cần.

Lưu ý:

Khi thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần, vị trí đầu cần cũng thay đổi theo phương thẳng đứng. Điều này làm thay đổi vị trí của vật nâng treo ở đầu cần và do khoảng cách từ đầu cần đến tâm quay có sự thay đổi nên công suất của động cơ cũng thay đổi tương ứng. Sự thay đổi độ cao của vật nâng trong quá trình thay đổi tầm với (nâng hạ cần) sẽ gây khó khăn cho người điều khiển, nhất là khi tiến hành các công việc lắp ráp. Để khắc phục nhược điểm này, có nhiều phương pháp bảo đảm vật nâng di chuyển ngang (không nâng hay hạ) trong quá trình thay đổi tầm với. Ở cần trục tháp phương pháp thường sử dụng là liên kết palăng nâng cần với palăng nâng vật như hình 5.7: dây cáp nâng vật 1, một đầu cuốn vào tang 3, đầu kia vào tang nâng cần 5, theo chiều ngược với nhánh cáp 6 của palăng nâng cần 7. Do vậy khi nâng cần, tang 5 cuốn dây 6, đồng thời nhả nhánh 4 của dây nâng vật, đầu cần nâng nhưng dây treo vật dài ra, bù lại độ cao thêm của đầu cần, bảo đảm vật nâng vẫn giữ ở độ cao gần như không đổi.



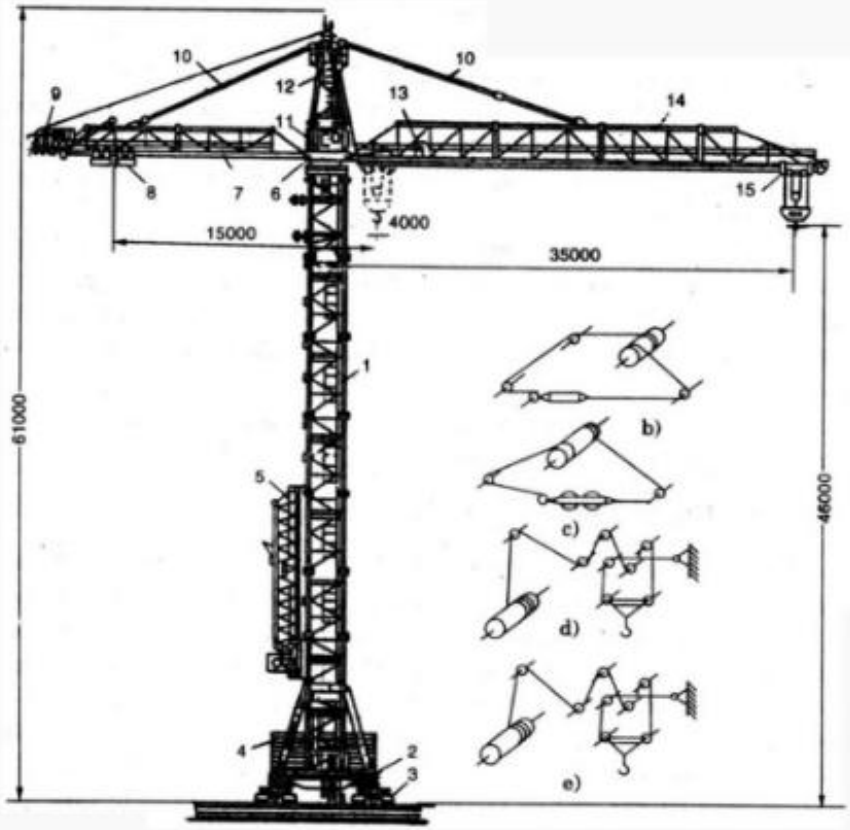
Hình 5.7: Sơ đồ thay đổi tầm với có liên kết hai palăng



Hình 5.8: Cần trục tháp có tháp quay

1. Cần; 2. Tháp; 3. Khung dẫn nâng tháp; 4. Mâm quay; 5. Bệ bánh xe; 6. Vành tựa; 7. Đối trọng; 8. Tời nâng vật; 9. Tời nâng cần; 10. Cáp nâng cần; 11. Cabin; 12. Cáp nâng cần; 13. Ròng rọc; 14. Tời kéo xe lăn; 15. Xe lăn.

a. Cần trục có cần quay cao được; b. Hệ 4 dây cáp nâng vật; c. Hệ 2 dây cáp nâng vật; d. Cần trục có cần nằm ngang và dốc nghiêng với một đoạn gấp khúc; e. Dây cáp kéo xe lăn; g. Dây cáp nâng vật khi cần nằm ngang; h. Dây cáp nâng vật và kéo xe lăn khi cần nằm nghiêng và gập khúc



Hình 5.9: Cần trục tháp có tháp không quay

a. Cần trục tháp; b. Dây cáp di chuyển đối trọng; c. Dây cáp di chuyển xe lăn; d. Hệ 4 dây cáp nâng vật; e. Hệ 2 dây cáp nâng vật.

III. ỨNG DỤNG

1. Xác định tốc độ các chuyển động cơ bản của cần trục tháp

1.1. Nội dung

Xác định tỉ số truyền của từng cơ cấu và xác định tốc độ các chuyển động cơ bản của cần trục tháp.

1.2. Cách tính

- Vẽ sơ đồ dẫn động các cơ cấu của cần trục tháp đã cho.

- Tỉ số truyền chung của từng cơ cấu:

$$i = i_1.i_2...i_n = \frac{Z_2.Z_4...Z_{2n}}{Z_1.Z_3...Z_{2n-1}}$$

- Tốc độ quay của tang nâng vật, tang nâng cần, tang kéo xe lăn và của cần trục:

$$n = \frac{n_{dc}}{i} \qquad (v/ph)$$

trong đó

n_{dc}: tốc độ của động cơ (v/ph);

i: tỉ số truyền của từng cơ cấu tương ứng.

- Tốc độ cuốn cáp của tang nâng vật, tang nâng cần, tang kéo xe lăn và tốc độ di chuyển cần trục:

$$v = \frac{\pi.D.n}{60}$$

2. Xác định năng suất ca của cần trục tháp

2.1. Nội dung

- Xác định chiều cao nâng cần thiết, chọn cần trục;

- Xác định năng suất ca của cần trục khi không kết hợp và có kết hợp các chuyển động;

- Xác định chu kỳ làm việc khi có và không kết hợp các chuyển động;

- Xác định hiệu quả của việc kết hợp các chuyển động khi cần trục tháp làm việc.

2.2. Số liệu cho trước

Các số liệu cho trước bao gồm: trọng tải vật nâng, các chiều cao nâng vật, thời gian các việc làm bằng tay, quãng đường di chuyển cần trục.

2.3. Cách tính

• **Tính chiều cao nâng:**

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \quad (5.5)$$

trong đó

h_1: chiều cao nâng vật đến chỗ lắp ráp, m;

h_2: chiều cao nâng vật trên chỗ lắp ráp, theo điều kiện an toàn:

$$h_2 = (2,5 \div 3)\ m;$$

h_3: chiều cao của vật nâng, m;

h_4: chiều cao dây buộc vật nâng, m.

Dựa trên chiều cao nâng H và trọng tải vật nâng Q, chọn loại cần trục theo bảng 5.2.

Bảng 5.2. Đặc tính kỹ thuật của cần trục tháp

Thông số	KB - 160	KB - 308	KB - 403	KB - 503	KB - 405
1. Tải trọng nâng, T	5 ÷ 8	3,2 ÷ 8	5 ÷ 8	7,5 ÷ 10	4,8 ÷ 8
2. Tầm với, m	13 ÷ 25	4,5 ÷ 25	5,5 ÷ 30	7,5 ÷ 35	11 ÷ 30
3. Tầm với ứng với tải trọng nâng lớn nhất, m	13	4,5	5,5	7,5	11
4. Mômen tải lớn nhất, T.m	160	100	112,5	280	135
5. Chiều cao nâng, m	41 - 55	32,5 - 42	41 - 57,5	53 – 67,5	54 - 70
6. Tốc độ, m/s:					
- Nâng, hạ	0,33; 0,6	0,3; 0,6	0,37	0,5	0,37
- Lắp ráp	$6,7.10^{-2}$	8.10^{-2}	8.10^{-2}	5.10^{-2}	8.10^{-2}
- Di chuyển cần trục	0,328	0,3	0,33	0,2	0,33
- Di chuyển xe lăn	-	0,27;0,13	0,25	0,115;0,46	-
7. Tốc độ quay, v/ph	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
8, Trọng lượng chung của cần trục, T	79,5	84	80,5	145	107,2

• **Xác định chu kỳ làm việc của cần trục tháp:**

Khi làm việc không kết hợp các chuyển động, chu kỳ làm việc bao gồm thời gian của tất cả các công đoạn trong chu kỳ, hoặc:

• **Xác định chu kỳ làm việc của cần trục tháp:**

Khi làm việc không kết hợp các chuyển động, chu kỳ làm việc bao gồm thời gian của tất cả các công đoạn trong chu kỳ, hoặc:

$$t_{ck} = \sum_{i=1}^{11} t_i$$

Để tăng năng suất của cần trục, có thể kết hợp cùng một lúc một số chuyển động:

$$t_{ck}^{*} = t_{2\ \text{hoặc}\ 4} + t_3 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 + t_9 + t_{10\ \text{hoặc}\ 11} \quad (5.6)$$

trong đó

t_1: thời gian buộc hàng, (s);

t_2: thời gian nâng hàng, (s);

t_3: thời gian quay, (s);

t_4: thời gian di chuyển cần trục, (s);

t_5: thời gian hạ hàng xuống vị trí lắp ráp, s;

t_6: thời gian giữ hàng trên móc treo ở vị trí lắp ráp để chỉnh và cố định, s;

t_7: thời gian dỡ móc treo và dây chằng khỏi hàng, s;

t_8: thời gian nâng móc treo và dây chằng trên vị trí lắp ráp, s;

t_9: thời gian quay cần trục về vị trí cũ, s;

t_{10}: thời gian di chuyển cần trục không tải ngược lại, s;

t_{11}: thời gian hạ móc treo, s.

Thời gian nâng hàng:

$$t_2 = \frac{h_1 + h_2}{v_n}$$

với v_n : vận tô´c nâng hàng, m/s.

Thời gian quay:

$$t_3 = \frac{\alpha}{6n_1}$$

với α: góc quay của câ`n trục khi làm việc, độ;

n_1 : tô´c độ quay của câ`n trục, v/ph.

Thời gian di chuyển câ`n trục:

$$t_4 = \frac{L_{dc}}{v_{dc}}$$

với: L_{dc} : chiê`u dài quãng đường di chuyển của câ`n trục, m;

v_{dc} : tô´c độ di chuyển của câ`n trục, m/s.

Thời gian hạ hàng xuô´ng vị trí lă´p ráp:

$$t_5 = \frac{h_2}{v_{h1}}$$

với v_{h1} : tô´c độ hạ hàng, m/s.

Thời gian nâng móc treo vị trí lă´p ráp sau khi dỡ hàng:

$$t_8 = \frac{h_2}{v_n}$$

Các thời gian khác:

$$t_9 = t_3; t_{10} = t_4; t_{11} = \frac{h_1 + h_2}{v_{h2}}$$

trong đó v_{h2} : tô´c độ hạ móc treo, m/s.

• Xác định năng suâ´t ca của câ`n trục, T/giờ:

- Khi có kê´t hợp chuyển động:

$$N_{ca}^* = T.Q.k_Q.k_{tg}.n_k \text{ (T/ca) (5.7)}$$

- Khi không kê´t hợp chuyển động:

$$N_{ca} = T.Q.k_Q.k_{tg}.n_k \text{ (T/ca) (5.8)}$$

trong đó

T = 8 giờ: thời gian 1 ca làm việc;

Q: trọng tải nâng của câ`n trục đã chọn, T;

k_Q = 0,8: hệ sô´ sử dụng tải trọng;

k_{tg} = 0,82 ÷ 0,88 hệ sô´ sử dụng thời gian;

Q: trọng tải nâng của cần trục đã chọn, T;

k_Q = 0,8: hệ số sử dụng tải trọng;

k_{tg} = 0,82 ÷ 0,88 hệ số sử dụng thời gian;

n_k, n : số chu kỳ làm việc trong 1 giờ khi có kết hợp và không kết hợp các chuyển động.

$$n_k = \frac{3600}{t^*_{ck}};\ n = \frac{3600}{t_{ck}} \qquad (5.9)$$

Hiệu quả của công việc kết hợp các chuyển động khi cần trục làm việc được đánh giá bằng mức độ tăng năng suất:

Chương 6
BĂNG TẢI

Băng tải là một loại máy vận chuyển liên tục. Băng tải được sử dụng rộng rãi trong các xí nghiệp sản xuất, trên các công trường xây dựng, bến bãi, nhà ga, kho chứa để vận chuyển các loại hàng hóa, vật liệu xốp rời, vật liệu có cục nhỏ, vật liệu dính ướt, các loại hàng kiện,...

Theo công dụng và cấu tạo băng tải được chia ra các loại:

- Băng tải đai: loại này dùng để vận chuyển vật liệu rời, dạng bột, các loại vật liệu loại dạng cục nhỏ và vừa, các loại hàng kiện, bọc gói theo phương nằm ngang hay phương nghiêng với góc nghiêng không lớn.

- Băng tải xích: theo cấu tạo gồm có băng tấm, băng gạt, băng gầu. Chúng được dùng để vận chuyển các loại vật liệu nóng, có độ nhám, các loại hàng cục, hàng kiện lớn theo phương ngang hay phương nghiêng với góc nghiêng nhỏ. Với băng gầu thường dùng để vận chuyển các loại vật liệu bột, hạt theo phương thẳng đứng hay phương nghiêng với góc nghiêng lớn.

Chương 6
BĂNG TẢI

Băng tải là một loại máy vận chuyển liên tục. Băng tải được sử dụng rộng rãi trong các xí nghiệp sản xuất, trên các công trường xây dựng, bến bãi, nhà ga, kho chứa để vận chuyển các loại hàng hóa, vật liệu xốp rời, vật liệu có cục nhỏ, vật liệu dính ướt, các loại hàng kiện,...

Theo công dụng và cấu tạo băng tải được chia ra các loại:

- Băng tải đai: loại này dùng để vận chuyển vật liệu rời, dạng bột, các loại vật liệu loại dạng cục nhỏ và vừa, các loại hàng kiện, bọc gói theo phương nằm ngang hay phương nghiêng với góc nghiêng không lớn.

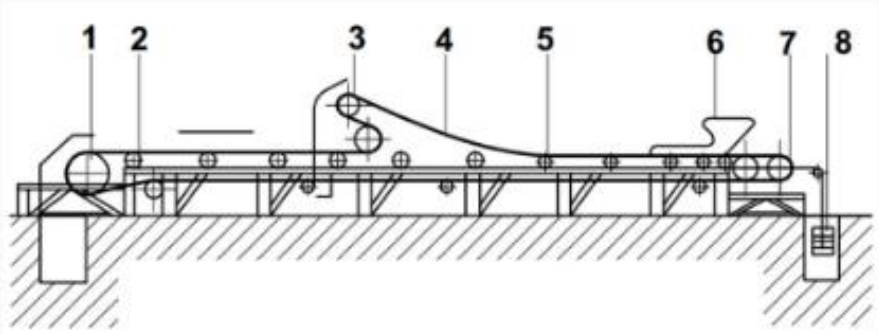
- Băng tải xích: theo cấu tạo gồm có băng tấm, băng gạt, băng gầu. Chúng được dùng để vận chuyển các loại vật liệu nóng, có độ nhám, các loại hàng cục, hàng kiện lớn theo phương ngang hay phương nghiêng với góc nghiêng nhỏ. Với băng gầu thường dùng để vận chuyển các loại vật liệu bột, hạt theo phương thẳng đứng hay phương nghiêng với góc nghiêng lớn.

I. BĂNG TẢI ĐAI

1. Cấu tạo

Băng tải đai được sử dụng rộng rãi vì nó có năng suất cao, vận chuyển hàng hóa trong một khoảng cách tương đối xa, kết cấu đơn giản, điều khiển dễ dàng.

Cấu tạo tổng thể của băng tải đai được trình bày ở hình 6.1.



Hình 6.1: Cấu tạo tổng thể của băng tải

1. Tang chủ động; 2. Khung; 3. Thiết bị dỡ vật liệu ra khỏi băng; 4. Băng đai; 5. Con lăn đỡ băng; 6. Phễu rót vật liệu; 7. Tang bị động; 8. Thiết bị căng băng

Khi băng tải làm việc theo phương nghiêng cần phải có thiết bị an toàn để phòng chống băng quay ngược trở lại làm đổ vỡ hàng hóa và gây tai nạn cho người.

Khi cần vận chuyển hàng hóa với khoảng cách xa, người ta dùng nhiều băng tải nối tiếp nhau làm thành một đường dài.

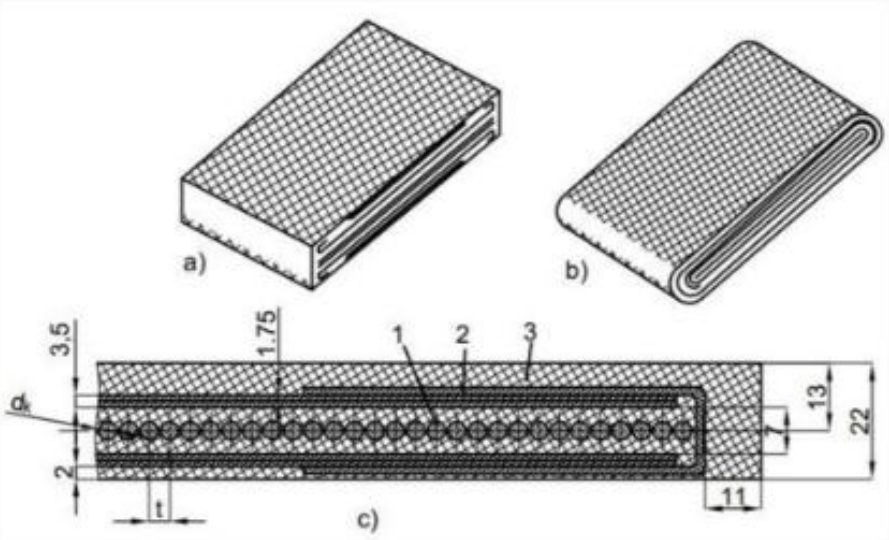
1.1. Băng kéo tải

Băng vừa là bộ phận để chứa và vận chuyển vật liệu vừa là bộ phận kéo. Do vậy băng phải có độ bền cao, trọng lượng riêng nhỏ, chịu uốn tốt, độ dãn nhỏ, thích ứng với tính chất của hàng hóa. Bao gồm các loại:

- Băng vải: ít được sử dụng.

- Băng bông và băng giấy: cũng ít được sử dụng.

- Băng cao su cốt vải: được sử dụng nhiều nhất. Loại băng này gồm một số lớp vải thô bện gắn chặt với nhau và được bảo vệ bằng cách bọc tất cả các phía lại bằng 1 lớp cao su. Băng này dùng để vận chuyển hàng hóa có nhiệt độ từ -250 ÷100°C (hình 6.2)



Hình 6.2: Các loại băng vải cao su

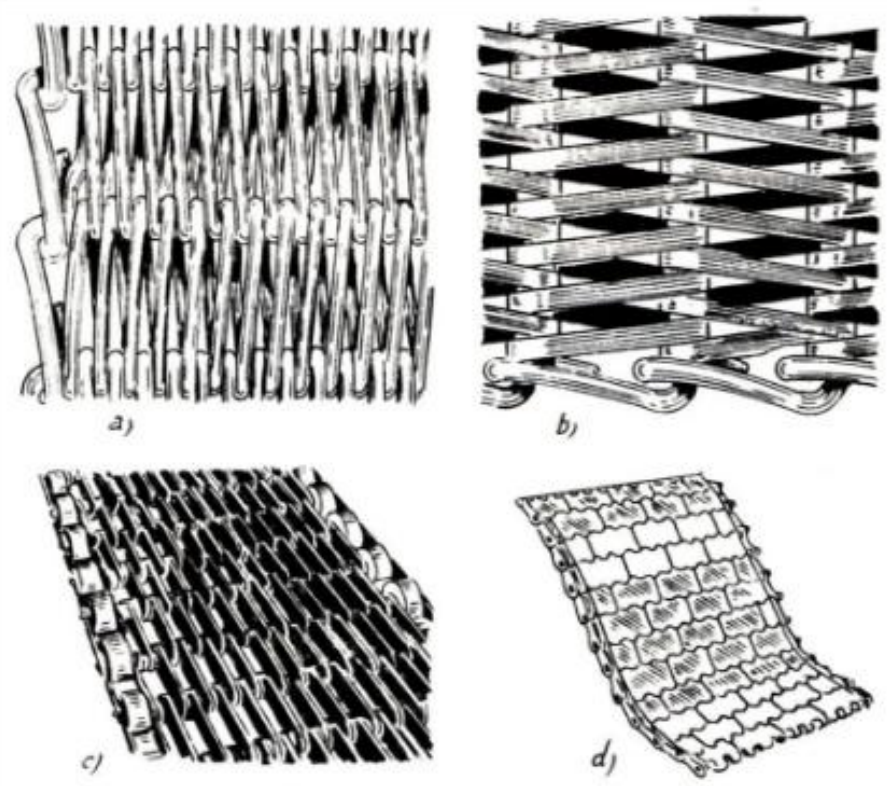
a. Băng có các mạng lưới vải xếp lại với nhau.

b. Băng có mạng lưới vải cuốn.

c. Băng có cốt thép.

- Băng thép: Khi cần vận chuyển các vật liệu nóng, sắc cạnh người ta còn sử dụng các loại băng thép. Băng thép có ưu điểm: ít bị mài mòn khi vận chuyển các vật liệu dạng cục, vật liệu có độ nhám, cho phép vận chuyển vật liệu có nhiệt độ đến 350°C. Ngoài ra còn có thể sử dụng băng thép có bọc cao su. Đặc biệt khi vận chuyển các vật liệu sắc cạnh, mà trong thời gian vận chuyển vật liệu đó cần được sàng hay sấy thì người ta sử dụng loại băng lưới thép sẽ rất thích hợp (hình

6.3)



Hình 6.3: Băng lưới thép

a. Băng gô`m các thanh thép tròn; b. Băng gô`m các thanh phẳng c. Băng gô`m các tấ´m nhỏ phẳng; d. Băng gô`m các bộ phận hình gợn sóng

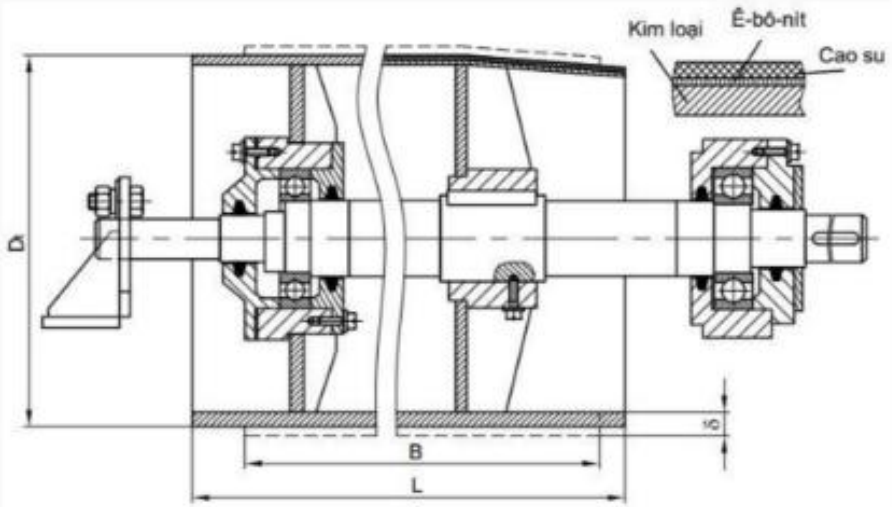
Băng thường được chế´ tạo theo tấ´m có chiê`u dài tới 400 m nhằ`m để giảm bớt chỗ nô´i của băng.

1.2. Tang trô´ng

Trong băng đai, tang trô´ng có hai loại:

- Tang trô´ng chủ động: dùng để truyê`n chuyển động cho băng.

- Tang trô´ng bị động: dùng để kéo căng băng và điê`u chỉnh sức căng của băng.



Hình 6.4: Tang trô´ng của băng tải.

Đường kính và chiê`u dài của tang trô´ng chủ động phụ thuộc vào loại băng. Do vậy căn cứ vào loại băng có thể xác định đường kính Dt và chiê`u dài tang L theo các công thức sau:

Đô´i với băng vải cao su:

$D_t = (120 \div 150)i$ (mm)

$L = B + 100$ (mm)

trong đó

i: số mạng cốt;

B: chiều rộng băng, mm.

Đối với băng thép:

$D_t = (800 + 1200)\delta$ (mm)

$L = B - 100$ (mm)

trong đó

δ: chiều dày của băng, mm;

B: chiều rộng của băng, mm.

Đường kính tang trống bị động:

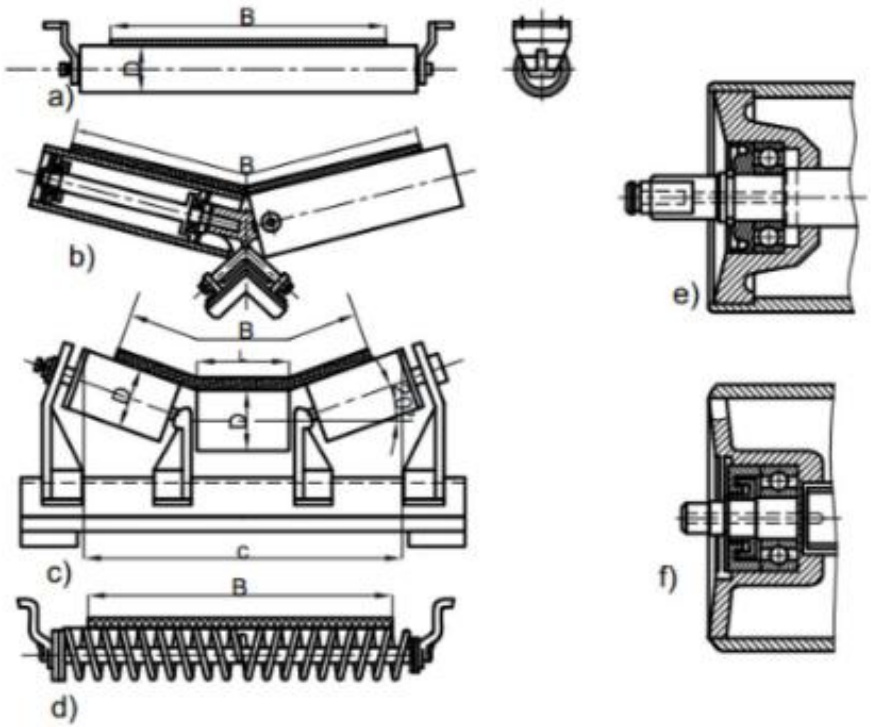
$$D_t^b \geq \frac{2}{3} D_t$$

Các tang trống được đúc bằng gang xám GX 12-28 hay hàn bằng thép CT3. Bề mặt của tang trống được gia công cẩn thận. Đối với băng tải cao su (mặt A trên hình 4), để tăng hệ số ma sát giữa băng và tang trống người ta thường bọc cao su hay các tấm nhôm.

Các tang trống không có bọc (mặt C trên hình 4) có dạng hình côn, còn tang trống bị động không có bọc (mặt D trên hình 4) có dạng hình trụ.

1.3. Con lăn đỡ

Để giảm bớt độ võng của băng người ta đặt các con lăn đỡ dọc theo chiều dài của băng đai. Các con lăn đỡ nhánh làm việc của băng vải hay băng vải cao su: có loại hình phẳng (hình 6.5a), tại mỗi vị trí chỉ có một con lăn; có loại hình máng (hình 6.5b và c), tại mỗi vị trí có thể bố trí 2 hoặc 3 con lăn. Các con lăn đỡ nhánh không làm việc thì chỉ có loại hình phẳng (hình 6.5d).



Hình 6.5: Các loại con lăn đỡ

Các con lăn đỡ hình lòng máng: thường bố trí các con lăn đỡ tạo thành hình lòng máng sao cho các con lăn ngoài cùng có góc nghiêng khoảng 20°. Khi băng tải làm việc với tốc độ lớn và năng suất cao thì góc nghiêng có thể tới 30°.

Các con lăn được chế tạo bằng thép ống hoặc đúc (hình 6.5e và g).

Con lăn được đặt trên ổ lăn hay ổ trượt và quay quanh trục cố định gắn chặt trên giá đỡ của băng.

Để giảm trọng lượng của con lăn người ta có thể giảm đường kính của nó, nhưng như vậy sẽ làm tăng số vòng quay của con lăn, làm cho nó và các ổ trục rất chóng hỏng, vì vậy với các băng chuyền cố định người ta chế tạo các con lăn theo tiêu chuẩn sau:

- Đường kính 102 mm với chiều rộng băng ≤ 650 mm.
- Đường kính 194 mm với chiều rộng băng > 650 mm.
- Đối với các băng tải di động thì:

- Đường kính các con lăn thường là 60,75 và 90 mm.

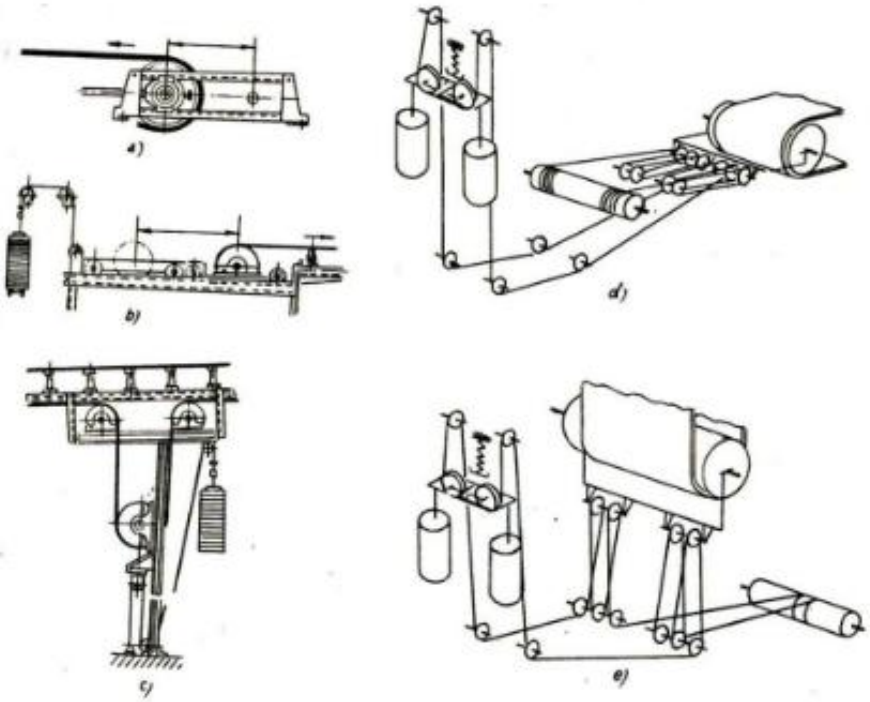
- Để giảm bớt chấn động của vật liệu rơi ở chỗ chất hàng các con lăn đỡ thường được bọc cao su ở ngoài.

1.4. Thiết bị căng băng

Thiết bị căng băng được sử dụng nhằm đảm bảo độ căng của băng và lực ma sát giữa băng và tang trống. Thiết bị căng băng thường có hai loại:

- Thiết bị căng băng kiểu vít (hình 6.6a): loại này thường sử dụng cho các loại băng ngắn. Hành trình của thiết bị căng băng nằm trong giới hạn khoảng từ 1÷ 1,5% toàn bộ chiều dài băng.

- Thiết bị căng băng kiểu đối trọng kéo theo phương ngang hoặc phương đứng (hình 6.6b và c). Loại này thường được sử dụng đối với các loại băng dài. Trong trường hợp này tang trống bị động được đặt trên xe lăn và xe lăn được kéo ra nhờ đối trọng. Để giảm khối lượng của đối trọng người ta sử dụng hệ ròng rọc. Hệ thống này buộc chặt xe lăn của tang trống bị động với ròng rọc.



Hình 6.6: Thiết bị căng băng

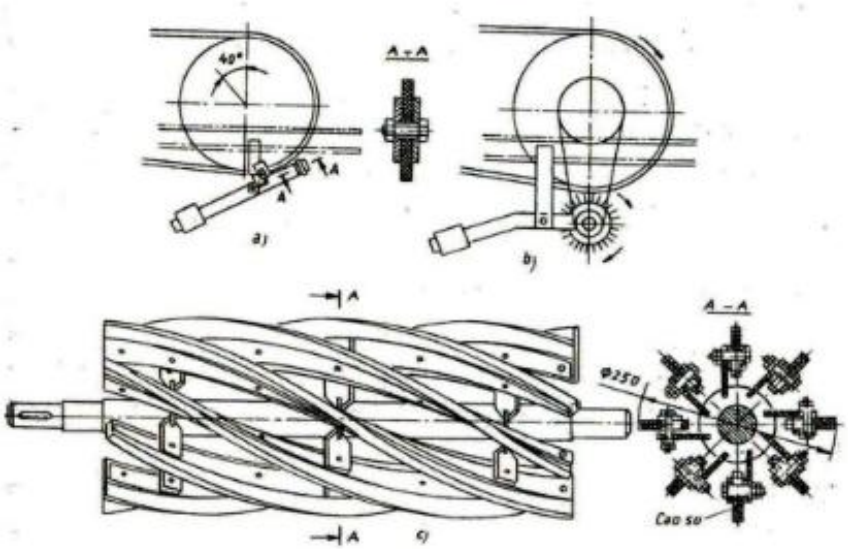
a. Căng băng kiểu vít; b và c. Căng băng kiểu đối trọng; d và e. Căng băng kiểu đối trong qua hệ ròng rọc.

1.5. Thiết bị làm sạch băng

Thiết bị này được trang bị cho băng tải trong trường hợp vận chuyển các loại hàng dính ướt. Trong quá trình vận chuyển, các hàng dính ướt này sẽ dính chặt vào bề mặt của băng làm cản trở chuyển động của nhánh không làm việc trên các con lăn đỡ và tang trống, làm tăng sức cản và làm giảm năng suất của băng tải. Thiết bị làm sạch băng có thể dùng các phương pháp sau:

- Dùng thanh gạt (hình 6.7a).

- Dùng bàn chải: bằng chất dẻo hay bằng thép (hình 6.7b). Phương pháp này làm sạch mặt băng tốt hơn. Ngoài ra, có thể sử dụng bàn chải có các tấm cao su lắp nghiêng (hình 6.7c).



Hình 6.7: Thiết bị làm sạch băng

a. Dùng thanh gạt; b. Dùng bàn chải; c. Dùng bàn chải kết hợp với các tấm cao su.

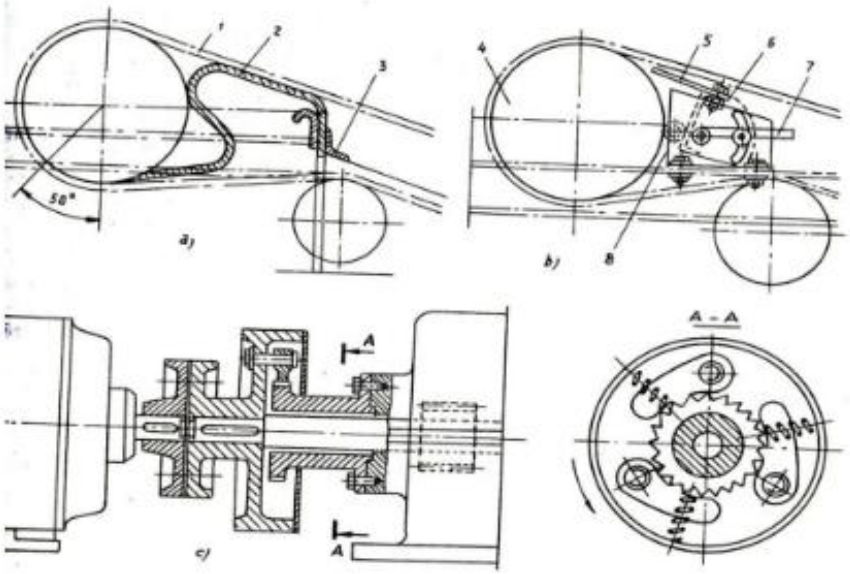
1.6. Thiết bị phanh

Thiết bị này được trang bị cho các băng tải có độ nghiêng. Khi động cơ bất ngờ dừng lại, do băng có độ nghiêng nên dưới tác dụng của trọng lượng hàng hóa có thể làm cho băng tải chuyển động ngược lại xuống phía dưới làm cho hàng hóa bị đổ vỡ và gây tai nạn cho người. Do đó để đề phòng hiện tượng này cần phải dùng thiết bị phanh bằng các phương pháp sau:

- Dùng băng phụ (hình 6.8a): phương pháp này có kết cấu đơn giản, gọn nhưng băng phụ bị mòn và mất dần tính đàn hồi.

- Dùng trục hãm (hình 6.8b): phương pháp này bảo đảm an toàn hơn.

- Dùng thiết bị bánh cóc hãm một chiều tự động (hình 6.8c)



Hình 6.8: Thiết bị hãm (phanh)

2. Tính toán băng tải

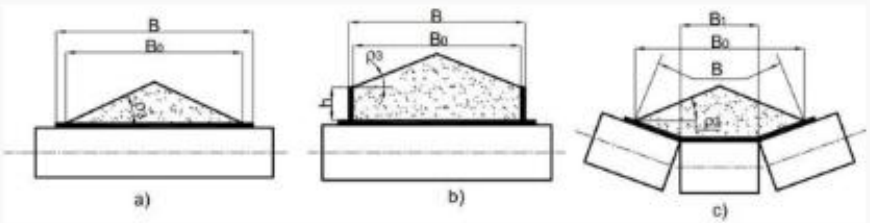
2.1. Vận tốc

Vận tốc của băng tải được chọn phụ thuộc vào năng suất của băng, tính chất của hạt vật liệu và điều kiện làm việc.

Bảng 6.1. Vận tốc của băng đối với băng tải nằm ngang

Loại vật liệu	Vận tốc băng (m/s)
Thóc, gạo, đậu, lúa, mì, ngô, đại mạch, mạch	2,5 ÷ 4,5
Hạt hướng dương	2,0 ÷ 2,5
Hạt bông	1,5 ÷ 2,0
Đậu nành	2,5 ÷ 3,5
Trấu và phế liệu của hạt	0,8 ÷ 1,2
Hàng đóng kiện	0,6 ÷ 1,2

Bảng 6.2. Vận tốc của băng khi tháo liệu qua đầu tang dẫn động



2.2. Năng suất

$$Q = 3600Fv \ (m^3/h) \quad (6.2)$$

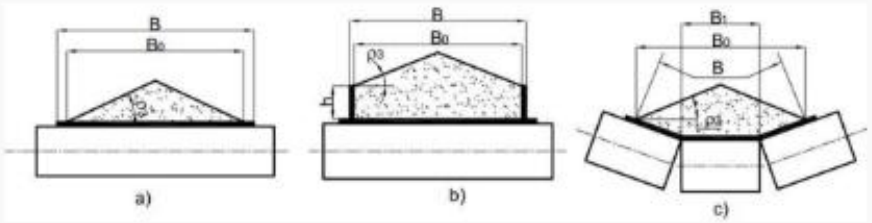
trong đó

F: diện tích tiết diện ngang của lớp vật liệu trên tấm băng khi chuyển động, m^2;

ρ: khối lượng riêng của vật liệu, T/m^3;

v: vận tốc chuyển động của băng, m/s.

Đại lượng F được tính theo hình dạng của băng và kết cấu con lăn đỡ.



Hình 6.9: Sự phân bố vật liệu vận chuyển trên băng

a. Băng không có thành chắn; b. Băng có thành chắn; c. Băng lòng máng.

- Đối với băng bằng không có thành chắn (hình 6.9a):

• Khi góc nghiêng của băng là 10° thì C = 1.

• Khi góc nghiêng của băng là 11° đến 15° thì C = 0,97.

• Khi góc nghiêng của băng là 16° đến 22° thì C = 0,9.

- Đối với băng có thành chắn (hình 6.9b):

Diện tích mặt cắt ngang của dòng vật liệu sẽ bằng diện tích của hình tam giác và diện tích của hình chữ nhật.

- Đối với băng hình lòng máng (hình 6.9c):

Diện tích mặt cắt ngang của dòng vật liệu được tính là tổng của diện tích hình tam giác và diện tích của hình thang

b) Khi vận chuyển các hàng cục, hàng kiện

Năng suất của băng tải được tính theo công thức:

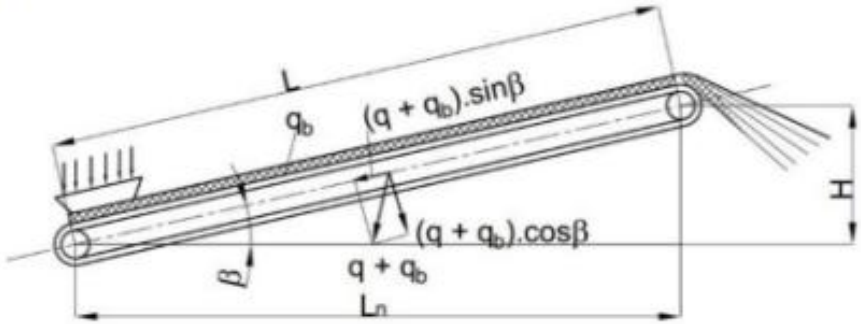
$$Q = 3600v\frac{G_o}{t} \quad (kG/h) \qquad (6.3)$$

$$Q = 3,6v\frac{G_o}{t} \quad (T/h) \qquad (6.4)$$

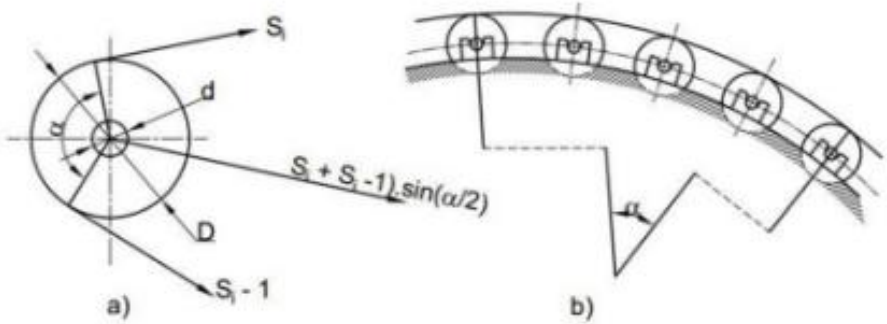
trong đó

G_0 : trọng lượng của một kiện hàng, kG;

2.3. Lực cản của băng tải



Hình 6.10: Sơ đồ tính lực cản của băng tải



Hình 6.11: Sơ đồ tính lực cản của băng tải đoạn cong

Khi làm việc băng tải chịu các lực cản:

- Lực cản ở đoạn thẳng đối với nhánh làm việc:

$W_{lv} = (q+q_b)\cos\beta.g.f.L \pm (q+q_b)\sin\beta.g.L$

$W_{lv} = (q+q_b)gL(f\cos\beta \pm \sin\beta)$

trong đó

q: trọng lượng hàng trên 1m chiều dài (kG/m);

q_b: trọng lượng 1m chiều dài băng (kG/m);

f: hệ số cản di chuyển của băng;

β: góc nghiêng của băng so với phương nằm ngang;

L: chiều dài thực tế của băng (m);

L_n: chiều dài hình chiếu của băng trên phương nằm ngang, $L_n = L\cos\beta$.

Trong công thức tính: dấu + ứng với trường hợp băng chuyển động đi lên và lấy dấu – trong trường hợp băng chuyển động đi xuống.

Trường hợp băng tải chuyển động theo phương nằm ngang:

Khi đó β = 0, ta có: cosβ = 1; sinβ = 0.

Vậy: $W_{lv} = (q + q_b)gLf$

- Lực cản ở đoạn thẳng đối với nhánh băng không làm việc:

Khi đó không có vật liệu trên băng: q = 0

$$W_{oL} = q_b.gL(f.\cos\beta \pm \sin\beta)$$

Trường hợp băng tải hoạt động theo phương nằm ngang:

$$W_{oL} = q_b.g.L.f$$

- Lực cản di chuyển của băng tại đoạn cong:

Tại đoạn cong băng tải có các lực cản do ma sát ở ngỗng trục của tang hay các con lăn đỡ W_t và lực cản do sự uốn của băng W_u.

Lực cản do ma sát ở ngỗng trục:

$$W_t = (S_i + S_{i-1})\frac{d}{D}\mu \sin\frac{\alpha}{2}$$

trong đó

S_i và S_{i-1}: lực căng trên các nhánh băng;

R=D/2);

μ: hệ số ma sát ở các ngỗng trục:

Với ổ lăn μ = 0,025.

Với ổ trượt μ = 0,11.

- Lực cản di chuyển do sự uốn của băng phụ thuộc vào độ cứng của băng. Nó được xác định từ phương trình cân bằng mômen đối với tâm của đường cong:

$$\sum m_0 = S_iR - S_{i-1}R - (S_i - S_{i-1}).r.\mu.\sin\frac{\alpha}{2} - W_uR = 0$$

Từ đó xác định được:

$$W_u = S_i - S_{i-1} - (S_i - S_{i-1})\frac{r}{R}\mu\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$W_u = (S_i - S_{i-1})\left(\frac{S_i - S_{i-1}}{S_i + S_{i-1}} - \frac{r}{R}\mu\sin\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$W_u = \xi(S_i + S_{i-1})$$

trong đó ξ: hệ số độ cứng của băng, xác định từ thực nghiệm.

Do vậy lực cản di chuyển của băng tại đoạn cong sẽ là:

$$W_c = W_t + W_u$$

$$W_c = (S_i + S_{i-1})\frac{d}{D}\mu\sin\frac{\alpha}{2} + (S_i + S_{i-1})\xi$$

$$W_c = (S_i + S_{i-1})\left(\frac{d}{D}\mu\sin\frac{\alpha}{2} + \xi\right)$$

2.4. Công suất của động cơ dẫn động băng tải

Công suất của động cơ điện được tính theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{P.v.k}{102\eta} \qquad (6.5)$$

trong đó

$P = S_V - S_r$: lực vòng, (kG);

S_V, S_r: lực căng trên nhánh vào và nhánh ra của tang chủ động, (kG);

v: vận tốc của băng (m/s);

η: hiệu suất của cơ cấu truyền động;

k = 1,1 ÷ 1,5: hệ số dự trữ công suất.

II. ỨNG DỤNG

Xác định các thông số cơ bản của băng tải

1. Nội dung

Xác định chiều rộng cần thiết của băng tải, tính lực căng băng lớn nhất và số lớp vải cần thiết trong băng, chọn động cơ điện, xác định kích thước của tang dẫn động và tang bị dẫn, chọn hộp giảm tốc.

2. Số liệu cho trước

Bao gồm: loại vật liệu vận chuyển, năng suất, khối lượng riêng của vật liệu, góc nghiêng của băng tải, điều kiện làm việc.

3. Cách tính

• Xác định chiều rộng băng cần thiết theo năng suất băng tải cho trước:

Q: năng suất băng tải, T/h;

ρ: khối lượng riêng của vật liệu, T/m^3;

B: chiều rộng băng tải, m;

c: hệ số tính đến sự giảm năng suất do góc nghiêng của băng tải, có thể chọn như sau: $\beta = 10 \div 15^o$, c = 0,95; $\beta = 16 \div 20^o$, c = 0,9; $\beta = 20 \div 22^o$, c = 0,85;

v: vận tốc băng tải, m/s. Vận tốc v có thể chọn sơ bộ theo bảng hoặc theo số liệu sau: sỏi, đá dăm: v = 1 ÷ 1,5 m/s; xi: v = 0,5 ÷ 1 m/s; ximăng, thạch cao, đá phấn: v = 0,8 ÷1 m/s; cát, đất: v = 1 ÷ 1,25 m/s.

Nếu cho trước kích thước cục lớn nhất của vật liệu vận chuyển dmax thì chiều rộng băng được tính:

$B' \geq 2d_{max} + 0,2m$ đối với vật liệu chưa chọn lọc.

$B' \geq 3,3d_{max} + 0,2m$ đối với vật liệu có chọn lọc.

Như vậy chiều rộng tính toán của băng B_t được lấy theo giá trị lớn hơn từ B và B'. Sau đó chiều rộng băng được chọn theo giá trị tiêu chuẩn (làm tròn số theo số lớn hơn gần nhất):

B_o, m: 0,2; 0,4; 0,5; 0,65; 0,7; 0,8; 0,9; 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2.

Sau khi chọn chiều rộng tiêu chuẩn của băng, vận tốc vận chuyển thực tế sẽ là:

$$v_t = \frac{B_t^2}{B_0^2}.v \qquad m/s \qquad (6.7)$$

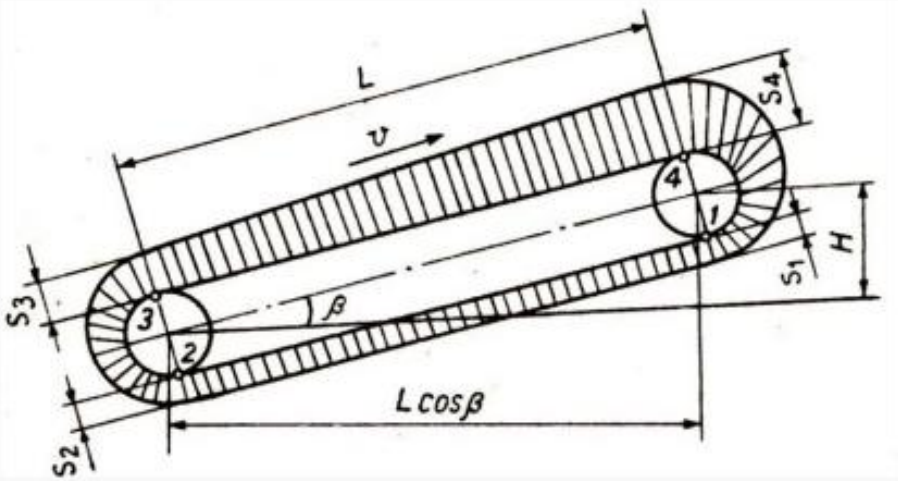
trong đó

B_t : chiều rộng tính toán của băng, lấy giá trị lớn hơn từ B và B_t

B_o: chiều rộng băng chọn theo tiêu chuẩn;

v: vận tốc chọn sơ bộ theo vật liệu vận chuyển.

• Xác định lực căng băng tại các điểm đặc trưng:



Hình 6.12: Sơ đồ tính lực căng trên băng

Trên sơ đồ là các điểm 1, 2, 3, 4. Lực căng băng ở điểm 1 (S_1) là lực căng của nhánh ra của tang dẫn. Ta có:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}$$

trong đó W_{1-2} : lực căng trong nhánh băng không làm việc, N.

Từ điểm 2 đến điểm 3 băng cuốn qua băng bị dẫn:

$$S_3 = k_2 S_2 = k_2 (S_1 + W_{1-2})$$

trong đó k_2: hệ số cản khi băng cuốn qua tang, với góc ôm 180_o, k_2 = 1,05÷ 1,06.

Lực căng băng ở điểm 4 trên nhánh băng làm việc S_4 là nhánh băng vào tang dẫn động:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = k_2 (S_1+W_{1-2}) + W_{3-4}$$

trong đó W_{3-4}: lực căng trong nhánh băng làm việc, N.

Như vậy để xác định lực căng băng S_1 và $S_4 = S_{max}$, ta tính W_{1-2} và W_{3-4}:

$$W_{1-2} = (q_b\cos\beta + q1)\, L\omega - q_b L\sin\beta$$

$$W_{3-4} = [(q+q_b)\cos\beta + q_1]L\omega + (q + q_b)L\sin\beta$$

trong đó

q_b: trọng lượng 1m chiều dài băng, N/m;

q'_1, q_1 : trọng lượng phần quay của các con lăn đỡ trên 1m chiều dài của nhánh không làm việc và có làm việc, N/m;

q: trọng lượng 1m chiều dài của dòng vật liệu vận chuyển trên băng, N/m;

β: góc nghiêng của băng tải;

L: chiều dài băng tải, m;

ω: hệ số cản chuyển động của băng trên con lăn đỡ;

$q_b = (245 \div 340)B_o$ N/m

$q'_1 = 9{,}81m/l_o$ N/m

$q_l = 9{,}81m/l_c$ N/m

$q = 9{,}81Q/(3{,}6v_t)$ N/m

m: khối lượng phần quay của con lăn, kg (tra bảng 6.3);

$l_o = 2{,}5 \div 3{,}0$ m: khoảng cách giữa các con lăn ở nhánh không làm việc;

$l_c = 1{,}1 \div 1{,}5$m: khoảng cách giữa các con lăn ở nhánh có tải;

B_o: chiều rộng băng tải chọn theo tiêu chuẩn, m;

Q: năng suất của băng tải, T/h.

Bảng 6.3. Khối lượng phần quay của con lăn đỡ, loại lòng máng

Chiều rộng băng, m	Loại bình thường		Loại nặng	
	Đường kính mm	Khối lượng m, kg	Đường kính mm	Khối lượng m, kg
0,4	102	10,0	-	-
0,5	102	11,5	-	-
0,65	102	12,5	-	-
0,8	127	22,0	159	45,0
1,0	127	25,0	159	50,0
1,2	127	29,0	159	57,0
1,4	159	50,0	194	108,0
1,6	-	-	194	116,0
2,0	-	-	219	190,0

Hệ số cản chuyển động lấy theo điều kiện làm việc như sau:

- Trong xưởng gạch, không bụi, khô: 0,02.

- Trong xưởng với độ ẩm trung bình, có ít bụi: 0,025.

- Điều kiện làm việc tốt, băng tải di động: 0,03.

- Trong xưởng làm việc với độ ẩm cao hoặc ngoài trời, bụi: 0,04.

Lực căng còn là lực căng của nhánh ra và nhánh vào của tang dẫn.

Theo công thức Euler, ta có:

$$S_4 = S_1 e^{f\alpha}$$

trong đó

f: hệ số ma sát giữa băng tải và tang dẫn;

α: góc ôm của băng trên tang dẫn, rad.

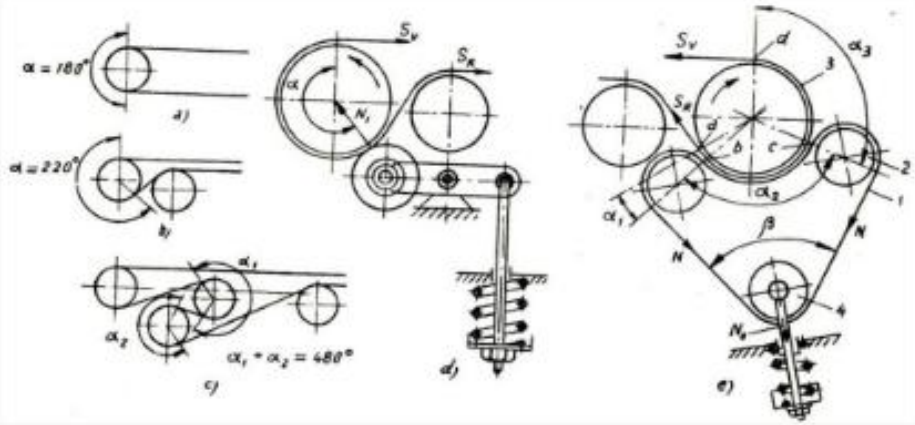
Giá trị của $e^{f\alpha}$ tra theo bảng 6.4:

Bảng 6.4. Giá trị của $e^{f\alpha}$

Góc ôm α		Hệ số ma sát f								
Radian	độ	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
0,83π	150	1,3	1,48	1,78	1,91	2,20	2,5	2,80	3,24	3,64
1,0π	180	1,37	1,60	1,87	2,19	2,57	3,00	3,51	4,11	4,81
1,4π	250	1,52	1,93	2,41	3,00	3,74	4,66	5,81	7,24	9,02
1,5π	270	1,60	2,0	2,57	3,25	4,11	5,15	6,60	8,15	10,50
1,67π	300	1,69	2,19	2,84	3,69	4,58	6,18	8,13	10,50	13,50
1,83π	330	1,78	2,34	3,17	4,21	5,63	7,42	10,00	13,20	17,80
2,0π	360	1,87	2,57	3,51	4,81	6,59	9,02	12,35	16,90	23,14
3,0π	540	2,57	4,11	6,59	10,55	16,90	27,08	43,38	69,49	111,3 2

Để tăng giá trị lực ma sát, ta có thể tăng góc ôm α bằng cách ép băng tải vào tang bằng các thiết bị như hình 6.13.

Để tăng giá trị lực ma sát, ta có thể tăng góc ôm α bằng cách ép băng tải vào tang bằng các thiết bị như hình 6.13.



Hình 6.13: Sơ đồ thiết bị tăng góc ôm băng tải

Như vậy S_1 và S_4 được xác định bằng hệ phương trình sau:

$$S_4 = (S_1 + W_{1-2}).k_2 + W_{3-4}$$

$$S_4 = S_1 e^{f\alpha}$$

• Xác định số lớp vải cần thiết trong băng:

Số lớp vải Z trong băng được xác định từ điều kiện bền kéo:

$$Z = 1,1\frac{S_{max}}{B_0[\sigma']} \qquad (6.8)$$

trong đó

$S_{max} = S_4$: lực căng băng lớn nhất, N;

B_0: chiều rộng băng theo tiêu chuẩn đã chọn, cm;

$[\sigma']$: lực kéo cho phép của một lớp vải có chiều rộng 1 cm, N/cm;

$[\sigma'] = \sigma/k_1$, với σ: giới hạn bền kéo của một lớp vải có chiều rộng 1 cm, lấy theo loại băng: B820 chọn σ = 600 N/cm; OPB chọn σ = 1300 N/cm; vải tổng hợp chọn σ = 3000 N/cm;

k_1: hệ số an toàn lấy theo chiều rộng băng và số lớp vải cho phép.

Đối với mỗi chiều rộng tiêu chuẩn B_0 của băng, người ta thường chế tạo băng với số lớp vải cho phép Z_0 nhất định:

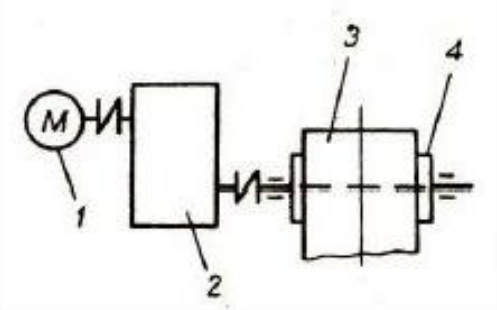
B_o = 0,3 m;	Z_o = 3 ÷ 5
B_o = 0,4 m;	Z_o = 6 ÷ 8
B_o = 0,5 ÷ 0,6 m;	Z_o = 8 ÷ 9
B_o = 0,7 m;	Z_o = 9 ÷ 10
B_o = 0,8 ÷ 0,9 m;	Z_o = 10 ÷ 11
B_o > 1 m;	Z_o = 11 ÷ 12

Từ chiều rộng băng B_0, ta biết số lớp vải Z_0 như trên và từ đó chọn hệ số an toàn k_1 như sau:

Z_o = 2 ÷ 3,	k_1 = 9
Z_o = 4 ÷ 5,	k_1 = 9,5
Z_o = 6 ÷ 8,	k_1 = 10
Z_o = 9 ÷ 12,	k_1 = 11

Như vậy, số lớp vải cần thiết trong băng là giá trị Z tính theo công thức trên và làm tròn đến số nguyên lớn hơn gần nhất. Số lớp vải tìm được phải nhỏ hơn giá trị Z_0 ứng với chiều rộng băng B_0 đã chọn. Nếu theo tính toán, số lớp vải cần thiết Z lớn hơn Z_0 thì phải chọn lại băng có chiều rộng lớn hơn (theo tiêu chuẩn) và tính lại Z.

• Chọn động cơ của băng tải:



Công suất cần thiết của động cơ được xác định theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{P.v_t.k}{102\eta}$$

trong đó

$P = S_4 - S_1$: lực vòng, kG;

S_4, S_1: lực căng trên nhánh vào và nhánh ra của tang chủ động, kG;

v_t: vận tốc của băng (m/s).

η: hiệu suất của cơ cấu truyền động, η = 0,7 ÷ 0,8;

K = 1,1 ÷ 1,5: hệ số dự trữ công suất.

Hoặc tính theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{P.v_t.k}{1000\eta} \qquad (6.9)$$

trong đó $P = S_4 - S_1$: lực vòng (N).

Theo giá trị $N_{đc}$ tra bảng chọn động cơ thích hợp.

• Xác định các kích thước cơ bản của tang:

- Đối với băng vải cao su:

$D_t = (120 \div 150)Z$ (mm)

$L = B_o + 100$ (mm) (6.10)

trong đó

Z: số lớp vải của băng tải;

B_o: chiều rộng băng, mm.

- Đối với băng thép:

$D_t = (800 + 1200)\delta$ (mm)

$L = B_o - 100$ (mm) (6.11)

trong đó

δ: chiều dày của băng, mm;

B_o: chiều rộng của băng, mm.

Đường kính tang trống bị động:

$$D_t^b \geq \frac{2}{3} D_t \qquad (6.12)$$

• Chọn hộp giảm tốc

Tỉ số truyền của hộp giảm tốc:

$$i = \frac{n_{dc}}{n_t}$$

trong đó

$n_{đc}$: tốc độ quay của động cơ, v/ph;

n_t: tốc độ quay của tang dẫn, v/ph.

Thông số	Đơn vị	Giá trị
- Chiều rộng tính toán của băng Bt	m	
- Chiều rộng băng chọn theo tiêu chuẩn B_o	m	
- Số lớp vải cần thiết trong băng Z	lớp	
- Kích thước tang dẫn:		
Đường kính D_{td}	mm	
Chiều dài L_t	mm	
- Đường kính tang cuối, căng băng D_{tc}	mm	
- Động cơ dẫn động:		
Loại	-	
Công suất $N_{đc}$	kW	
Tốc độ quay $n_{đc}$	v/ph	

Câu hỏi ôn tập

1. Khi tính toán băng tải, vận tốc băng tải được chọn phụ thuộc các yếu tố nào của vật liệu cần vận chuyển?

2. Trình bày quy cách để chọn đường kính con lăn, khoảng cách giữa các con lăn trên nhánh băng tải dẫn và bị dẫn?

3. Phạm vi sử dụng các loại băng tải?

4. Thiết bị phanh được trang bị cho băng tải trong trường hợp nào? Các dạng thiết bị phanh của băng tải?

5. Thiết bị làm sạch băng được sử dụng trong trường hợp nào? Các phương án của thiết bị làm sạch băng tải?

6. Điều kiện để chọn động cơ điện dẫn động băng tải?

Bài tập

1. Xác định các thông số cơ bản của băng tải dùng để vận chuyển sỏi đá đã được phân loại có kích thước cục lớn nhất d_{max} = 40 (mm), khối lượng riêng của sỏi 1,5 (T/m^3), chiều dài băng tải L = 40 (m), băng tải đặt nghiêng $\beta = 120^\circ$, vận tốc băng tải v = 1,2 (m/s), đạt năng suất 120 (T/giờ). Điều kiện làm việc có độ ẩm cao.

2. Một băng tải đặt nghiêng một góc 16°, chiều rộng băng 600 (mm), năng suất vận chuyển 120 (T/giờ), vận tốc băng tải v = 1,5 (m/s). Chiều dài băng tải L = 26 (m), vật liệu được dỡ tại tang cuối. Hãy tính công suất trên trục tang dẫn động của băng tải.

3. Một băng tải có chiều dài L = 40 (m), đặt nghiêng một góc $\beta = 12^\circ$, năng suất 125 (T/giờ), chiều rộng băng 650 (mm), vận tốc băng tải v = 1,25 (m/s). Hệ số ma sát giữa tang và băng tải f = 0,2, góc ôm 240°. Hãy tính lực kéo trên nhánh vào, nhánh ra của băng tải và lực vòng trên tang xả liệu ở tang cuối.

Chương 7
VÍT TẢI

Vít tải thuộc loại máy vận chuyển liên tục không có bộ phận kéo. Chi tiết chính của vít tải là cánh vít chuyển động quay trong một vỏ kín có tiết diện tròn ở dưới. Khi vít chuyển động, cánh vít đẩy vật liệu di chuyển trong vỏ. Vật liệu vận chuyển không bám vào cánh vít là nhờ trọng lượng của nó và lực ma sát giữa vật liệu và vỏ máng, do đó vật liệu chuyển động trong máng theo nguyên lí truyền động vít – đai ốc.

Vít tải được sử dụng để vận chuyển các loại vật liệu rời, vật liệu có cục nhỏ (như xi măng, đá dăm, cát, xi,...), vật liệu dính ướt, hỗn hợp bêtông,... với khoảng cách không lớn (30 ÷ 40 m). Vít tải thường có năng suất từ 20 ÷ 40 m^3/h. Năng suất cũng có thể đạt tới 100 m3/h nếu tăng kích thước của vít tải. Vít tải dùng để vận chuyển vật liệu theo phương ngang, thẳng đứng hoặc nằm nghiêng.

Vít tải có các ưu điểm:

- Vật liệu vận chuyển trong máng kín nên không tổn thất rơi vãi.

- An toàn khi làm việc và sử dụng rất thuận lợi cho việc vận chuyển vật liệu nóng và độc hại.

Vít tải có các nhược điểm:

- Hạn chế về năng suất (không quá 100 m3/h).

- Chiều dài vận chuyển không lớn (< 40 m).

- Vật liệu bị nghiền nát một phần khi vận chuyển.

- Tiêu tốn nhiều năng lượng hơn so với băng tải.

1. Cấu tạo, phân loại

Cấu tạo tổng thể của vít tải được trình bày ở hình 7.1.

Động cơ điện quay, chuyển động quay được truyền qua khớp nối và truyền đến hộp giảm tốc, khớp nối và đến vít tải.

Theo phương vận chuyển vật liệu, vít tải được chia ra 2 loại:

- Vít tải nằm ngang.

- Vít tải thẳng đứng.

Theo hình dạng cánh vít, vít tải được chia ra:

- Cánh vít liền với trục (hình 7.2a): loại này thường dùng để vận chuyển các loại vật liệu tơi xốp dạng bột mịn nhỏ như: xi măng, cát khô, bột thạch cao, bột phấn, tro... với tốc độ quay của vít tải 50 ÷ 120 v/ph.

- Cánh vít không liền trục (hình 7.2b): có cánh vít dạng tấm hình xẻng (hình 7.2d) được dùng để vận chuyển vật liệu dạng cục như đá vôi, xi cục...với tốc độ quay của vít tải 40 ÷ 100 v/ph.

- Cánh vít có dạng định hình (hình 7.2c): được dùng để vận chuyển vật liệu dẻo, dính ướt như đất sét ướt, bê tông, dung dịch vữa xi măng... với tốc độ quay của vít tải 30 ÷ 60 v/ph.

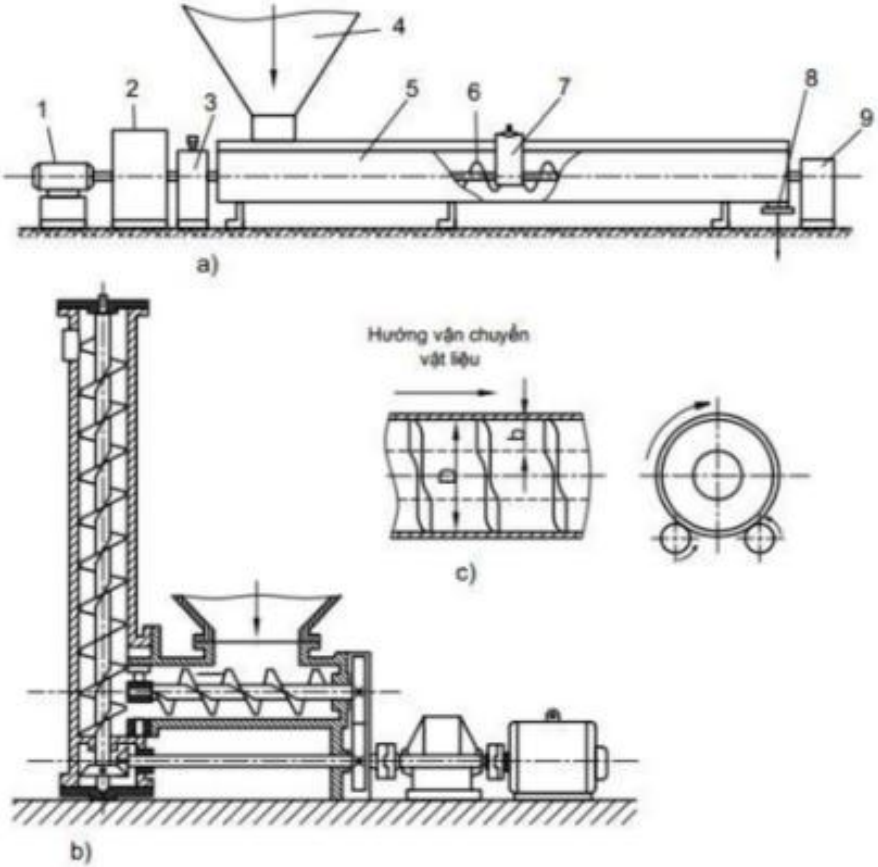
Vít tải thường được chế tạo từ các ống thép và các cánh vít được hàn vào vít. Cánh vít được chế tạo bằng các tấm bằng gang hay thép có chiều dày từ 3 ÷ 6 mm. Kích thước của cánh vít trình bày ở hình 7.3.

Lưu ý: Kích thước tiêu chuẩn của đường kính và bước vít:

• Đường kính vít: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 mm.

• Bước vít: 100, 125, 160, 200, 250, 300 mm

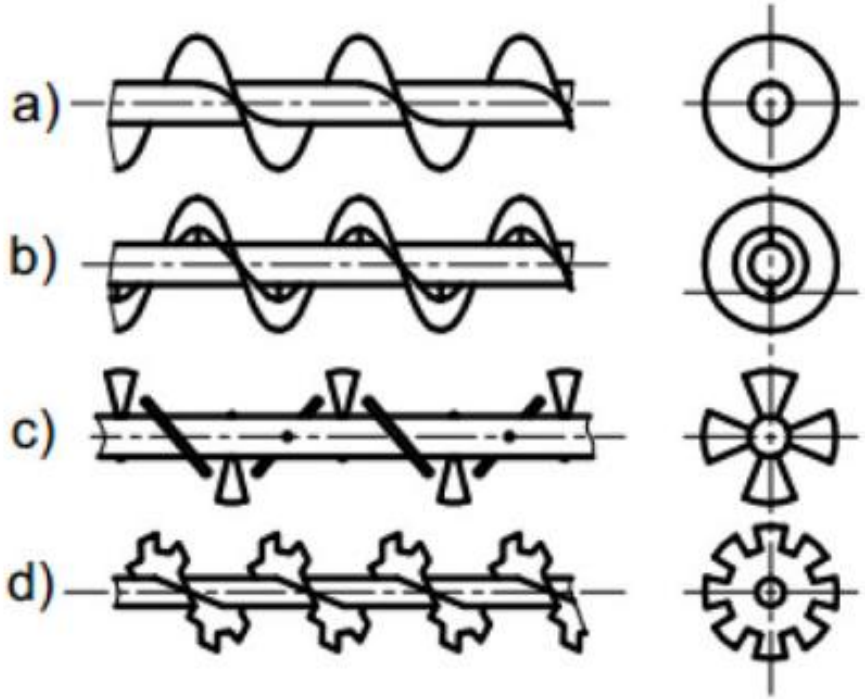
80, 100, 125, 160, 200, 250 mm



Hình 7.1: Cấu tạo vít tải

a. Vít tải vận chuyển vật liệu theo phương ngang; b. Vít tải vận chuyển vật liệu theo phương đứng; c. Ống vận chuyển.

1. Động cơ điện;
2. Hộp giảm tốc;
3. Ổ trục;
4. Phễu nạp vật liệu;
5. Máng dẫn vật liệu;
6. Cánh vít tải;
7. Ổ đỡ trung gian;
8. Cửa ra vật liệu
9. Ổ trục



Hình 7.2: Các dạng cánh vít của vít tải

a. Cánh vít liền trục; b. Cánh vít không liền trục; c. Cánh vít dạng tấm hình lưỡi xẻng; d. Cánh vít có dạng định hình

$$b = \frac{D'_B - d'_B}{2}$$

$$\frac{\pi D_B}{\cos\alpha} = \pi D'_B - \frac{D'_B.\delta}{2} = D'_B\left(\pi - \frac{\delta}{2}\right)$$

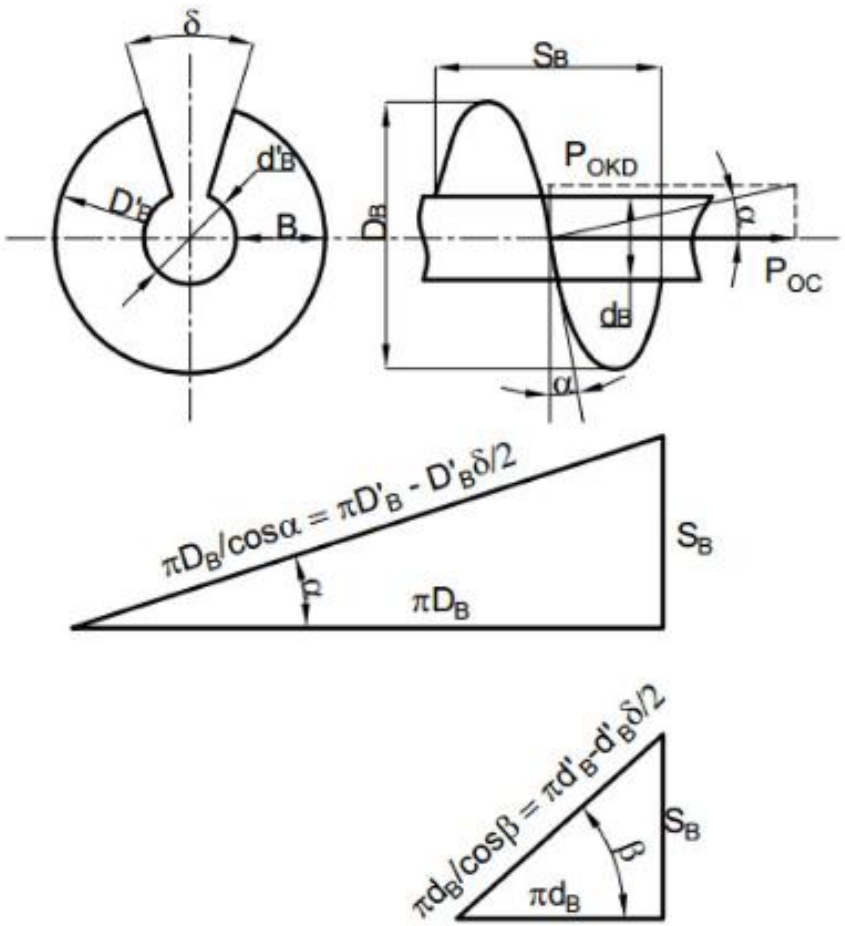
$$\alpha = \mathrm{arctg}\frac{S_B}{\pi D_B}$$

Giải các phương trình trên ta được:

$$D'_B = \frac{-2b.\frac{D_B}{d_B}.\frac{\cos\beta}{\cos\alpha}}{\frac{D_B}{d_B}.\frac{\cos\beta}{\cos\alpha} - 1}$$

$$\delta = \frac{D_B}{D'_B.\cos\alpha}.\frac{\pi}{\pi - \frac{1}{2}}$$

$$d'_B = D'_B - 2b$$



Hình 7.3: Kích thước cánh vít

Khe hở giữa cánh vít và bề mặt trong của máng là 3 ÷ 8 mm.

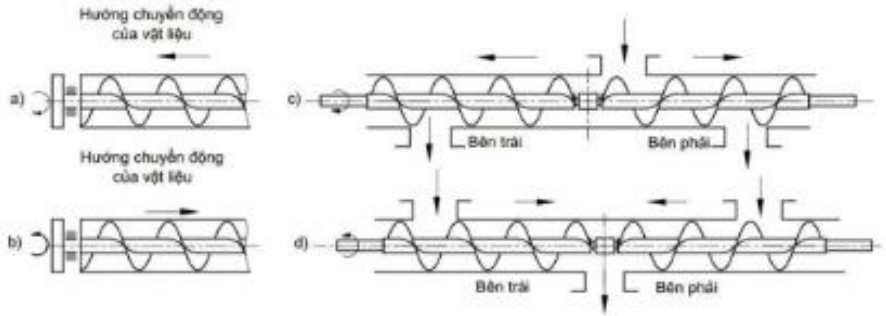
Bước của vít tải: $S = \pi D_B.\mathrm{tg}\alpha = \xi D_B$ (7.1)

Với ξ = 0,8 ÷ 1,0 tương ứng với góc α = 14 ÷ 180.

Trường hợp vít tải có chiều dài lớn thì khoảng 2,5 ÷ 3 m, ta đặt một gối đỡ.

Máng vít tải thường được chế tạo từ thép tấm hàn lại có chiều dày khoảng 4 ÷ 8 mm.

Hướng vận chuyển của vật liệu trong máng phụ thuộc vào chiều quay của vít tải và hướng của cánh vít như hình 7.4:



Hình 7.4: Hướng chuyển động của vật liệu

2. Tính toán vít tải

2.1. Năng suất vít tải

trong đó

D: đường kính ngoài của cánh vít (m);

n: tốc độ quay của trục vít tải (v/ph);

S: bước vít (m), có thể lấy S = (0,8 ÷ 1)D. Trong điều kiện bình thường: S = D. Đối với vật liệu khó vận chuyển và mài mòn, kích thước hạt lớn, vít tải đặt nghiêng một góc > 8°: S = 0,8D;

ρ: khối lượng riêng của vật liệu (T/m^3);

ψ: hệ số nạp đầy vật liệu trong máng:

- ψ = 0,35 ÷ 0,45 : Vật liệu dạng hạt
- ψ = 0,45 ÷ 0,55 : Vật liệu dạng bột
- ψ = 0,6 ÷ 0,7 : Vật liệu dạng củ
- ψ = 0,125 : Vật liệu nặng có cạnh sắc
- ψ = 0,25 : Vật liệu nặng ít cạnh sắc
- ψ = 0,32 : Vật liệu nhẹ ít cạnh sắc
- ψ = 0,4 : Vật liệu nhẹ và không cạnh sắc

Trị số ψ được lấy nhỏ để tránh tích tụ vật liệu ở các gối trung gian.

Trị số ψ được lấy lớn (có thể tăng lên 1,5 ÷ 2 lần) khi vít tải ngắn và không có gối trung gian.

Bảng 7.1. Giá trị hệ số k

β (độ)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
k	1	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,56	0,52	0,48	0,4

Tốc độ quay n của vít tải có thể xác định theo công thức thực nghiệm:

$$n = \frac{K_t}{\sqrt{D}} \quad (v/ph) \qquad (7.3)$$

với K_t: hệ số thực nghiệm:

- Đối với vật liệu nhẹ và không cạnh sắc (bụi than, hạt ngũ cốc, bột mì, mùn cưa,...): $K_t = 60$;
- Đối với vật liệu nặng và không cạnh sắc (than đá, muối,...): $K_t = 45$;
- Đối với vật liệu nặng và có cạnh sắc (xi măng, cát, ...): $K_t = 30$.

Đường kính D của cánh vít có thể xác định sơ bộ theo công thức:

chuẩn và kiểm tra lại theo kích thước a của vật liệu vận chuyển.

$D \geq (10 \div 12)a$: vật liệu được phân loại;

$D \geq (4 \div 6)a$: vật liệu chưa phân loại.

Khi S = D, năng suất a tính theo công thức:

$$Q = 37{,}6.D^3n.k.\rho.\psi \ (T/giờ) \qquad (7.5)$$

2.2. Công suất trên trục của vít tải

$$N_o = \frac{k_đQ}{367}.(L\omega_o \pm H) \quad (kW) \qquad (7.6)$$

trong đó

Q: năng suất (T/giờ), dấu (+) khi nâng vật, (-) khi hạ vật;

L: chiều dài của vít tải (m);

H = L.sin β: chiều cao nâng vật liệu, β : góc nghiêng của vít tải so với phương ngang;

ω_o: hệ số cản chuyển động, tra bảng 7.2.

Q: năng suất (T/giờ), dấu (+) khi nâng vật, (-) khi hạ vật;

L: chiều dài của vít tải (m);

H = L.sin β: chiều cao nâng vật liệu, β : góc nghiêng của vít tải so với phương ngang;

ω_0: hệ số cản chuyển động, tra bảng 7.2.

Bảng 7.2. Giá trị ω_0

ω_0	Vật liệu vận chuyển
1,2	Khô, không mài mòn (ngũ cốc, hạt, mùn cưa, bụi than)
1,5	Ẩm, không mài mòn (mạch nha ẩm, hạt bông, bột than, bột phấn)
2,5	Nửa mài mòn (sô đa, muối ăn, than cục)
3,2	Mài mòn (đá dăm, cát, xi măng)
4,0	Mài mòn mạnh và dính (tro, đất khuôn, vôi sống, lưu huỳnh)

2.3. Công suất cần thiết của động cơ

$$N_{ct} = \frac{N_o}{\eta} \qquad (kW) \qquad (7.7)$$

trong đó η là hiệu suất của hệ dẫn động vít tải: η = 0,8 ÷

2.4. Mômen xoắn và lực dọc trục tác dụng lên vít tải

Mômen xoắn trên trục của vít tải:

$$M_o = 9550.\frac{N_o}{n} \qquad (N.m) \qquad (7.8)$$

Lực dọc trục tác dụng lên vít tải:

$$F_a = \frac{M_o}{\tan(\alpha+\varphi).r} \qquad (N) \qquad (7.9)$$

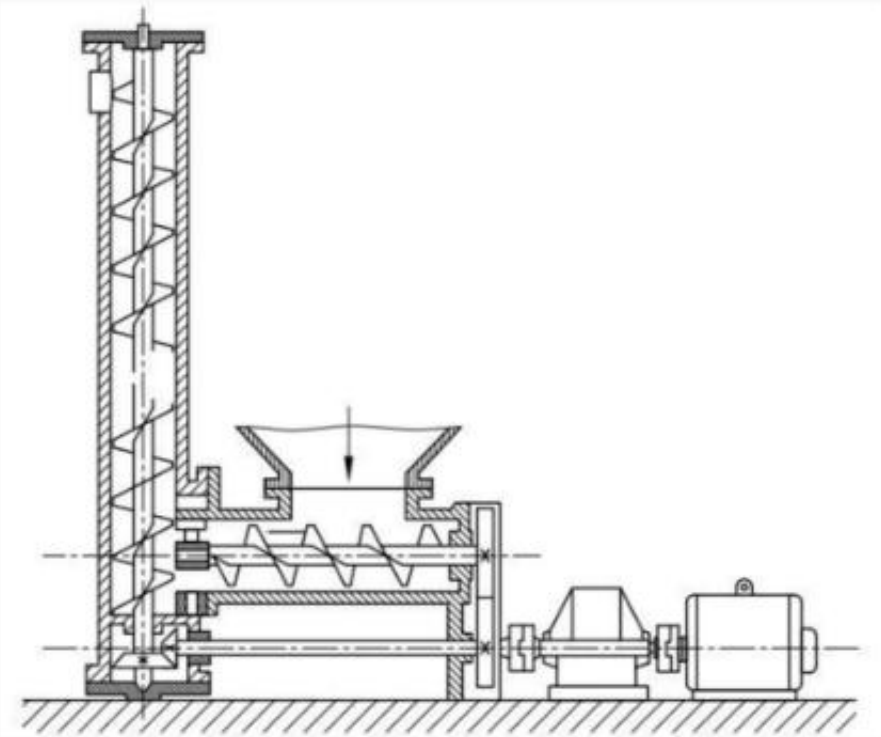
trong đó

r: bán kính tác dụng của lực dọc trục F_a (m),

r_o = (0,35 ÷ 0,4)D;

α: góc nâng đường xoắn vít ở bán kính r: tan α = S/(2πr);

φ: góc ma sát, tan φ = hệ số ma sát của vật liệu trên



Hình 7.5: Vít tải đứng

Vít tải đứng có thể vận chuyển vật liệu dạng bột và vật liệu dạng hạt (xi măng, tro, vôi, ngũ cốc,...). Vít tải có cánh vít liên tục như hình 7.2a, không lắp đặt các gối đỡ trung gian. Ống hình trụ đứng đóng vai trò là máng. Chiều cao nâng thường đến 15m, năng suất đến 50 T/giờ.

Vít tải đứng (hình 7.5) được chất tải bằng một bộ cấp liệu trục vít nằm ngang, tạo ra một cột vật liệu từ dưới lên. Sự dỡ tải được tiến hành qua cửa ở phần trên của vỏ đứng. Cửa dỡ tải có thể đặt bất kì chỗ nào của vỏ. Vật liệu được bộ cấp liệu đưa vào rơi lên bề mặt của trục vít đứng và bắt đầu quay. Các phần tử vật liệu quay nhờ có lực li tâm ép vào bề mặt của máng đứng bị hãm lại và không quay cùng với trục vít. Khi đó tốc độ góc của các phần tử vật liệu nhỏ hơn nhiều so với tốc độ góc của trục vít. Các cánh vít trượt theo các phần tử vật liệu và đẩy chúng lên phía trên, tương tự như một đai ốc bị giữ không quay và di chuyển dọc theo trục vít quay.

Ở các vít tải đứng thì số vòng quay của trục vít lớn hơn so với ở các vít tải ngang, chi phí năng lượng cũng cao hơn.

Công suất cần thiết trên trục vít được xác định theo công thức:

$$N_o = \frac{Q.H.\omega}{367} \quad (kW) \qquad (7.10)$$

trong đó ω: hệ số cản chuyển động:

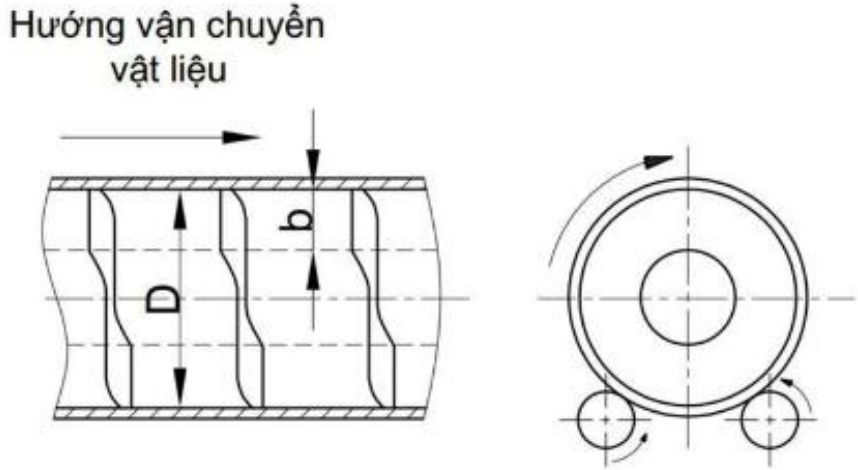
ω = 5,5 ÷ 7,5 khi vận chuyển ngũ cốc;

ω = 6,5 ÷ 8,3 khi vận chuyển muối.

Giá trị được lấy lớn khi năng suất thấp.

4. Ống vận chuyển

có các cánh được bắt chặt ở mặt trong của nó theo đường xoắn vít (hình 7.6).



Hình 7.6: Sơ đồ ống vận chuyển

Vật liệu được chất tải từ một đầu ống và dần dần được vận chuyển đến đầu của ống.

Tính toán

Số vòng quay trong một phút của ống được giới hạn bởi điều kiện là vật liệu không được quay cùng với ống. Để thực hiện điều này thì các lực li tâm không được lớn hơn trọng lực.

$$m.\omega^2.r < m.g;\ \omega^2.r < g$$

$g = 9{,}81\ m/s^2$: gia tốc trọng trường.

$$\frac{\pi^2.n^2.D}{30^2\times 2} < 9{,}81;\ \text{từ đó, ta có: } n < \sqrt{\frac{1800}{D}}$$

$$n < 42\frac{1}{\sqrt{D}}\ ,\qquad (v/ph)$$

Lấy gần đúng:

$$n \approx (20 \div 30)\frac{1}{\sqrt{D}} \qquad (7.11)$$

Bước vít: S = K.D; trong đó K ≈ 0,5.

Năng suất của ống vận chuyển:

$$Q = \frac{\pi}{4}D^2.S.\psi.60.n.c;\ \ Q = \frac{60\pi}{4}D^3.K.n.\psi.c \qquad (7.12)$$

trong đó: K ≈ 0,5; ψ ≈ 0,2 ÷ 0,3.

Chiều cao đỉnh đường xoắn vít:

$$b \approx (0{,}2 - 0{,}3).D$$

Công suất cần thiết được xác định theo những công

5. Ví dụ

Tính toán vít tải để vận chuyển cát Sử dụng một vít tải ngang để vận chuyển cát làm khuôn, năng suất Q = 35 T/giờ; chiều dài vận chuyển L = 20m; khối lượng riêng của cát ρ= 1,65 T/m^3; tốc độ quay của vít tải n = 42,4 v/ph.

Giải

Cát làm khuôn là vật liệu nặng và có mài mòn, nên ψ = 0,125; ξ = S/D = 0,8; k = 1; ω_0 = 3,2.

Đường kính ngoài D của cánh vít:

$$D = 0{,}28\sqrt[3]{\frac{Q}{\xi.k.n.\psi.\rho}} = 0{,}48\ (m)$$

Theo trị số tiêu chuẩn chọn D = 500 mm.

Công suất trên trục của vít tải:

$$N_o = \frac{Q\omega_o k_đ}{367}.(L+H) = \frac{Q\omega_o k_đ.L}{367} = 6{,}1\ kW$$

Công suất cần thiết của động cơ:

Đồng thời có mômen mở máy $M_{mm} = T_{mm}$

$$\frac{T_{mm}}{T} \le \frac{T_k}{T_{dn}}$$

Tra bảng phụ lục P1.3 chọn động cơ không đồng bộ 3 pha rôto lồng sóc 3K160M6 có $N_{đc}$ = 7,5 kW, $n_{đc}$ = 980 v/ph.

Mômen xoắn trên trục của vít tải:

$$M_o = 9550\frac{N_o}{n} = 1374 \qquad (Nm)$$

Lực dọc trục:

$$F_a = \frac{M_o}{\tan(\alpha+\varphi).r}$$

r = 0,4D = 0,2 m; S = 0,8D = 0,4 m

tan α = s/2πr = 0,32 ⇒ α = 17°44'

tan φ = f = 0,8 ⇒ φ = 38°40'

$$F_a = \frac{1374}{0{,}2.\tan\left(17^\circ 44' + 38^\circ 40'\right)} = 4592 \qquad (N)$$

3. Điều kiện để bố trí ổ trung gian cho vít tải: khoảng cách 2 ổ trục, ổ trung gian của vít tải nên chọn ổ lăn hay ổ trượt? Giải thích?

4. Tính năng suất của vít tải ngang, nghiêng và đứng có những điểm gì khác nhau? Chi phí năng lượng loại vít tải nào lớn hơn khi các điều kiện khác là tương đương với nhau?

5. Hãy xây dựng trình tự tính toán thiết kế vít tải ngang như hình 7.1a với số liệu đầu vào: năng suất Q, loại vật liệu vận chuyển, chiều dài L, chiều cao nâng liệu H và các điều kiện làm việc khác.

Bài tập

1. Để vận chuyển xi măng, sử dụng 1 vít tải có đường kính D = 250 mm, bước vít S = 0,8D, bán kính r = 0,4D, hệ số ma sát f = 0,7. Hệ số vận chuyển K_t = 30, công suất động cơ dẫn động $N_{đc}$ = 5 kW, hiệu suất truyền động chung η = 0,85. Tính lực dọc trục tác dụng lên cánh vít tải.

2. Vận chuyển cát hạt to bằng 1 vít tải có chuyền dài L = 28 m, góc nghiêng của vít tải β = 150°. Đường kính ngoài cánh vít D = 300 mm, bước vít S = 270 mm. Hãy tính tốc độ quay n, năng suất và lực dọc trục tác dụng lên cánh vít tải.

3. Hãy tính công suất động cơ dẫn động vít tải. Biết rằng vít tải vận chuyển than có chiều dài L = 42,8 m, góc nghiêng β = 12°, năng suất Q = 64 T/giờ, hiệu suất truyền động η = 0,85.

4. Tính và chọn các thông số cơ bản của 1 vít tải vận chuyển xi măng có khối lượng riêng ρ = 2,9 T/m^3, đạt năng suất Q = 64 T/giờ, chiều dài vít tải L = 23m, chiều cao nâng liệu H = 8,4m.