

GIỚI THIỆU VỀ THIẾT BỊ NÂNG CHUYÊN

1.- Các định nghĩa:

- Máy nâng chuyên là khoa học nghiên cứu việc *ơ giới hóa quá trình nâng chuyên các vật nặng* nhằm nâng cao năng suất lao động, giảm nhẹ sức lao động cho con người.
- Dựa vào đặc điểm của quá trình vận chuyển vật liệu, người ta phân biệt 2 chủng loại chính:
 - + Máy nâng (còn gọi là máy trục): Đây là loại thiết bị mà quá trình làm việc lặp lại có chu kỳ. Một chu kỳ công tác bao gồm thời gian có tải và thời gian chạy không.
 - + Máy vận chuyển liên tục: ở loại thiết bị này, vật liệu được vận chuyển theo từng dòng liên tục.
- Với máy nâng người ta còn phân biệt:
 - + Máy nâng đơn giản: Chỉ có một chuyển động công tác là nâng và hạ vật. Ví dụ Các loại kích, Tời, palăng xích, vận thăng xây dựng...
 - + Máy trục dạng cầu: Cầu trục, cổng trục. ở các loại thiết bị này, ngoài chuyển động nâng hạ vật, còn có các chuyển động tịnh tiến ngang và dọc để di chuyển vật nâng đến vị trí yêu cầu.
 - + Cầu trục các loại: Quá trình di chuyển vật nâng được thực hiện nhờ cơ cấu quay cần hoặc thay đổi khẩu độ của cần.

2.- Các thông số cơ bản của máy trục:

2.1.- Trong tải (Sức nâng) : Là trọng lượng lớn nhất mà máy có thể nâng được theo tính toán thiết kế. Trọng tải có thể phải kể đến trọng lượng của bộ phận mang vật.

Trọng tải được kí hiệu là [Q], có đơn vị đo là Tấn hoặc KG hoặc N. Đại lượng này thường được tiêu chuẩn hóa.

2.2.- Các thông số động học của các bộ phận công tác: Tốc độ nâng vật (Vn), tốc độ di chuyển (Vdc), tốc độ quay của cần trục (n)...

2.3.- Các thông số hình học: Tùy thuộc vào loại thiết bị, ta có: Độ cao nâng, Khẩu độ đối với máy trục dạng cầu; Độ cao nâng, tầm với đối với các loại cần trục.

3.- Chế độ làm việc của máy trục:

Có thể xem chế độ làm việc của máy trục như là một thông số tổng hợp căn cứ trên cơ sở phối hợp các tiêu chí về mức độ sử dụng máy theo tải và theo thời gian.

Trên cơ sở tiêu chuẩn ISO, ở Việt nam đã có tiêu chuẩn TCVN 5862 -1995 quy định 8 nhóm chế độ làm việc cho máy trục được kí hiệu từ A1 đến A8. Đối với các cơ cấu trong máy nâng tiêu chuẩn quy định 8 nhóm chế độ làm việc được ký hiệu từ M1 đến M8.

Các nhóm CĐLV đối với máy trục được xác định trên cơ sở phối hợp 10 cấp sử dụng máy theo thời gian, kí hiệu U0 đến U9 và 4 cấp sử dụng máy theo tải được kí hiệu từ Q1 đến Q4.

Trương tự CĐLV đối với các cơ cấu trong máy nâng cũng được xác định trên cơ sở phối hợp 10 cấp sử dụng máy theo thời gian, kí hiệu T0 đến T9 và 4 cấp sử dụng máy theo tải được kí hiệu từ L1 đến L4.

Đặc trưng cho mức độ sử dụng máy theo tải trọng là hệ số phổ tải được xác định theo công thức:

$$k_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right]$$

Trong đó:

C_i : số chu kì vận hành ứng với các mức tải khác nhau.

$CT = \sum C_i$: tổng chu kỳ vận hành với các mức tải khác nhau
 P_i : mức tải ứng với chu kỳ C_i
 P_{max} : Mức tải lớn nhất được phép vận hành.

Tương tự, đối với các cơ cấu trong máy nâng, hệ số phổ tải được tính theo công thức:

$$k_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \right]$$

Trong đó:

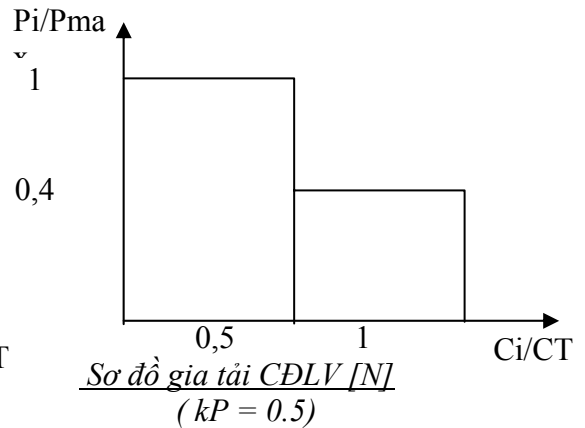
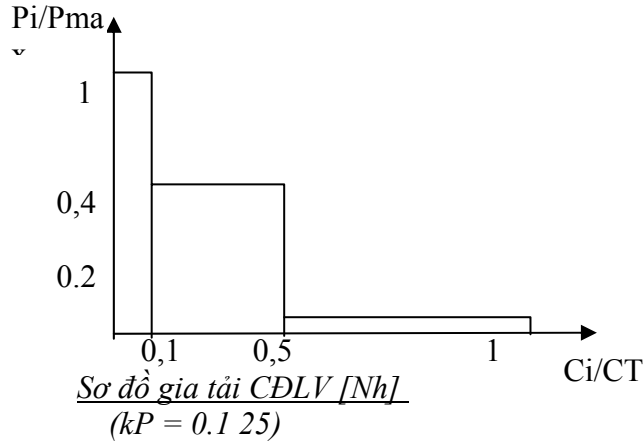
t_i : thời gian trung bình (h) sử dụng cơ cấu ứng với các mức tải khác nhau.

$t_T = \sum t_i$: tổng thời gian vận hành với các mức tải khác nhau

P_i : mức tải ứng với thời gian sử dụng t_i

P_{max} : Mức tải lớn nhất được phép vận hành.

Để xác định các hệ số phổ tải, cần thiết phải xây dựng các sơ đồ gia tải. Các sơ đồ gia tải được xây dựng trên cơ sở thực tế hoặc kinh nghiệm tham khảo.



Đặc trưng cho mức độ sử dụng máy theo thời gian là tổng chu kỳ vận hành của máy. Một chu kỳ vận hành được xác định từ lúc bắt đầu nâng tải và kết thúc khi máy đã sẵn sàng để nhận tải tiếp theo.

Tương tự thời gian sử dụng cơ cấu (được tính bằng giờ) được xác định khi cơ cấu đang trong trạng thái chuyển động.

Các bảng 1,2,3,4,5,6 cho ta các số liệu cụ thể.

Ngoài tiêu chuẩn để phân CĐLV của máy trục như đã trình bày ở trên, hiện nay vẫn còn tồn tại cách phân loại theo TCVN 4244-86 quy định 4 nhóm CĐLV (Nhẹ [Nh], Trung bình [TB], Nặng [N] và Rất nặng [RN]) dựa trên các tiêu chí sau đây:

1.- Hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng:

$$k_Q = Q_{tb}/Q$$

Trong đó: Q_{tb} : trọng lượng trung bình của vật nâng,

Q : Trọng tải.

2.- Cường độ làm việc của động cơ:

$$CĐ\% = T_o/T$$

Trong đó: $T_o = \sum t_m + \sum t_{lv}$

Với: T_o : thời gian làm việc của động cơ trong một chu kỳ hoạt động của cơ cấu.

tm : thời gian một lần mở máy
tlv: thời gian chuyển động với tốc độ ổn định.

T thời gian một chu kỳ làm việc của cơ cấu.

$$T = T_0 + \sum t_{ph} + \sum t_d$$

$\sum t_{ph}$: Tổng thời gian phanh.

$\sum t_d$: tổng thời gian dừng máy.

3.- Hệ số sử dụng cơ cấu trong ngày:

$$k_{ng} = \frac{\text{Số giờ làm việc trong ngày}}{24}$$

4.- Hệ số sử dụng cơ cấu trong năm:

$$k_n = \frac{\text{Số ngày làm việc trong năm}}{365}$$

5.- Số chu kỳ làm việc trong một giờ.

6.- Số lần mở máy trong 1 chu kỳ

7.- Nhiệt độ môi trường chung quanh.

Bảng 9 cho mối tương quan giữa cách phân loại theo cũ và mới.

4.- **Tải trọng và các trường hợp tải trọng tính toán:**

4.1.- Các loại tải tác dụng lên máy.

Trong quá trình làm việc, máy trục có thể chịu các tải trọng sau đây:

- Trọng tải
- Tải trọng do trọng lượng bản thân máy
- Tải trọng do gió.
- Tải trọng động

Trong bài toán động lực học có thể xem cơ cấu quy dẫn thành một hay nhiều khối lượng. Trường hợp đơn giản nhất là quy dẫn cơ cấu về sơ đồ một khối lượng và liên kết giữa các khối lượng là tuyệt đối cứng.

4.2.- Các trường hợp tải trọng tính toán:

Trường hợp 1.- Tải trọng bình thường trong điều kiện làm việc bình thường.

Trong trường hợp này các tải trọng phải kể đến là trọng tải, trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió trong điều kiện thời tiết bình thường, tải trọng động bình thường. Các chi tiết máy trong trường hợp này được thiết kế hoặc tính kiểm nghiệm theo sức bền mỏi. Động cơ được chọn theo công suất tĩnh và được kiểm nghiệm theo điều kiện phát nhiệt.

Trường hợp 2.- Tải trọng lớn nhất trong điều kiện làm việc.

Trong trường hợp này các tải trọng phải kể đến là trọng tải, trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió trong điều kiện thời tiết bình thường, tải trọng động lớn nhất xuất hiện do phanh đột ngột. Các chi tiết máy trong trường hợp này được thiết kế hoặc tính kiểm nghiệm theo sức bền tĩnh.

Trường hợp 3.- Tải trọng lớn nhất trong điều kiện không làm việc.

Trong trường hợp này các tải trọng phải kể đến là trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió trong điều kiện bất bình thường. Các chi tiết máy trong trường hợp này được thiết kế hoặc tính kiểm nghiệm theo độ ổn định.

Bảng 0.1 Nhóm chế độ làm việc của máy nâng

Cấp tải	Cấp sử dụng									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	-	-	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	-	-	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	-	-
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	-	-

7

Bảng 0.2 Nhóm chế độ làm việc của cơ cấu máy nâng

Cấp tải của cơ cấu	Cấp sử dụng cơ cấu									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	-	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	-
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	-	-

Bảng 0.3 Cấp sử dụng U

Cấp sử dụng	Tổng số chu kỳ vận hành máy	Đặc điểm
U0	Đến $1,6 \cdot 10^4$	Sử dụng thất thường
U1	Trên $1,6 \cdot 10^4$ đến $3,2 \cdot 10^4$	
U2	Trên $3,2 \cdot 10^4$ đến $6,3 \cdot 10^4$	
U3	Trên $6,3 \cdot 10^4$ đến $1,25 \cdot 10^5$	
U4	Trên $1,25 \cdot 10^5$ đến $2,5 \cdot 10^5$	Sử dụng ít, đều đặn
U5	Trên $2,5 \cdot 10^5$ đến $5 \cdot 10^5$	Sử dụng gián đoạn, đều đặn
U6	Trên $5 \cdot 10^5$ đến $1 \cdot 10^6$	Sử dụng căng, thất thường
U7	Trên $1 \cdot 10^6$ đến $2 \cdot 10^6$	Sử dụng căng
U8	Trên $2 \cdot 10^6$ đến $4 \cdot 10^6$	
U9	Trên $4 \cdot 10^6$	

Bảng 0.4. Cấp tải và hệ số phổ tải danh nghĩa

	Hệ số phổ tải danh nghĩa k_p	Đặc điểm
Q1 - nhẹ	Đến 0,125	Ít khi nâng tải tối đa, thường nâng tải nhẹ
Q2 - vừa	Trên 0,125 đến 0,25	Nhiều khi nâng tải tối đa, thông thường nâng tải vừa
Q3 - nặng	Trên 0,25 đến 0,5	Nâng tải tối đa tương đối nhiều, thông thường nâng tải nặng
Q4- rất nặng	Trên 0,5 đến 1,0	Thường xuyên nâng tải tối đa

Bảng 0.5 Cấp sử dụng cơ cấu

Cấp sử dụng cơ cấu	Tổng thời gian sử dụng, h	Đặc điểm
T0	Đến 200	Sử dụng thất thường
T1	Trên 200 đến 400	
T2	Trên 400 đến 800	
T3	Trên 800 đến 1600	
T4	Trên 1600 đến 3200	Sử dụng ít, đều đặn
T5	Trên 3200 đến 6300	Sử dụng gián đoạn, đều đặn
T6	Trên 6300 đến 12500	Sử dụng căng, thất thường
T7	Trên 12500 đến 25000	Sử dụng căng
T8	Trên 25000 đến 50000	
T9	Trên 50000	

Bảng 0.6 Cấp tải của cơ cấu và hệ số phổ tải danh nghĩa đối với cơ cấu máy nâng

Trạng thái tải cơ cấu	Hệ số phổ tải danh nghĩa k_m	Đặc điểm
L1- nhẹ	Đến 0,125	Cơ cấu ít khi chịu tải tối đa, thông thường chịu tải nhẹ
L2 - vừa	Trên 0,125 đến 0,25	Cơ cấu nhiều khi chịu tải tối đa, thông thường chịu tải vừa
L3 - nặng	Trên 0,25 đến 0,5	Cơ cấu chịu tải tối đa tương đối nhiều, thông thường chịu tải nặng
L4 - rất nặng	Trên 0,5 đến 1,0	Cơ cấu thường xuyên chịu tải tối đa.

Bảng 0.7. Hướng dẫn phân loại nhóm chế độ làm việc một số loại cần trục và các cơ cấu của chúng (theo ISO 4301 - 4-1989)

Thứ tự	Loại máy và công dụng	Điều kiện sử dụng	Nhóm chế độ làm việc của máy	Nhóm chế độ làm việc cơ cấu				
				nâng	nâng cần	di chuyển xe con	quay	di chuyển máy
1	Cần trục dẫn động tay		A1	M1	M1	M1	M1	M1
2	Cần trục ở phân xưởng lắp ráp		A2	M2	M1	M1	M2	M2
3a	Cần trục trên boong tàu, trang bị móc		A4	M3	M3	-	M3	-
3b	Cần trục trên boong tàu, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện		A6	M5	M3	-	M3	-
4	Cần trục phục vụ đóng tàu		A4	M5	M4	M4	M4	M5
5a	Cần trục kho bãi, trang bị móc		A4	M4	M5	M4	M4	M4
5b	Cần trục kho bãi trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A6	M6	M6	M6	M6	M5
5c	Cần trục kho bãi, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng căng	A8	M8	M7	M7	M7	M6
6a	Cần trục căng, trang bị móc	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A6	M5	M4	-	M5	M3
6b	Cần trục căng, trang bị móc	Sử dụng căng	A7	M7	M5	-	M6	M4
6c	Cần trục căng, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A7	M7	M6	-	M6	M4
6d	Cần trục căng, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng căng	A8	M8	M7	-	M7	M4

1. - Cáp thép và các thiết bị cố định đầu cáp.

1.1- Cáp thép

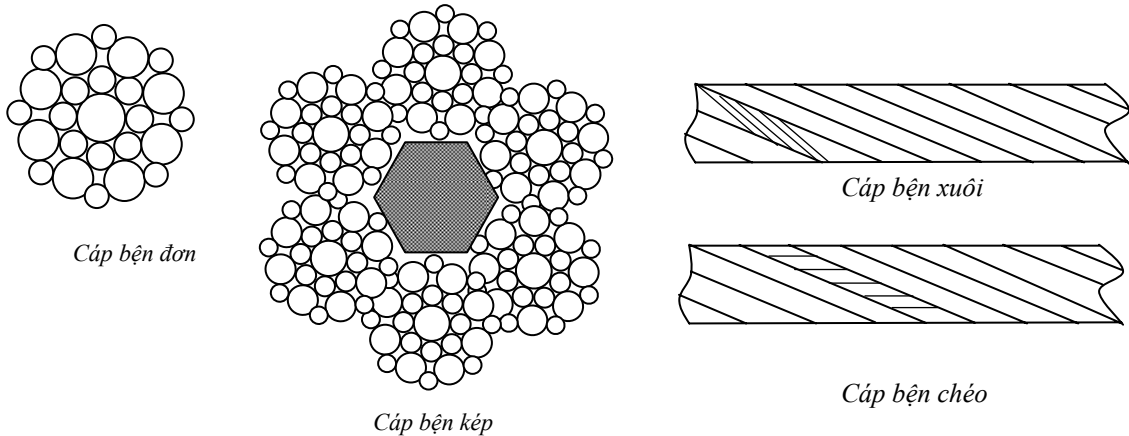
Cấu tạo: Được chế tạo từ các sợi thép bằng phương pháp bện. Các sợi thép được chế tạo bằng phương pháp kéo nguội, có độ bền cao (1400-2000 N/mm²). Các sợi thép bện thành tao cáp hoặc cáp bện đơn. Tao cáp có thể có nhiều lớp sợi với đường kính sợi thép có thể khác nhau.

Phân loại:

- Theo cấu tạo:
 - + Cáp bện đơn, nếu được bện trực tiếp từ các sợi thép.
 - + Cáp bện kép: được hình thành từ những tao cáp (cáp bện đơn) bằng phương pháp bện
 - + Cáp bện ba: được hình thành bằng phương pháp bện từ những tao cáp (cáp bện kép)
- Theo đặc điểm về tiếp xúc: Nếu các sợi thép trong cáp tiếp xúc nhau theo điểm, ta có cáp tiếp xúc điểm. Tương tự, ta có cáp tiếp xúc đường.
- Người ta còn phân biệt cáp bện xuôi khi chiều bện của các lớp sợi và tao cáp là như nhau, cáp bện chéo khi chiều bện của các thành phần này là ngược nhau.

So với cáp bện chéo cáp bện xuôi mềm và do vậy có tuổi thọ cao hơn. Tuy nhiên cáp dễ bị bung ra khi một đầu cáp tự do.

Trong một số trường hợp người ta dùng cáp chống xoay có kết cấu bện hỗn hợp.



Tính, chọn cáp:

Trong quá trình làm việc, các sợi thép trong cáp chịu lực phức tạp, gồm kéo, uốn xoắn, đập... trong đó kéo là chủ yếu. Để tính chọn cáp người ta sử dụng công thức kinh nghiệm sau:

$$S_{\max} n \leq S_d$$

Trong đó: S_{\max} : lực căng lớn nhất

n : hệ số an toàn, được chọn theo CĐLV,

S_d : lực kéo đứt cho phép, thường được xác định bằng thức nghiệm

Căn cứ vào lực kéo đứt cho phép, tiến hành chọn cáp cho thiết bị.

Thực tế, quá trình phá hỏng cáp không xảy ra đột ngột. Các sợi thép trong quá trình chịu lực sẽ bị đứt dần vì mỏi, cho đến khi số sợi thép bị đứt tính trên một bước bện cáp quá nhiều sẽ dẫn đến đứt cáp.

Tuổi thọ của dây cáp được quy định trên cơ sở số sợi thép bị đứt tính trên một bước bện cáp.

1.- Hệ số an toàn bền của cáp thép:

Công dụng thiết bị		n
Cáp tải trong các thiết bị dẫn động bằng tay		4
Cáp nâng vật trong các thiết bị dẫn động bằng động cơ	Chế độ nhẹ	5
	Chế độ trung bình	5,5
	Chế độ nặng và rất nặng	6
Cáp neo cần và cột		3,5
Cáp dung trong tời xây dựng có chở người		9
Thang máy	Vn < 1m/s	9
	Vn = (1 – 2) m/s	12
	Vn = (2 – 3) m/s	13
	Vn = (3 – 4) m/s	14
	Vn = (4 – 5) m/s	15

Để hạn chế sự phá hỏng các sợi thép do mỏi, người ta quy định tỷ số đường kính cáp và đường kính ròng rọc (tang):

$$\frac{D_o}{d_c} \geq e$$

Hệ số e:

Dùng cho các loại cơ cấu nâng vật, nâng cần và Palăng điện.

Chế độ làm việc	e	Loại máy
Nhẹ	18	Cần trục
Trung bình	20	Nt
Nặng	25	Nt
Rất nặng	30	Nt
Dẫn động bằng tay	16	Nt
	20	Palăng điện

Quy định số sợi thép bị đứt tính trên một bước bên cáp:

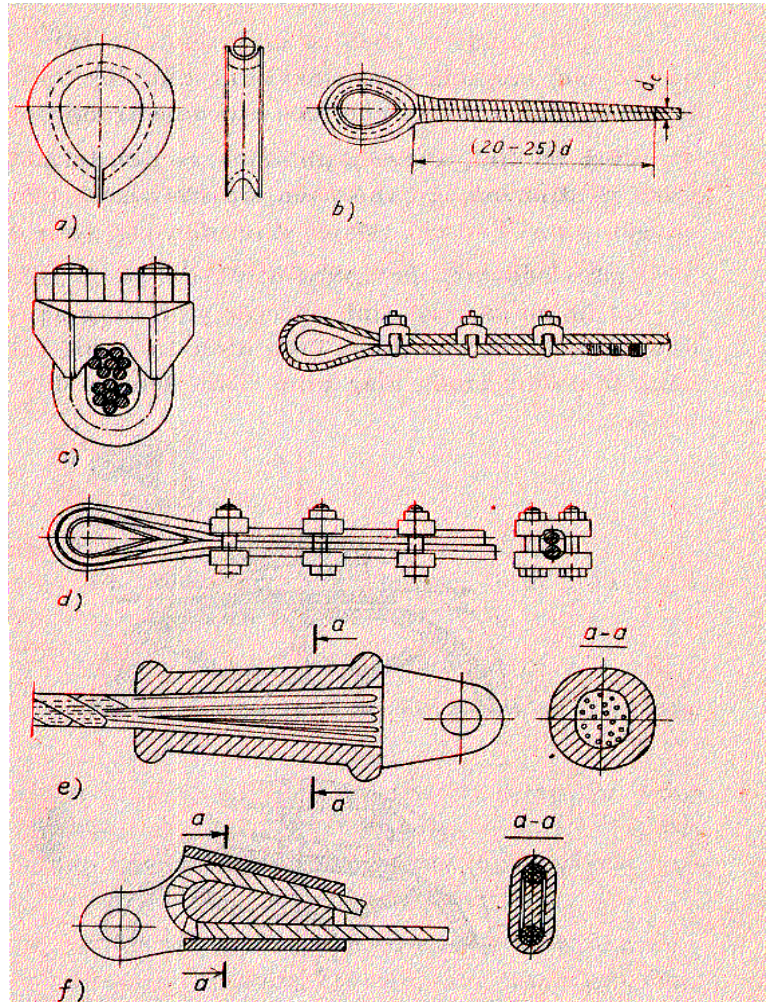
Hệ số an toàn n	Kết cấu cáp			
	6 x 19		6 x 37	
	Bên xuôi	Bên chéo	Bên xuôi	Bên chéo
≤ 6	6	12	11	12
6 - 7	7	14	13	26
≥ 7	8	16	15	30

1.2.- Thiết bị cố định đầu cáp:

Đầu cáp phải được cố định một đầu trên thân máy (vào chốt, trục), đầu kia cố định trên tang.

Để cố định đầu cáp trên thân máy có thể dùng các phương pháp sau:

- Phương pháp tết cáp.
- Phương pháp dùng bulông kẹp.
- Phương pháp dùng ống côn.
- Phương pháp dùng khóa chêm.



Để tránh sự tiếp xúc trực tiếp giữa dây cáp và chốt người ta thường dùng vòng lót cáp

- Trường hợp dùng bulông, tính lực siết theo công thức:

$$P = \frac{n.S}{2.c} \text{ với: } c: \text{ hệ số cản chuyển động } (c = 0,35 - 0,4)$$

n : hệ số an toàn kép cáp ($n = 1,25 - 1,5$)

S : lực căng dây

Kiểm tra bền cho bulông:

$$\sigma = \frac{1,3.P}{Z \cdot \frac{\pi.d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

- Trường hợp dùng khoá chêm: Góc chêm $\alpha/2 < \rho$ với ρ là góc ma sát; α là góc chêm

Để cố định cáp trên tang, có thể dùng các phương pháp:

- Tấm đệm đặt trong lòng tang kết hợp với bulông.
- Chêm đặt trong lòng tang
- Tấm kẹp kết hợp với bulông giữ cáp trên bề mặt tang.

Tính toán cho trường hợp dùng tấm kẹp giữ cáp trên bề mặt tang bằng bulông:

Để giảm tải cho bulông kẹp cáp trên tang thường xuyên phải tồn tại ít nhất 1,5 vòng cáp. Do đó lực căng cáp tại vị trí A có giá trị:

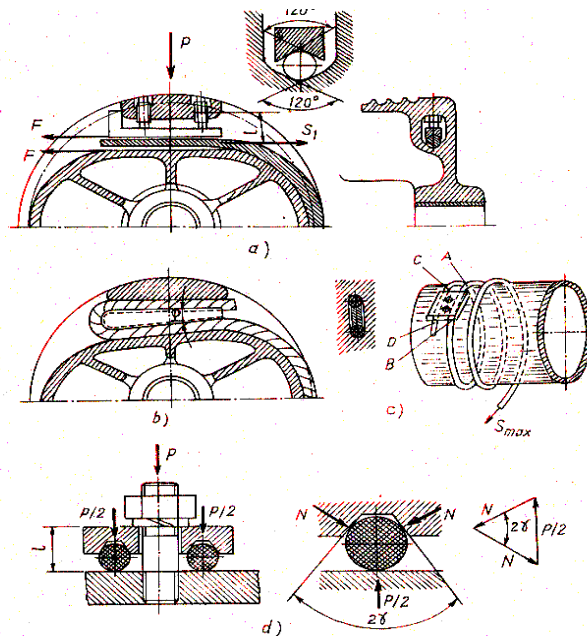
$$S_A = S_1 = \frac{S_{\max}}{e^{f\beta}}$$

Trong đó f : hệ số ma sát giữa cáp với mặt tang; β : góc ôm = $(4-6)\pi$.

Lực S_1 được cân bằng bởi các lực:

- Ma sát giữa cáp- mặt tang và cáp - tấm kẹp trong đoạn AB,CD.
- Ma sát giữa cáp-mặt tang trong đoạn BC.

Lực siết bulông P được xác định theo công thức sau:



Hình 1.5. Các phương pháp cố định đầu cáp trên tang.

$$P = 0,65 \cdot \frac{n \cdot S_1}{c}$$

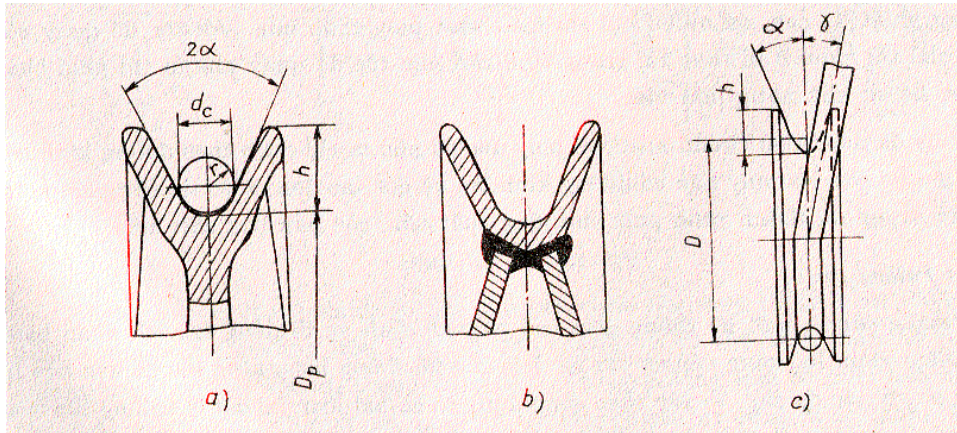
Trong đó: n : hệ số an toàn kẹp cáp ($n = 1,25 - 1,5$).

c : Hệ số cân chuyển động của cáp trong tấm kẹp ($c = 0,35 - 0,4$)

0,65 là giá trị kể đến ảnh hưởng của ma sát giữa cáp với bề mặt tang trong đoạn BC.

Ngoài ra còn phải kể đến lực gây uốn bulông với $M_u = P \cdot f \cdot l$. Từ đó tính kiểm tra bền bulông theo công thức:

$$\sigma = \frac{1,3.P}{Z.\pi.\frac{d_1^2}{4}} + \frac{f.P.l}{Z.0,1.d_1^3} \leq [\sigma]$$



2.- Ròng rọc:

Thường được chế tạo từ vật liệu thép hoặc gang xám bằng phương pháp đúc hoặc gia công cơ. Thường được chế tạo liền khối nếu đường kính không lớn (<600 mm) hoặc chế tạo ghép với máy \sigma. Phân biệt puly có đường trục cố định (puly cố định) và puly có đường trục di động (puly di động)

Công dụng: Hướng cáp (Puly cố định) hoặc thay đổi lực căng dây (Puly di động).

Rãnh của ròng rọc cần đảm bảo các tiêu chí sau:

- Cáp không bị tuột khỏi rãnh trong quá trình làm việc,
- Cáp vào và ra khỏi ròng rọc được dễ dàng
- Cáp không bị kẹt trong rãnh.

Để đảm bảo các tiêu chí này, các kích thước được quy định như sau:

$$r = (0.53 - 0.6)d$$

$$2\alpha = (40^\circ - 60^\circ)$$

$$h = (2 - 2.5)d$$

Cáp khi vòng qua puly cần đảm bảo điều kiện:

$$\tan \gamma < \frac{\tan \alpha}{\sqrt{1 + \frac{D}{h}}}$$

Thường $\gamma = 6^\circ$

Hiệu suất của ròng rọc:

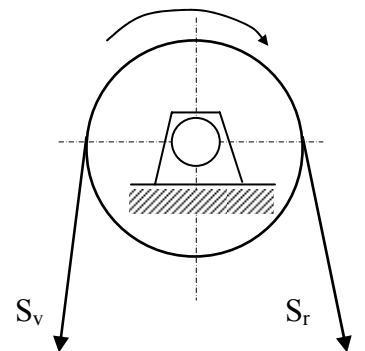
Khi cáp vòng qua ròng rọc thì sẽ có các tổn thất do:

- Ma sát trong ổ trục
- Khắc phục độ cứng của dây

Theo định nghĩa, hiệu suất của ròng rọc được xác định:

$$\eta = \frac{S_v}{S_r}$$

Trong đó S_v là lực căng cáp trên nhánh cuốn vào ròng rọc
 S_r là lực căng trên nhánh ra khỏi ròng rọc.



Tùy thuộc vào ổ trục là ổ lăn hoặc ổ trượt mà ta có hiệu suất:

Loại ổ	Điều kiện làm việc	Hiệu suất
Ổ trượt	Bôi trơn kém, làm việc ở nhiệt độ cao	0.94
	It khi được bôi trơn	0.95
	Bôi trơn định kỳ	0.96
	Bôi trơn tự động	0.97
Ổ lăn	Bôi trơn kém, làm việc ở nhiệt độ cao	0.97
	Bôi trơn định kỳ	0.98

3.- Palăng cáp:

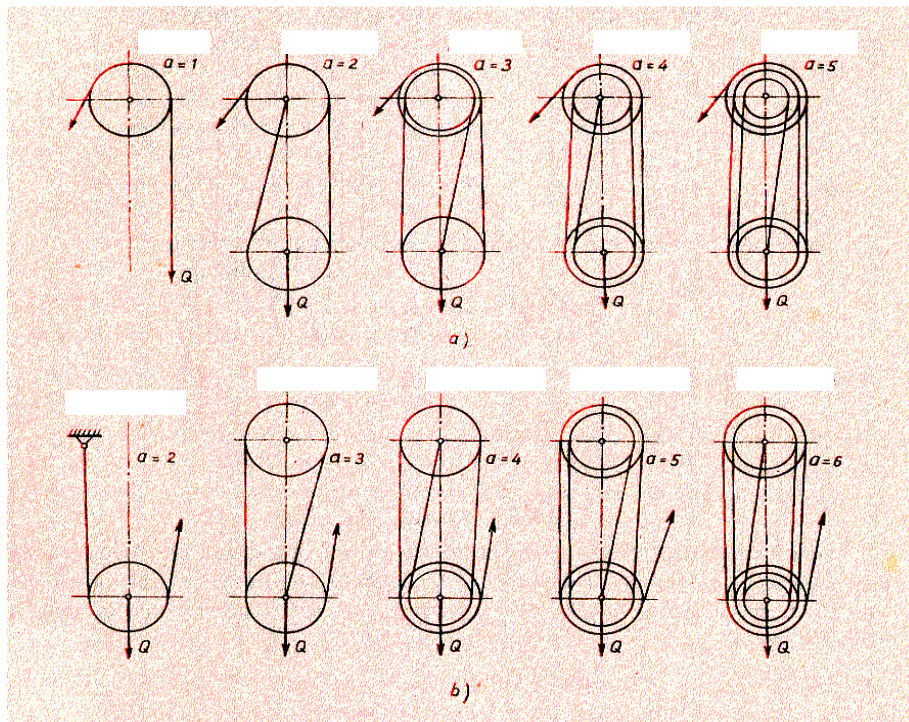
Đ.n: Là hệ thống gồm các ròng rọc cố định và ròng rọc di động liên kết với nhau qua dây cáp nhằm làm lợi lực hoặc lợi tốc. Trên hình vẽ cho ta một số sơ đồ palăng cáp thường gặp.

Thông số cơ bản đặc trưng cho palăng cáp là bội suất, kí hiệu a , được định nghĩa như sau:

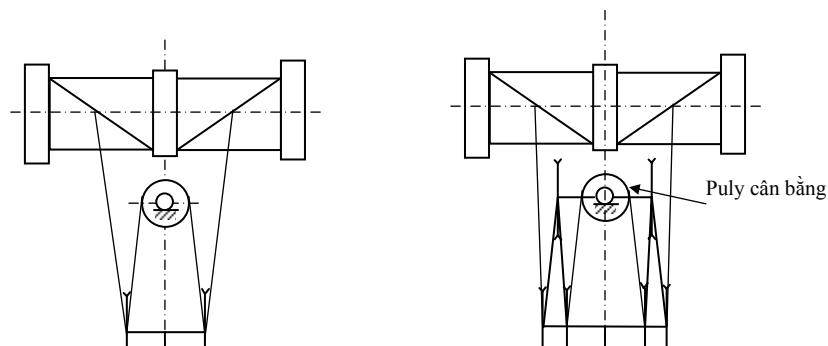
Bội suất của palăng cáp là số lần lực căng trong các nhánh dây giảm đi so với trường hợp treo vật trực tiếp.

Tùy thuộc vào số nhánh dây cuốn lên tang, ta phân biệt palăng đơn và palăng kép: Trong trường hợp chỉ có một nhánh dây chạy lên tang, ta có palăng đơn, trường hợp thứ hai là palăng kép.

Đối với palăng đơn thì bội suất của palăng đúng bằng số nhánh dây treo vật.



Palăng kép có thể được xem như 2 palăng đơn ghép lại, mỗi palăng đơn chịu $1/2$ tải.



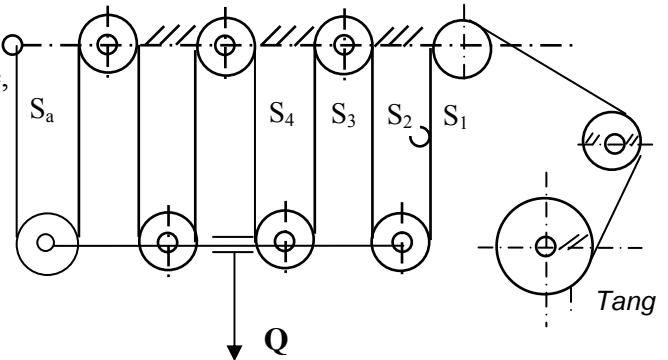
Hiệu suất của Palăng, Lực căng cáp lớn nhất: (Xét cho trường hợp palăng đơn)

Trong trường hợp vật nâng được treo tĩnh, lực căng trong các nhánh dây là như nhau và bằng Q/a . Khi vật nâng dịch chuyển (chẳng hạn theo hướng đi lên) thì lực căng trong các nhánh dây có sự sai khác. Như ở phần hiệu suất của ròng rọc, lực căng ở hai nhánh của ròng rọc có quan hệ:

$$\eta = \frac{S_v}{S_r}$$

Giả sử có sơ đồ của palăng cáp như hình vẽ, Ta có:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_1 \\ S_2 &= S_1 \cdot \eta \\ S_3 &= S_2 \cdot \eta = S_1 \cdot \eta^2 \\ \dots & \\ S_a &= S_1 \cdot \eta^{a-1} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_a \\ = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{a-1}) = Q \\ \Leftrightarrow S_1 \cdot 1 \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta} = Q \end{aligned}$$

Do vậy, lực căng dây trong nhánh S_1 sẽ là:

$$S_1 = Q \cdot \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}$$

Nếu trước khi cuốn lên tang dây cáp còn phải vòng qua m ròng rọc thì tại nhánh cáp cuốn lên tang lực căng dây sẽ là:

$$S_{\max} = \frac{S_1}{\eta^m} = Q \cdot \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a) \eta^m}$$

Hiệu suất của palăng:

Gọi η_p là hiệu suất của palăng, theo định nghĩa ta có:

$$\eta_p = \frac{Q \cdot h}{S_{\max} \cdot a h} = \frac{(1 - \eta^a) \eta^m}{a \cdot (1 - \eta)}$$

Nhận xét:

1.- Khi tăng a thì η_p sẽ giảm, do đó khi chọn a phải cân nhắc để đảm bảo lực căng dây đủ nhỏ mà không làm hiệu suất quá thấp.

Mặt khác khi tăng a thì lượng cáp cuốn lên tang sẽ tăng (gấp a lần) dẫn đến kích thước tang lớn, đồng thời tốc độ nâng vật chậm lại (giảm a lần).

2.- Với palăng kép thì việc tính toán được áp dụng công thức của palăng đơn với tải trọng bằng $Q/2$ và bội suất $a/2$.

4.- Tang cuốn cáp:

Công dụng: Cuốn cáp để di chuyển vật nâng.

Hình dạng: Thường có dạng hình trụ. Trong một số trường hợp có thể có dạng nón hoặc đường kính thay đổi. Bề mặt tang có thể cắt rãnh hoặc để trơn. Với tang trục có thể cuốn nhiều lớp cáp; Với tang cắt rãnh chỉ cuốn một lớp cáp.

Vật liệu và phương pháp chế tạo: Có thể chế tạo bằng phương pháp đúc bằng vật liệu gang xám hoặc thép hoặc bằng phương pháp hàn với may ơ từ thép tấm cuốn.

Tang được lắp trên trục bằng ổ lăn. Có thể truyền chuyển động quay cho tang từ trục tang hoặc trực tiếp lên tang (qua bánh răng cố định với thành tang, hoặc khớp răng đặc biệt)

Các thông số cơ bản: Gồm đường kính, chiều dài, bề dày thành tang.

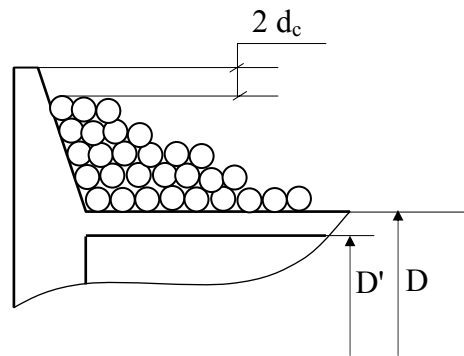
Đường kính danh nghĩa:

Đối với tang cắt rãnh, đường kính danh nghĩa (D_0) được quy ước tính đến tâm cáp.

Đối với tang trơn, đường kính danh nghĩa (D_0) được quy ước tính đến tâm lớp cáp thứ nhất.

Đường kính tang được chọn theo điều kiện cáp không bị uốn quá nhiều

$$\frac{D_o}{d_c} = e$$



Chiều dài phần làm việc:

Khi nâng vật với độ cao nâng H , bội suất palăng a thì độ dài cáp cuốn lên tang là $L = H.a$.

Đối với tang cắt rãnh: Một cách gần đúng chiều dài một vòng cáp cuốn là $\pi.D_0$, như vậy số vòng cáp để cuốn hết chiều dài L là: $Z_0 = H.a/\pi D_0$.

Theo quy định về an toàn, trên tang nhất thiết phải tồn tại từ (1,5 - 2) vòng cáp dự trữ, mặt khác số vòng cáp nằm trong tấm kẹp (để cố định cáp trên tang) phải là (1-1,5) vòng. Do đó chiều dài phần tang có cắt rãnh là:

$$L_0 = (Z_0 + Z_{dt} + Z_k).t$$

t : bước rãnh cáp, thường lấy giá trị $t = d_c + (1-2)mm$

Đối với tang trơn: Số lớp cáp thường không lớn hơn 6. Gọi đường kính tính đến tâm lớp cáp đầu tiên là D_1 . Giả sử có n lớp cáp; mỗi lớp có Z vòng cáp, vậy chiều dài lượng cáp có thể cuốn được là:

$$L = \pi.Z(D_1 + D_2 + \dots + D_n) = \pi.Z(n.D + n^2.d_c)$$

với $D_n = D + (2n-1)d_c$ (D : đường kính ngoài của tang)

Mặt khác dung lượng cáp cần cuốn với độ cao nâng H và bội suất của palăng a là :

$$L_c = H.a + (2 - 3)\pi D_0.$$

Vậy số vòng cáp được rút ra từ điều kiện $L = L_c$

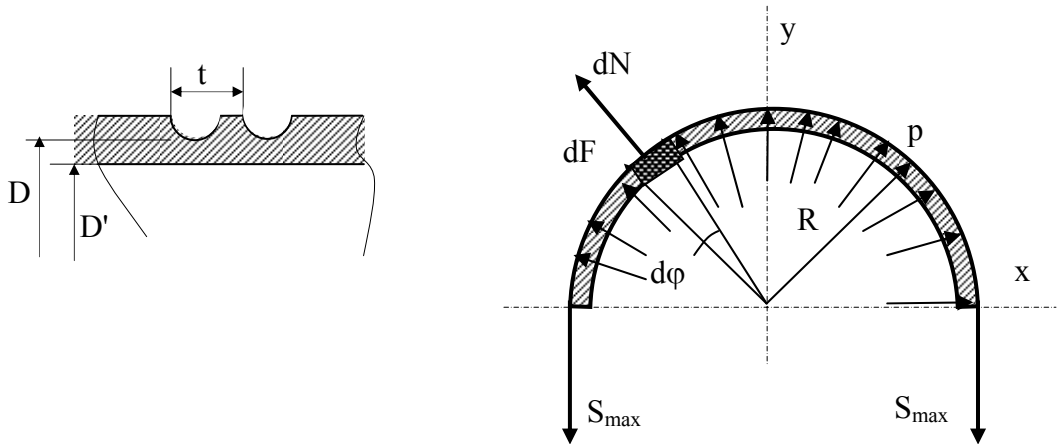
$$Z = \frac{H.a + (2 - 3).\pi.D}{\pi(nD + n^2.d_c)}$$

Chiều dài phần làm việc của tang sẽ là: $L_0 = Z.t$ với $t = d_c \cdot \varphi$ (với φ là hệ số do các vòng cáp không sát nhau, thường chọn $\varphi = 1,1$)

Bề dày thành tang: Tính chọn trên cơ sở đảm bảo sức bền.

Trong quá trình làm việc, tang chịu ứng suất nén, uốn, xoắn trong đó ứng suất nén là lớn nhất, do dây cáp cuốn quanh tang gây ra.

Xét trường hợp một vành tang cắt rãnh có độ dày một bước cuộn cấp t chịu lực như hình vẽ:



Xét phân tố vành tang có tiết diện $dF = R d\varphi \cdot t$, chịu lực tác dụng $dN = p \cdot dF$.
Chiếu tất cả các lực tác dụng trên vành tang lên phương y, ta có:

$$2 \cdot S_{\max} = 2 \int_0^{\pi/2} dN \cdot \cos \varphi = 2 \int_0^{\pi/2} p \cdot t \cdot R \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot R \cdot p \cdot t$$

Suy ra: $p = \frac{S_{\max}}{R \cdot t}$

Áp dụng công thức Lamé khi xem thành tang như ống dày (có áp suất mặt ngoài là p, áp suất mặt trong = 0), ta được:

$$\sigma_{\max} = p \cdot \frac{2R^2}{R^2 - R'^2} = p \cdot \frac{2R^2}{(R + R') \cdot \delta} \approx p \cdot \frac{R}{\delta} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} < [\sigma]$$

Có thể chọn sơ bộ bề dày thành tang theo công thức kinh nghiệm:

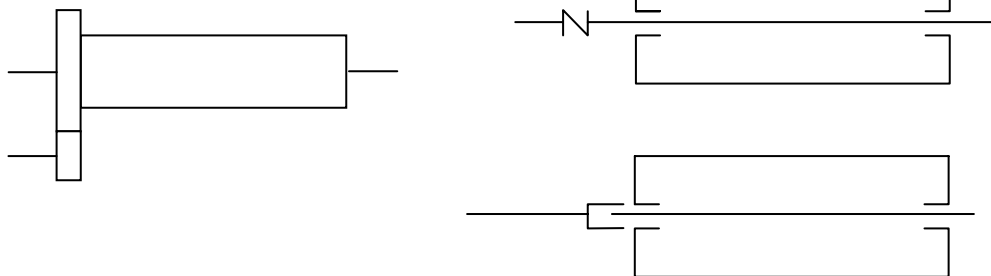
Với tang làm bằng gang: $\delta = 0,02 D + (6-10)\text{mm}$

Với tang làm bằng thép: $\delta = 0,01 D + 3 \text{ mm}$

Các phương pháp nối trục tang với trục hộp giảm tốc:

Thông thường, tang được truyền mômen xoắn từ trục qua mối ghép then. Trong một số trường hợp, mômen xoắn được truyền trực tiếp cho vành răng ghép trên thành tang. Trục tang được nối với trục ra của hộp giảm tốc qua các phương thức sau:

- Bằng khớp nối.
- Bằng khớp răng đặc biệt.



5.- Thiết bị mang tải

Yêu cầu chung đối với thiết bị mang tải là:

- Đảm bảo an toàn

- Thời gian xếp dỡ ngắn, nhằm nâng cao năng suất.
- Trọng lượng nhỏ
- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ

5.1.- **Móc treo**: Là thiết bị vận năng, thích ứng với mọi vật liệu vận chuyển.

Tùy thuộc hình dạng, người ta phân biệt móc đơn và móc kép. Theo phương thức chế tạo, có móc liền khối và móc ghép.

Yêu cầu cao về an toàn. Để tránh cáp tuột khỏi móc cần thiết phải trang bị khoá miệng móc.

5.1.1.- **Móc đơn**:

Vật liệu chế tạo: Thép ít Carbon (C20, C25..)

Phương pháp chế tạo: Rèn tự do hoặc rèn khuôn.

Hình dạng: Như hình vẽ.

Các dạng hỏng của móc đơn:

- Đứt cuống móc,
- Gãy thân móc (tại tiết diện A-A)
- Đứt thân móc (tại tiết diện B-B)
- Mòn , biến dạng.. thân móc.

Tính toán móc:

- Kiểm nghiệm bền kéo tại tiết diện cuống móc:

$$\sigma = \frac{4.Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

- Kiểm tra bền kéo + uốn tại tiết diện A-A (theo lý thuyết thanh cong).

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{F.R_o} + \frac{M_u}{F.R_o.k} \cdot \frac{y}{R_o + y} \leq [\sigma]$$

Trong đó:

- F: diện tích tiết diện mặt cắt,
- M_u: momen uốn tiết diện; M_u = - Q. R_o
- R_o bán kính cong tính đến lớp trung hoà của tiết diện,
- y: tung độ tính từ lớp trung hoà đến điểm xét.
- k: hệ số hình dạng hình học của mặt cắt.

$$k = -\frac{1}{F} \int_{y_1}^{y_2} \frac{y}{R_o + y} dF$$

Áp dụng công thức trên , ta được:

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{2.c_1}{D} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_2 = -\frac{Q}{F.k} \cdot \frac{c_2}{\frac{D}{2} + h} \leq [\sigma]$$

Thường chọn tiết diện hình thang để đảm bảo điều kiện sức bền đều cho tiết diện.

Trong mọi trường hợp ta cần kiểm tra điều kiện $\sigma_1 \leq [\sigma]$

Tương tự, chúng ta có công thức xác định ứng suất pháp tại mặt cắt B-B, với điều kiện lực gây kéo lệch tâm là Q₂ = Q/2. Ngoài ra còn phải kể thêm ứng cắt

$$\tau = Q/2.F,$$

Ứng suất tương đương theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau^2} \leq [\sigma]$$

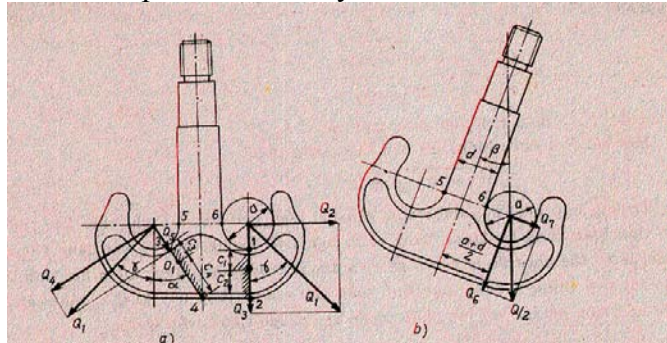
5.1.2.- Móc kép:

Thường được sử dụng để móc các vật thể có dạng hình trụ, chiều dài lớn, chịu lực đối xứng.

Hình dạng và sơ đồ tính toán toán móc kép được trình bày trên hình vẽ.

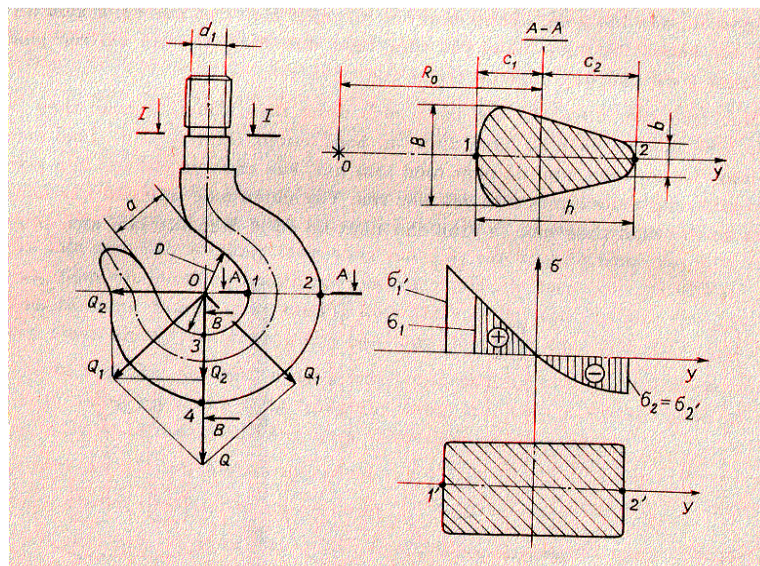
5.2.- Cum treo móc:

Trong thiết bị nâng thường dùng chủ yếu là cum treo móc với nhiều nhánh cáp vòng qua một số các ròng rọc. Các ròng rọc được lắp trên các thanh ngang trên bằng ổ bi. Móc treo được lắp trên thanh ngang dưới bằng ổ đỡ có vòng tựa dưới có dạng cầu để có thể tự lựa được.



Thanh ngang trên và dưới được liên kết với nhau bằng các tấm chịu lực. Người ta phân biệt cum treo móc thường và cum treo móc ngắn.

Trong trường hợp cum treo móc ngắn, trục ròng rọc cũng đồng thời là thanh ngang. Do đó số puly dẫn cáp phải là số chẵn.



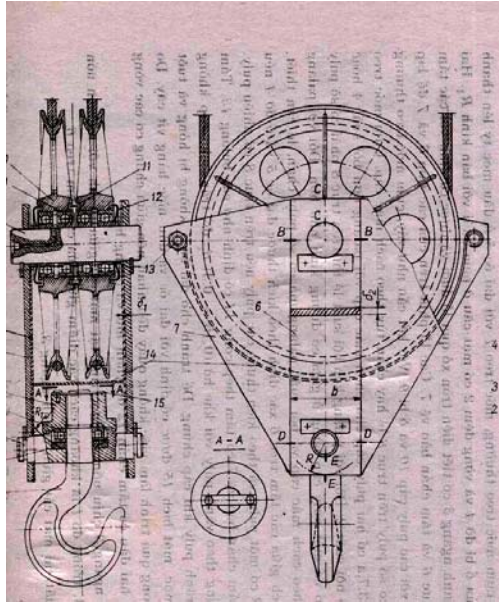
Trong quá trình làm việc, thanh ngang chịu uốn với M_u lớn nhất tại mặt cắt chính giữa thanh.

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma]$$

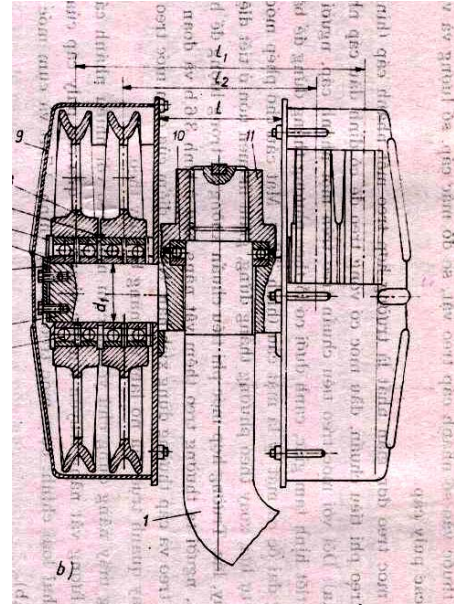
Trong đó: W_u là momen chống uốn có tính đến phần lỗ xỏ đầu móc.

Ngoài ra còn phải kiểm tra ứng suất dập tại tiết diện nối với tấm treo.

$$p \leq Q/(2.d_1.\delta_2) < [p]$$



Cum treo móc thường



Cum móc treo ngắn

5.3.- Các thiết bị cặp vật nặng:

Trong trường hợp vật mang có hình dáng kích thước nhất định, để tăng năng suất xếp dỡ, người ta thường dùng các thiết bị cặp chuyên dùng.

5.3.1.- Thiết bị cặp đối xứng:

Thường dùng để cặp các vật nặng hình khối nhòma sát giữa 2 má kẹp với bề mặt vật nâng. Để có thể nâng được thì lực ma sát phải đủ lớn:

$$F = k.Q/2 \text{ trong đó } k \text{ là hệ số an toàn; } k = 1.5$$

$$\text{Hoặc: } N = k.Q/(2.f) ; f \text{ là hệ số ma sát.}$$

Bỏ qua khối lượng các thanh kẹp, viết phương trình cân bằng momen đối với điểm C, ta có:

$$T.\cos\alpha.b + T.\sin\alpha.c + F.a - N.d = 0$$

Mặt khác:

$$T = \frac{Q}{2.\cos\alpha}$$

Do đó:

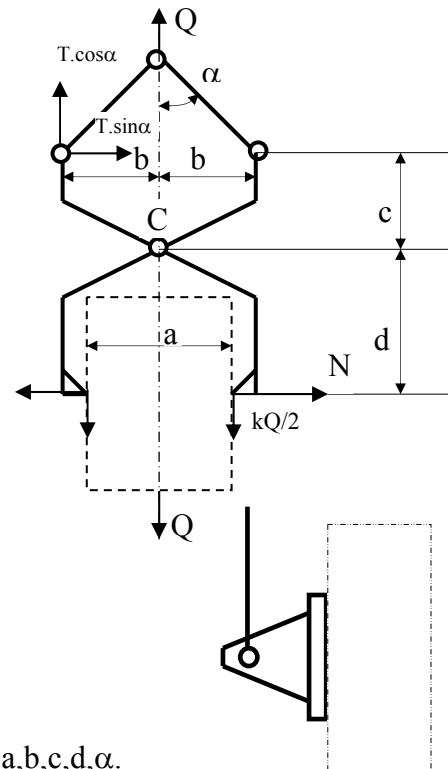
$$\frac{Q}{2}.b + \frac{Q}{2}.\tan\alpha.c + k.\frac{Q}{2}.a - k.\frac{Q}{2.f}.d = 0$$

$$\Leftrightarrow b + \tan\alpha.c + k.a - k.\frac{d}{f} = 0$$

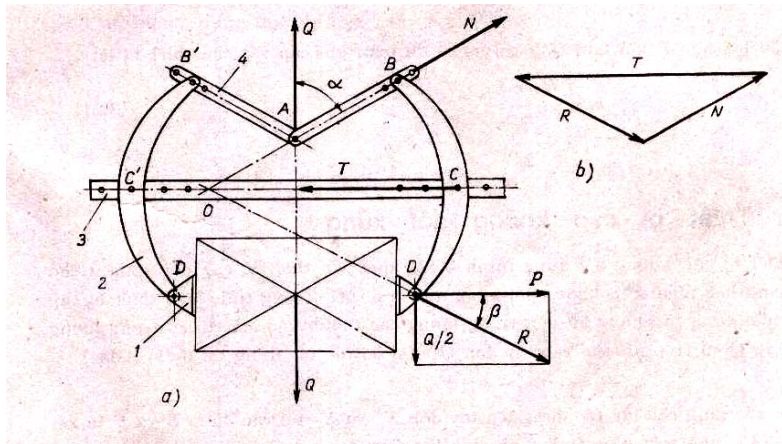
$$\Rightarrow \tan\alpha = \frac{k\left(\frac{d}{f} - a\right) - b}{c}$$

Phương trình trên cho ta quan hệ giữa các giá trị a,b,c,d,α.

Để có thể cặp được nhiều vật có kích thước khác nhau, má cặp liên kết với tay đòn bằng khớp quay:

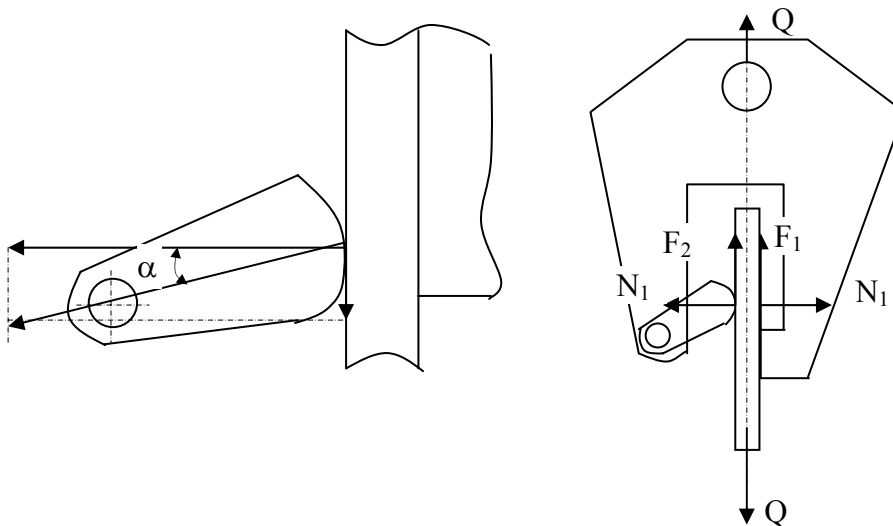


Ngoài ra có thể dùng thiết bị kẹp đối xứng vạn năng:



2.2.- Thiết bị cặp không đối xứng:

Để nâng các vật thể mỏng như dầm thép, tấm thép... người ta thường dùng thiết bị cặp lệch tâm, có sơ đồ như hình vẽ.



Để thiết bị làm việc được thì lực tổng hợp N & F phải đi qua tâm khớp quay. Muốn vậy:

$$\tan \alpha \leq f_1$$

Trong đó f_1 là hệ số ma sát giữa bánh lệch tâm và vật kẹp

Thông số về ray thông dụng

Ray	b	b ₁	h	B	G [KG/m]
30	55	60	120	105	30
24	50	54	110	95	24

Chương 3.-

THIẾT BỊ DỪNG & PHANH HÃM

1.- GIỚI THIỆU CHUNG

Thiết bị dừng là cơ cấu dùng để giữ vật nâng ở trạng thái treo nhờ vào kết cấu của nó. Thiết bị này chỉ cho phép máy trực hoạt động theo chiều nâng vật. Thường dùng thiết bị dừng bánh cóc, thiết bị dừng dùng con lăn.

Thiết bị phanh hãm dùng để dừng hẳn chuyển động sau một thời gian ngắn hoặc hãm điều hoà tốc độ. Để thực hiện quá trình phanh, hãm, thiết bị phải được tiêu tốn một năng lượng.

Người ta phân biệt các thiết bị phanh hãm trên cơ sở:

- Theo kết cấu: Phanh má, phanh đai, phanh đĩa, phanh nón, phanh ly tâm,
- Theo trạng thái hoạt động: Phanh thường đóng, phanh thường mở,
- Theo nguyên tắc điều khiển có phanh tự động, phanh điều khiển bằng tay, chân.

Yêu cầu:

Các thiết bị phanh hãm phải đảm bảo an toàn, có độ tin cậy cao. Quy phạm về an toàn lao động quy định chặt chẽ các tiêu chí về việc sử dụng và loại bỏ phanh.

- Phanh phải có momen phanh đủ lớn.
- Đóng mở phanh nhanh, nhạy, độ tin cậy cao
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo
- Dễ kiểm tra, điều chỉnh, thay thế
- Nhỏ gọn, giá thành rẻ.

Thông số cơ bản để tính toán thiết kế phanh là momen phanh (M_{ph}). Momen phanh phải chọn đủ lớn để đảm bảo phanh được. Tuy vậy nếu giá trị M_{ph} quá lớn sẽ dẫn đến tải trọng động lớn ảnh hưởng đến tính bền của các chi tiết máy.

Giá trị momen phanh được chọn theo công thức:

$$M_{ph} = n_{ph}.M_x$$

Trong đó: M_x là momen xoắn do trọng lượng vật nâng gây ra trên trục đặt phanh.

Theo nguyên tắc có thể đặt phanh ở bất cứ trục nào của cơ cấu. Tuy nhiên nếu bố trí phanh trên trục động cơ thì kích thước phanh sẽ nhỏ gọn.

Với trường hợp bố trí phanh ở trục động cơ thì M_x được xác định theo công thức:

$$M_x = \frac{QD_o \cdot \eta}{2 \cdot a \cdot i_o}$$

n_{ph} là hệ số an toàn phanh, được xác định theo CĐLV.

Giá trị n_{ph} :

CĐLV	n_{ph}
Nh (M_3, M_4)	1,5
TB (M_5, M_6)	1,75
N (M_7)	2
RN (M_8)	2,5

Ngoài ra momen phanh có thể được kiểm tra theo điều kiện:

$$M_{ph} = M_t + M_{d1} + M_{d2}$$

Trong đó: M_{d1} là mômen cần thiết để khắc phục lực quán tính của các bộ phận máy có chuyển động tịnh tiến.

M_{d2} là mômen cần thiết để khắc phục lực quán tính của các bộ phận máy có chuyển động quay.

2.- Thiết bị dừng bánh cóc:

a.- Sơ đồ- nguyên lý làm việc:

Gồm bánh cóc ăn khớp với con cóc. Lò xo cóc đảm bảo sự ăn khớp giữa 2 khâu này. Bánh cóc chỉ được quay một chiều do dạng răng không đối xứng của nó.

Vị trí trục lắp con cóc nên bố trí sao cho phương lực vòng lớn nhất từ bánh cóc tác dụng lên con cóc đi qua tâm của trục.

Bánh cóc có thể lắp trên bất cứ trục nào của cơ cấu nâng. Tuy vậy để kích thước cơ cấu cóc không lớn thì nên lắp trên trục nhanh. Trong trường hợp lắp bánh cóc trên trục tang thì độ an toàn cao, nhưng kích thước của cơ cấu cóc lớn.

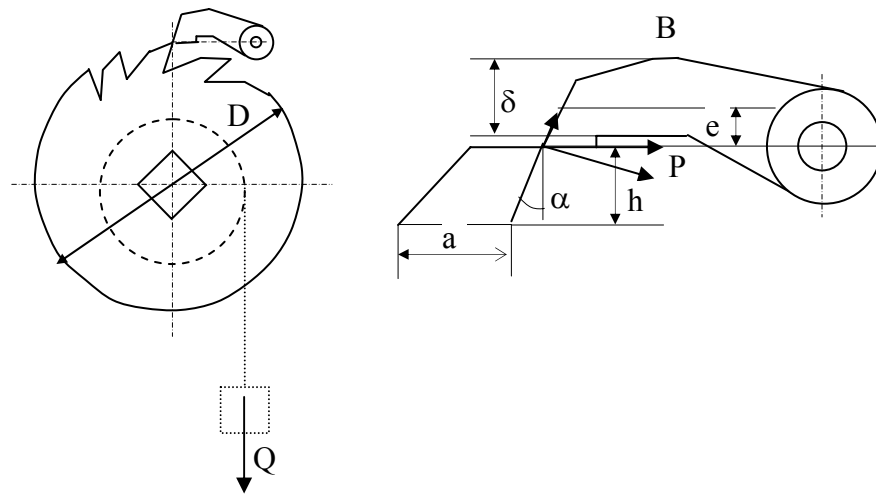
Để đảm bảo cho con cóc vào ăn khớp với răng bánh cóc dễ dàng thì góc trước của răng phải đảm bảo điều kiện

$$P \sin \alpha \cdot \tan \varphi > P \cos \varphi$$

hoặc

$$\alpha > \varphi$$

Trong đó φ là góc ma sát. Với vật liệu thép $\varphi \approx 20^\circ$



Tính toán cơ cấu cóc:

Vị trí chịu lực lớn nhất là khi con cóc chồm vào ăn khớp với răng bánh cóc. Dưới tác dụng của lực vòng P, răng bánh cóc có nguy cơ:

- Bị đập bề mặt do áp suất
- Bị gãy chân răng do uốn.

a.- Theo điều kiện bền đập:

$$p = \frac{P}{b} < [p] \quad \text{với} \quad P = \frac{2.M_x}{D} = \frac{2.M_x}{m.Z}$$

Trong đó: b là chiều rộng của răng bánh cóc; $b = \psi_B \cdot m$

Thay vào ta được:

$$p = \frac{2.M_x}{m^2.Z.\psi_B} \leq [p] \quad \Rightarrow \quad m \geq \sqrt{\frac{2.M_x}{[p].Z.\psi_B}}$$

b.- Theo điều kiện bền uốn ta được:

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u}$$

trong đó: $M_u = P.h = \frac{2.M_x}{D} \cdot h = \frac{2.M_x}{m.Z} \cdot h$

$$W_u = b.a^2/6$$

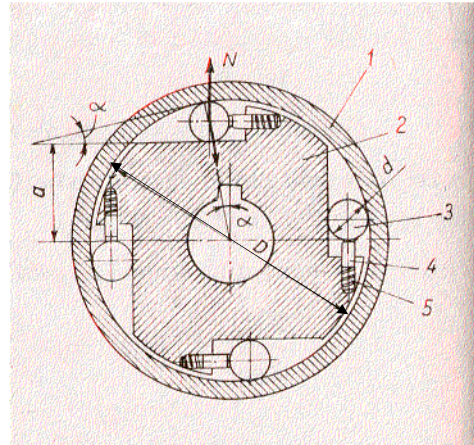
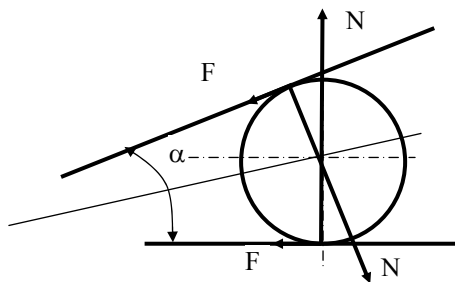
Với $b = \psi_b.m$ và $a = 1,5 m$ $h = m$, ta được:

$$\sigma = \frac{12.M_x}{2,25.\psi_b.Z.m^3} \leq [\sigma]$$

Thiết bị dừng kiểu con lăn:

Có sơ đồ hoạt động như hình vẽ, gồm vỏ 1 gắn vào thân máy, lõi 2 lắp cố định với trục, có các rãnh côn để đặt con lăn 3.

Khi quay theo chiều nâng (ngược kim đồng hồ) lõi 2 quay cùng cơ cấu. Theo quán tính, con lăn nằm ở phần khe hở rộng của rãnh côn. Khi quay theo chiều hạ, các con lăn bị đẩy dồn vào phần hẹp của rãnh côn gây tự hãm và vật được giữ ở trạng thái treo.



Quan hệ kích thước được xác định trên cơ sở đảm bảo điều kiện tự hãm của con lăn trong mặt chêm.

Để đảm bảo điều kiện tự hãm của con lăn:

$$\text{tg } \alpha/2 < \text{tg } \varphi \text{ hoặc : } \alpha < 2.\varphi$$

Lực nén lên mỗi con lăn được xác định từ điều kiện cân bằng lực của bạc 2:

$$M_x = f.N.\frac{D}{2}.Z \text{ hoặc: } N = \frac{2.M_x\beta}{f.D.Z} \text{ với } \beta = 1,2 - 1,4 \text{ hệ số}$$

an toàn dừng.

Trên cơ sở N, xác định độ bền tiếp xúc của con lăn.

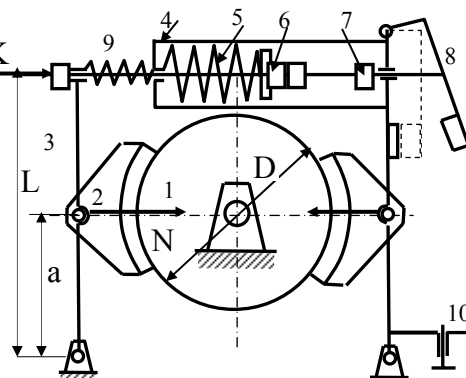
3.- Phanh má:

Quá trình phanh được thực hiện nhờ sự ma sát giữa các má phanh và bánh phanh. Có thể có phanh 1 má, phanh 2 má. Lực đóng phanh có thể là đối trọng, hoặc lò xo. Lực mở phanh là lực nam châm điện hoặc bơm thủy lực. Phanh má được sử dụng rộng rãi trong các loại tời và cơ cấu này trực có truyền động điện độc lập. Ở đây chúng tôi giới thiệu phanh 2 má lò xo điện từ.

Sơ đồ, nguyên lý làm việc:

Nguyên lý làm việc:

Phanh đóng do lực lò xo phanh 5. Phanh mở nhờ nam châm điện 8, kết hợp với lò xo phụ 9. Đai ốc phanh 6 có thể điều chỉnh được lực phanh. Đai ốc 7 để mở phanh, phục vụ sửa chữa. Cử hành trình 10 hạn chế độ mở của các má phanh.



Tính toán lực lò xo:

$$\begin{aligned} \text{Để phanh được: } M_F &= M_{ph} \\ \Leftrightarrow F.D &= M_{ph} \\ \Leftrightarrow N.f.D &= M_{ph} \\ \Rightarrow N &= M_{ph} / f.D \end{aligned}$$

$$\text{Lực cần thiết để phanh } K = N.a/L = \frac{M_{ph} \cdot a}{f.D \cdot L}$$

Lực trên lò xo phanh cần thiết tạo ra phải khắc phục thêm lực trên lò xo phụ và lực do cân nam châm tác dụng: $P_{lx} = K + P_{phụ} + P_{nc}$

Lực lớn nhất tác dụng lên lò xo được xác định khi mở phanh. Lúc này, lò xo bị nén một đoạn $2.\varepsilon.L/a$. Có:

$$P_{lxmax} = Plx + c.2.\varepsilon.L/a$$

trong đó: c là độ cứng của lò xo. Dùng P_{lxmax} để kiểm tra bền cho lò xo.

Kiểm tra áp lực trên bề mặt ma sát theo công thức:

$$p = \frac{N}{F_N} = \frac{M_{ph}}{f.D} \cdot \frac{1}{b.S} \leq [p] \quad \text{Trong đó: } b \text{ là bề rộng má phanh}$$

$$S = D/2.\sin \alpha ; \quad \alpha = 60 - 90^0: \text{ góc ôm của má phanh trên bánh phanh.}$$

4.- Phanh đai:

Thực hiện quá trình phanh nhờ vào ma sát giữa dây đai và bánh phanh. Dây đai thường bằng thép (có thể lót gỗ, da, hoặc amiăng để tang ma sát). Lực ma sát giữa dây đai và bánh phanh bằng hiệu lực căng giữa hai nhánh đai. Quan hệ lực căng trên hai nhánh đai được xác định theo công thức Euler:

$$S_2 = S_1.e^{f\beta} \quad \text{Trong đó } \beta \text{ là góc ôm giữa dây đai và bánh phanh.}$$

$$\begin{aligned} \text{Để phanh được thì: } M_F &= M_{ph} \\ \Leftrightarrow F.D/2 &= M_{ph} \quad D: \text{ Đường kính bánh phanh} \end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow (S_2 - S_1) \cdot \frac{D}{2} = S_1(e^{f\beta} - 1) \frac{D}{2} = M_{ph}$$

$$S_1 = \frac{2.M_{ph}}{D(e^{f\beta} - 1)}$$

\Rightarrow

$$S_1 = \frac{2.M_{ph}.e^{f\beta}}{D(e^{f\beta} - 1)}$$

$$\text{Áp lực trên bề mặt phanh: } p = \frac{dN}{dA} \quad \text{Trong đó } dN \text{ vi phân áp lực; } dN = S.d\alpha$$

$$dA: \text{ Vi phân diện tích; } dA = D.B.d\alpha/2$$

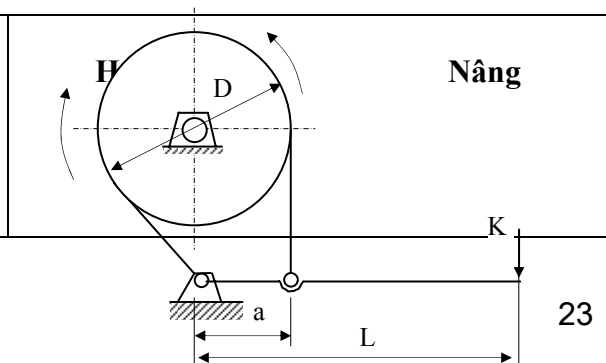
$$\text{Từ đó ta có } p_{max} = \frac{2.S_2}{D.B} \quad p_{min} = \frac{2.S_1}{D.B}$$

a.- Phanh đai đơn giản:

Sơ đồ nguyên lý làm việc như hình vẽ.

$$\text{Có: } K = \frac{S_2.a}{L}$$

Khi bánh phanh đổi chiều quay, S_1 và S_2 đổi vị trí cho nhau. Do vậy lực K sẽ thay



đổi giá trị. Chỉ thích hợp cho cơ cấu nâng khi mômen phanh khi hạ lớn hơn mômen phanh khi nâng.

$$\frac{M_{ph}^{ha}}{M_{ph}^{nang}} = e^{f\beta}$$

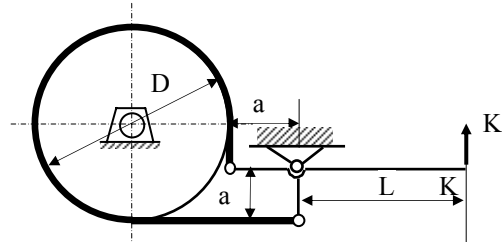
b.- Phanh đai hai chiều:

Trong trường hợp momen phanh không thay đổi thì phải sử dụng phanh đai hai chiều theo sơ đồ sau:

Trong trường hợp này, lực phanh K được xác định theo công thức:

$$K = \frac{(S_2 + S_1)a}{L}$$

Do đó lực phanh không phụ thuộc vào chiều Mômen phanh.



Áp lực cho phép đối với một số vật liệu dùng làm bánh phanh.

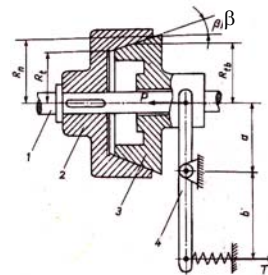
Vật liệu		Áp lực [p] N/mm ²	
Tấm lót đai	Bánh phanh	Phanh dừng	Phanh hạn chế tốc độ
Thép	Gang hoặc thép	15	10
Amiăng	Gang hoặc thép	6	3
Gỗ	Gang	6	4

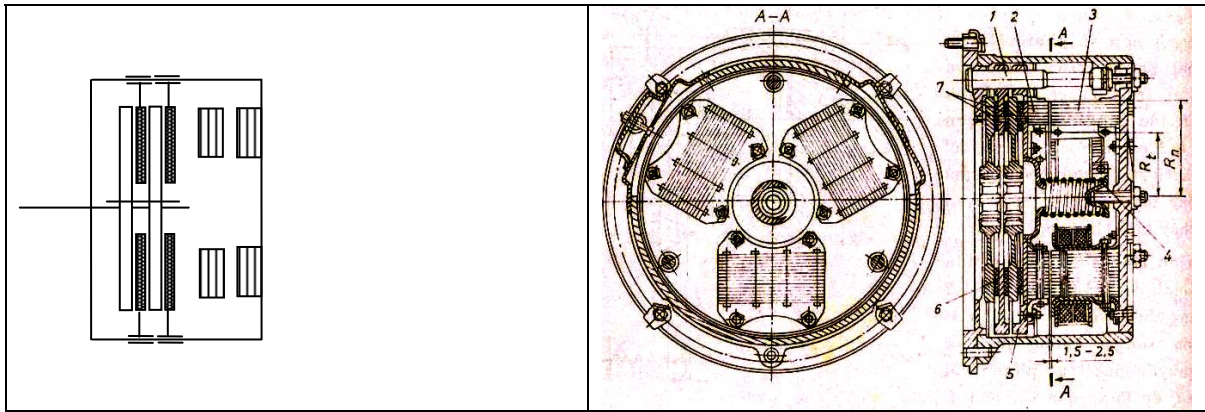
5.- Phanh áp trục:

Là các loại phanh có lực phanh đồng phương với trục đặt phanh. Thuộc loại phanh này có thể kể các loại phanh đĩa, phanh nón.

Sơ đồ nguyên lý làm việc của phanh nón được thể hiện như trên hình vẽ. Ở đây lực phanh do lò xo tác dụng thông qua tay đòn lên trục đặt phanh. Áp lực trên mặt ma sát nón tạo nên mômen ma sát thẳng được momen phanh.

Để tránh kẹt mặt nón, nên lấy góc nón $\beta/2$ lớn hơn góc ma sát φ của bề mặt tiếp xúc. Thường lấy $\beta = 16 - 25^\circ$.





Để phanh được:

$$\begin{aligned}
 M_F &\geq M_{ph} \\
 \Leftrightarrow f \cdot N \cdot D_m / 2 &\geq M_{ph} \\
 \Leftrightarrow f \cdot P \cdot D_m / (2 \cdot \sin \beta) &\geq M_{ph} \\
 \Leftrightarrow P &= \frac{2 \cdot M_{ph} \cdot \sin \beta}{f \cdot D_m}
 \end{aligned}$$

Kiểm tra bền bề mặt tiếp xúc theo bền dập.

$$p = \frac{4 \cdot N \cdot \sin \beta}{\pi(D^2 - D'^2)} = \frac{4 \cdot P}{\pi(D^2 - D'^2)} \leq [p]$$

Phanh đĩa được xem là phanh nón với góc $\beta = 90^\circ$. Để giảm lực phanh người ta thường dùng nhiều đôi mặt đĩa. Trong trường hợp này, lực phanh P được xác định:

$$P = \frac{2 \cdot M_{ph}}{Z \cdot f \cdot D_m} \quad \text{với } Z \text{ là số đôi mặt đĩa ma sát.}$$

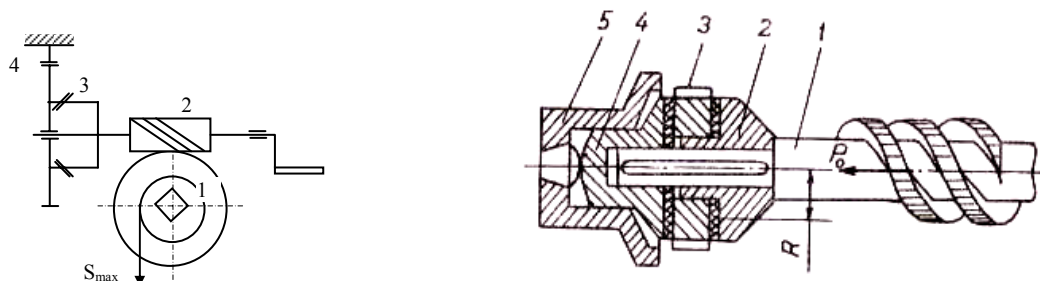
6.- Phanh tự động:

Là những loại phanh mà lực phanh được tạo ra bởi chính trọng lượng của vật nâng. Do vậy phanh này còn có tên là phanh trọng vật. Tùy theo trạng thái tiếp xúc của các bề mặt ma sát trọng quá trình hạ vật mà người ta phân biệt phanh tự động có mặt ma sát tách rời hay không tách rời.

Tính chất tự động của loại phanh này thể hiện ở các điểm sau:

- Tự động thực hiện quá trình phanh,
- Tự động điều chỉnh lực phanh.

a.- Phanh tự động có mặt ma sát không tách rời:



Nguyên lý làm việc:

Dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, trên trục của bánh vít (1) có M_{bv} , và do đó trên trục vít (2) có lực chiều trục P. Lực chiều trục P đóng vai trò của lực phanh và luôn

luôn tồn tại khi có trọng lượng vật nâng. Cơ cấu cóc (4) chỉ cho phép bánh cóc quay theo chiều nâng vật.

Khi nâng vật cả khối cùng chuyển động nhờ ma sát trên các mặt tiếp xúc (3). Khi ngừng nâng, bánh cóc bị giữ lại, đồng thời do ma sát trên các mặt (3) nên trục vít 2 không quay và dẫn đến vật được giữ ở trạng thái treo.

Muốn hạ vật phải tác dụng một mômen hạ để thắng được ma sát trên các mặt (3).

Tính toán các thông số hình học của phanh:

Để phanh được thì $M_F \geq M_{ph}$

$$\text{Momen ma sát do lực phanh } P \text{ gây ra: } M_F = \frac{QD_o D_m}{2.a.D_{bv} \cdot \sin \beta} \cdot f \cdot \eta_p \cdot \eta_t$$

Momen phanh:

$$M_{ph} = n \cdot M_{tv} = n \cdot \frac{Q \cdot D_o}{2 \cdot a \cdot i_o} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_o$$

So sánh ta được:

$$\frac{D_m \cdot i_o}{n \cdot D_{bv} \cdot \sin \beta \cdot \eta_o} \cdot f \geq 1$$

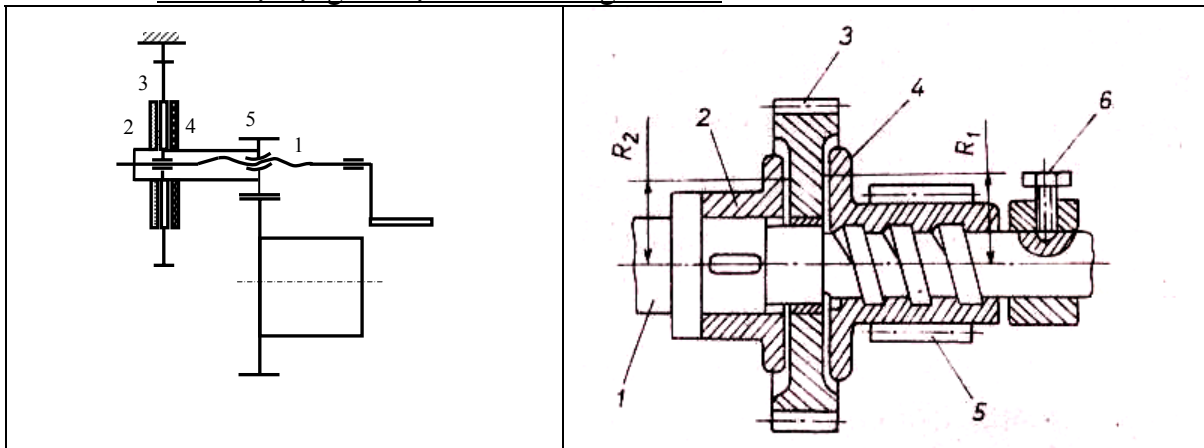
Nếu điều kiện trên không thỏa mãn thì phải điều chỉnh các thông số phanh, cụ thể là D_m , f .

Muốn hạ vật phải tác dụng một Mômen hạ:

$$M_h = M_{ph} - M_{tv} = (n - 1)M_{tv}$$

Như vậy quá trình hạ vật có tiêu hao năng lượng, đồng thời các mặt sát có trượt nên chóng mòn. Đây là nhược điểm cơ bản của loại phanh này.

a.- Phanh tự động có mặt ma sát không tách rời:



Các mặt ma sát (2-3 ; 3-4) có thể tách rời nhau trong quá trình hạ vật do kết cấu mỗi ghép ren giữa bánh răng (5) và trục (1). Đĩa ma sát (3) đồng thời cũng là bánh cóc, được lắp lồng không với trục 1. Cơ cấu cóc (3) chỉ cho phép bánh cóc quay theo chiều nâng vật.

Dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, trên bánh răng (5) sẽ có mômen bánh răng (M_{BR}). Do kết cấu của mỗi ghép ren vít nên M_{BR} này đóng vai trò mômen vận đai ốc, làm cho các bề mặt ma sát hoạt động.

Khi nâng vật, cả cơ cấu cùng chuyển động.

Khi ngừng nâng, cơ cấu cóc hoạt động và nhờ ma sát trên các mặt ma sát nên vật được giữ ở trạng thái treo.

Khi trục (1) quay theo chiều hạ vật, các mặt ma sát tách rời, vật nâng tự đi xuống. Mặt khác M_{BR} luôn có xu thế làm cho các mặt ma sát hoạt động. Do đó, quá trình hạ vật được thực hiện một cách điều hoà.

Tính toán các thông số hình học của phanh:

Để phanh được thì $M_F \geq M_{ph}$

Momen ma sát do lực phanh P gây ra: $M_F = \frac{2.PD_m}{2}.f = PD_m.f$

Trong đó P là lực dọc trục trên bánh răng (5) (lực siết đai ốc) do trọng lượng vật nâng gây ra. Để xác định P ta xét sự cân bằng lực của bánh răng (5).

$$M_{BR} = P.f \cdot \frac{D_m}{2} + P \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)$$

$$\text{Suy ra : } P = \frac{M_{BR}}{f \cdot \frac{D_m}{2} + \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{Q.D_o}{2.a.i_o \cdot \left[f \cdot \frac{D_m}{2} + \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \right]} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_o$$

Thay vào công thức tính M_F ta được:

$$M_F = \frac{Q.D_o.D_m}{2.a.i_o \cdot \left[f \cdot \frac{D_m}{2} + \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \right]} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_o \cdot f$$

Momen phanh:

$$M_{ph} = n.M_{BR} = n \cdot \frac{Q.D_o}{2.a.i_o} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_o$$

So sánh ta được: $M_F \geq M_{ph}$

$$\Leftrightarrow \frac{D_m \cdot f}{f \cdot \frac{D_m}{2} + \frac{d_m}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} \geq n$$

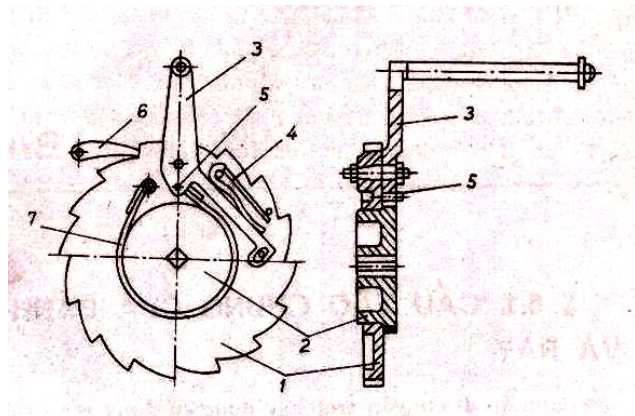
Trong đó: D_m là đường kính trung bình của các mặt đĩa ma sát, d_m là đường kính trung bình của ren mỗi ghép.

Nếu điều kiện trên không thoả mãn thì phải điều chỉnh các thông số phanh, cụ thể là D_m, f .

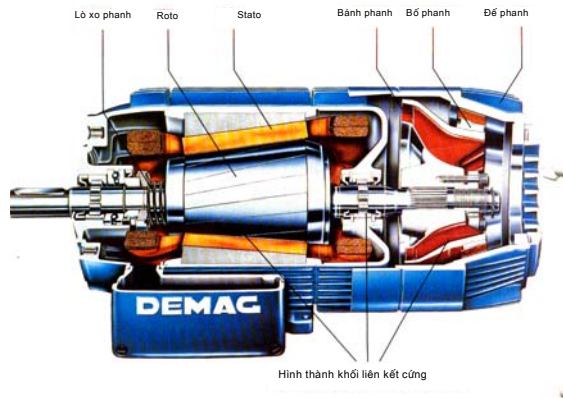
7.- Tay quay an toàn:

Theo quy phạm an toàn, tất cả các thiết bị nâng dẫn động bằng tay đều phải được trang bị tay quay an toàn.

Tay quay an toàn là tay quay được trang bị phanh cùng với cơ cấu cóc để giữ vật ở trạng thái treo khi ngừng nâng.



Các loại phanh trọng vật ở phần trên cũng như tay quay ở hình vẽ bên là các ví dụ về tay quay an toàn.



CÁC CƠ CẤU CÔNG TÁC CHÍNH TRONG MÁY TRỤC

I.- CƠ CẤU NÂNG VẬT:

Là cơ cấu có mặt trong tất cả các thiết bị máy trục. TCVN 5862-95 quy định 8 nhóm chế độ làm việc cho cơ cấu nâng, kí hiệu $M_1...M_8$. Tùy theo nguồn dẫn động, cơ cấu nâng được chia thành cơ cấu nâng dẫn động bằng tay và cơ cấu nâng dẫn động bằng máy.

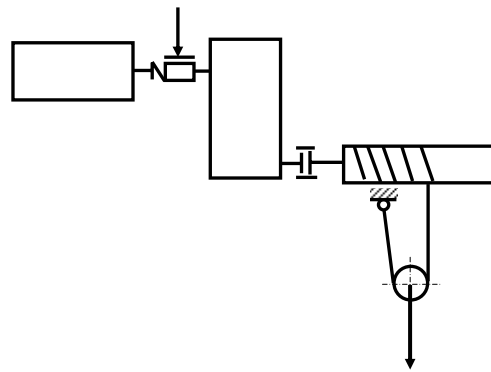
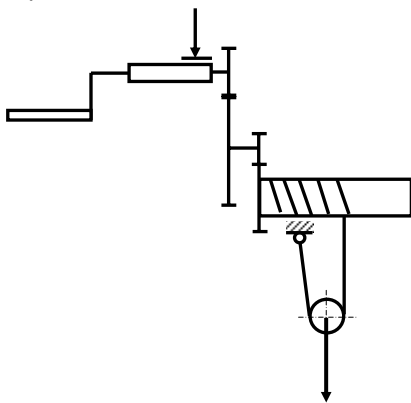
1.- Đặc điểm:

Dẫn động bằng tay

- Trọng tải không lớn, thường $Q \leq 5T$
- Có thể có yêu cầu không cao về vật liệu, công nghệ chế tạo và lắp ráp ở một số bộ phận máy.
- Bộ phận truyền động thường để hở, bôi trơn định kỳ.
- Bố trí phanh tự động kiểu bánh răng hoặc trục vít.

Dẫn động bằng máy

- Tải trọng lớn, có thể đạt đến 500T
- Yêu cầu cao về vật liệu, công nghệ chế tạo và lắp ráp các bộ phận máy.
- Bộ phận truyền động thường được bố chế tạo dưới dạng hộp giảm tốc, che kín và bôi trơn thường xuyên bằng dầu.
- Bố trí phanh má hoặc phanh đĩa xo điện từ.



2.- Trình tự tính toán cơ cấu nâng dẫn động bằng tay:

a.- Số liệu cần cho trước:

- Trọng tải Q
- Độ cao nâng H

b.- Yêu cầu tính toán:

- Đảm bảo độ an toàn, độ bền các chi tiết, bộ phận máy,
- Không yêu cầu đảm bảo năng suất,
- Tỷ số truyền bộ truyền được xác định trên cơ sở đảm bảo nâng được vật nặng theo yêu cầu
- Các bộ truyền bánh răng được tính kiểm nghiệm theo sức bền uốn.

c.- Trình tự:

- 1.- Chọn loại dây và sơ đồ treo vật. Thường dùng cáp thép hoặc xích hàn.
- 2.- Tính lực căng dây lớn nhất S_{max} , trên cơ sở đó tính chọn dây.
- 3.- Tính các kích thước cơ bản của tang (đĩa xích) và ròng rọc.
- 4.- Tính toán, thiết kế bộ truyền:

a.- Xác định tỷ số truyền chung:
$$i_o = \frac{M_{tg}}{M_{tq}}$$

b.- Phân phối tỷ số truyền và thiết kế các bộ truyền.

5.- Quyết định vị trí đặt phanh và tính toán thiết kế phanh.

6.- Thiết kế các bộ phận còn lại (cụm móc treo, cụm tang, khớp nối...)

3.- Trình tự tính toán cơ cấu nâng dẫn động bằng động cơ:

a.- Số liệu cần cho trước:

- Trọng tải Q
- Độ cao nâng H
- Vận tốc nâng vật V_n
- Chế độ làm việc

b.- Yêu cầu tính toán:

- Đảm bảo độ an toàn, độ bền các chi tiết, bộ phận máy,
- Tỷ số truyền bộ truyền được xác định trên cơ sở đảm bảo vận tốc nâng theo yêu cầu
- Các bộ truyền bánh răng được tính kiểm nghiệm theo sức bền tiếp xúc.

c.- Trình tự:

1.- Chọn loại dây và sơ đồ treo vật. Thường dùng cáp thép hoặc xích hàn.

2.- Tính lực căng dây lớn nhất S_{max} , trên cơ sở đó tính chọn dây.

3.- Tính các kích thước cơ bản của tang (đĩa xích) và ròng rọc.

4.- Tính toán, thiết kế bộ truyền:

a.- Xác định tỷ số truyền chung:
$$i_o = \frac{n_{tg}}{n_{dc}}$$

b.- Phân phối tỷ số truyền và thiết kế các bộ truyền.

5.- Quyết định vị trí đặt phanh và tính toán thiết kế phanh.

6.- Thiết kế các bộ phận còn lại (cụm móc treo, cụm tang, khớp nối...)

4.- Quá trình mở máy cơ cấu nâng:

Quá trình mở máy cơ cấu nâng là quá trình chuyển cơ cấu từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động. Do đó ngoài mômen cân tĩnh do trọng lượng vật nâng gây ra, động cơ còn phải khắc phục mômen cản động do quán tính của các bộ phận máy chuyển động có gia tốc gây nên. Phương trình mômen ở trục động cơ trong giai đoạn mở máy:

$$M_m = \pm M_t + M_{d1} + M_{d2}$$

Trong đó:

- M_t là momen cản tĩnh do trọng lượng vật nâng gây ra trên trục động cơ; dấu + ứng với trường hợp nâng vật, dấu - ứng với trường hợp hạ vật.
- M_{d1} là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động tịnh tiến có gia tốc gây ra trên trục động cơ.
- M_{d2} là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động quay có gia tốc gây ra trên trục động cơ.

Có:
$$M_t = \frac{Q \cdot D_o}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta}$$

Xác định biểu thức của M_{d1}

$$M_{d1} = \frac{P_q \cdot D_o}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta}$$

với P_q là lực quán tính do vật nâng gây ra,

$$P_q = \frac{Q}{g} \cdot j_m = \frac{Q}{g} \cdot \frac{V_n}{60 \cdot t_m} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D_o \cdot n_{lg}}{60 \cdot a \cdot t_m} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D_o \cdot n_{dc}}{60 \cdot a \cdot i_o \cdot t_m}$$

Thay biểu thức P_q ta được:

$$M_{d1} = \frac{P_q \cdot D_o}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D_o \cdot n_{dc}}{60 \cdot a \cdot i_o \cdot t_m} \cdot \frac{D_o}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta} = \frac{1}{375} \cdot \frac{Q \cdot D_o^2}{a^2 \cdot i_o^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Xác định biểu thức của M_{d2}

Gọi :

- G_k là trọng lượng của tiết máy quay thứ k lắp trên trục thứ l .
- ε_l là gia tốc góc của trục thứ l .
- I_k là momen quán tính khối lượng của tiết máy quay thứ k .

$$I_k = \frac{G_k}{g} \cdot \frac{D_k^2}{4} \text{ với } D_k \text{ là đường kính quán tính của tiết máy quay } k$$

Mômen lực quán tính của tiết máy quay k (tính trên trục l):

$$M_{q/l} = I_k \cdot \varepsilon_l = \frac{G_k \cdot D_k^2}{4 \cdot g} \cdot \frac{\omega_l}{t_m} = \frac{G_k \cdot D_k^2}{4 \cdot g} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_l}{60 \cdot t_m} = \frac{G_k \cdot D_k^2}{4 \cdot g} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{dc}}{60 \cdot i_o \cdot t_m} = \frac{G_k \cdot D_k^2}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{i_o \cdot t_m}$$

Quy dẫn về trục động cơ, ta được:

$$M_{q/1}^k = \frac{G_k \cdot D_k^2}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{i_o^2 \cdot t_m \cdot \eta_{1-l}}$$

Vậy

$$M_{d2} = \sum_{l=1}^m \left[\sum_{k=1}^n \frac{G_k \cdot D_k^2}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{i_o^2 \cdot \eta_{1-l}} \cdot \frac{1}{t_m} \right] = \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_l}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m}$$

$$\text{Do đó : } M_m = \pm \frac{Q \cdot D_o}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta} + \frac{1}{375} \cdot \frac{Q \cdot D_o^2}{a^2 \cdot i_o^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_l}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \quad (*)$$

Phương trình (*) được sử dụng để kiểm tra điều kiện mở máy của động cơ điện nếu biết thời gian mở máy t_m . Ngược lại, nếu biết mômen mở máy của động cơ thì tính thời gian mở máy theo công thức:

$$t_m = \frac{n_{dc}}{375} \left[\frac{Q \cdot D_o^2}{a^2 \cdot i_o^2} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_l \right] \cdot \frac{1}{M_m \mp \frac{Q}{2 \cdot a \cdot i_o \cdot \eta}}$$

$$= \frac{n_{dc}}{375} \cdot (GD^2)_m \cdot \frac{1}{M_m \mp M_t}$$

Trong đó: $(GD)_m$ là momen đà quy dẫn về trục động cơ.

$$(GD^2)_m = \frac{Q \cdot D_o^2}{a^2 \cdot i_o^2} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_l$$

5.- Chọn động cơ điện cho thiết bị nâng:

Động cơ được chọn phải đảm bảo các tiêu chí sau:

- Momen quay đủ lớn để đảm bảo khởi động được với gia tốc cho trước.
- Động cơ không bị nóng quá giới hạn cho phép ở điều kiện làm việc.
- Công suất động cơ không quá lớn vì sẽ gây gia tốc mở máy lớn, đồng thời không kinh tế.

Đặc điểm của thiết bị nâng là làm việc theo chế độ ngắn hạn lặp lại. Trong một chu kỳ làm việc, máy thực hiện nhiều mức tải khác nhau trong những khoảng thời gian tương ứng khác nhau. Do đó người ta thường sử dụng Momen trung bình M_{tb} thay cho momen tĩnh để tiến hành xác định công suất của động cơ. Về mặt tiêu hao năng lượng và phát nhiệt của động cơ thì M_{tb} được xem là tương đương với chế độ gia tải thực tế

Một trong các thông số đặc trưng cho chế độ làm việc này của động cơ điện là cường độ làm việc thực tế của động cơ ký hiệu $CD\%$. Các giá trị này thường không trùng với cường độ chuẩn ($CD\%_{ch}$) là 15,25,40,60 %. Do đó sau khi tiến hành tính toán công suất trung bình của động cơ, phải chuyển sang công suất tương đương với cường độ chuẩn:

$$N_{td} = N_{tb} \sqrt{\frac{CD}{CD_{ch}}}$$

Trình tự tính chọn động cơ được thực hiện như sau:

1.- Xây dựng biểu đồ gia tải thực tế của cơ cấu trong các chu kỳ làm việc, trên cơ sở đó xác định cường độ chạy thực tế của động cơ:

$$CD\% = \frac{\sum t_{lv}}{t_{ck}} = \frac{\sum t_m + \sum t_{od}}{\sum t_m + \sum t_{od} + \sum t_{ph} + \sum t_d}$$

2.- Xác định công suất tĩnh yêu cầu khi cơ cấu làm việc ổn định với tải trong danh nghĩa. Sơ bộ tính chọn động cơ theo công suất tĩnh N_{td} . Đối với cơ cấu nâng, do thường ít khi làm việc với mức tải toàn phần nên có thể chọn động cơ có công suất nhỏ hơn giá trị tính một ít.

Trên cơ sở đó xác định Mômen mở máy trung bình của động cơ. ($M_m = \psi_m \cdot M_{dn}$, trong đó ψ_m là hệ số quá tải trung bình khi mở máy, M_{dn} là momen danh nghĩa).

3.- Theo sơ đồ gia tải xác định các mức tải M_i và các khoảng thời gian tương ứng t_i , trong đó có cả thời gian mở máy. Từ đó xác định mômen trung bình bình phương và công suất trung bình:

$$M_{td} = \sqrt{\frac{M_m^2 \cdot \sum t_m + \sum_1^n M_i^2 \cdot t_i}{t_{ck}}}$$

$$N_{tb} = \frac{M_{tb} \cdot n}{9550} \quad [Kw]$$

Chuyển sang công suất tương đương với cường độ chuẩn trên cơ sở đó chọn động cơ.

Động cơ được chọn với $N_{dc} \geq N_{td}$ sẽ đảm bảo các điều kiện về khởi động và phát nhiệt

II.- CƠ CẤU DI CHUYỂN:

Thực hiện các chuyển động tịnh tiến ngang hoặc nghiêng cho toàn máy hoặc một bộ phận máy. Sự khác biệt của các cơ cấu di chuyển được căn cứ vào:

- Đường ray di chuyển: Kiểu treo hoặc kiểu đặt.
- Cách truyền lực: bánh xe dẫn hoặc cáp kéo
- Cách truyền momen xoắn cho bánh xe: trực tiếp hoặc qua trục bánh xe

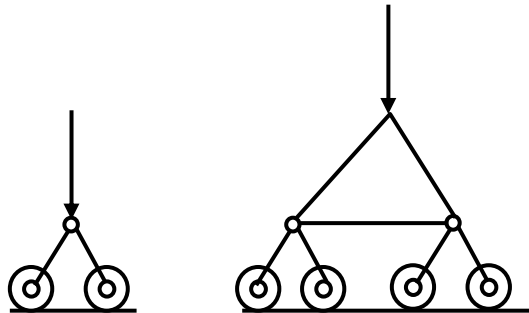
- Phương thức dẫn động: chung hoặc riêng



1.- Bánh xe và ray:

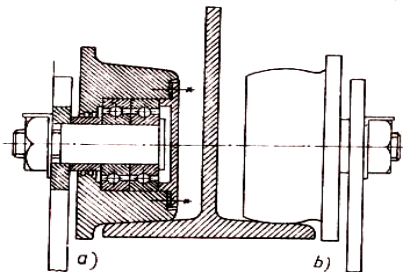
a.- Giới thiệu:

Số lượng bánh xe bố trí trên mỗi gối tựa có thể là 1,2,3 hoặc 4 bánh. Trong trường hợp số lượng bánh xe trên mỗi gối tựa lớn hơn 1 người ta phải dùng các cầu cân bằng để đảm bảo phân bố đều tải cho các bánh xe.

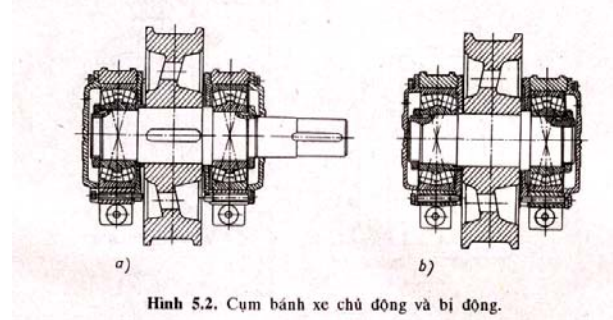


Vật liệu chế tạo bánh xe là thép đúc, hoặc thép rèn, thép cán. Trong trường hợp không yêu cầu cao có thể dùng gang xám. Yêu cầu độ cứng bề mặt của bánh xe phải cao để chống mài mòn : HB = 300-400 (Lưu ý rằng độ cứng bề mặt bánh xe phải nhỏ hơn bề mặt ray).

Theo điều kiện truyền chuyển động phân biệt bánh xe chủ động và bánh bị dẫn động. Số bánh xe chủ động có thể là 25%, 50% hoặc 100% tổng số bánh xe. Bánh xe được lắp trên trục theo các phương thức như hình vẽ.



Hình 5.5. Bánh xe của xe con chạy trên ray treo.



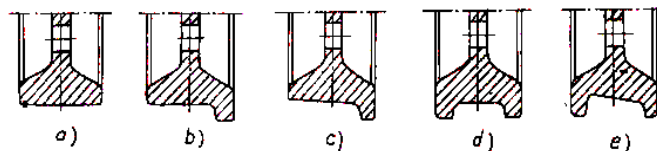
Hình 5.2. Cụm bánh xe chủ động và bị động.

- Trường hợp đặt bánh xe trên trục tâm: Ổ trục được bố trí ngay trong lòng bánh xe nên kết cấu cụm bánh xe gọn nhưng lắp ráp điều chỉnh phức tạp.

- Trường hợp đặt trên trục truyền, kết cấu tuy có cồng kềnh hơn, song dễ dàng trong lắp đặt, kiểm tra, sửa chữa nên được sử dụng phổ biến trong máy trục.

Ổ lăn dùng cho bánh xe là ổ lồng cầu hai dãy để đảm bảo tính tự lựa của trục.

Tùy theo loại máy, công dụng và đặc điểm làm việc mà bánh xe có thể dạng trụ, côn, trống. Các bánh xe có thể có gờ cả hai bên, một bên hoặc không.



Chiều rộng của mặt lăn bánh xe có hai thành bên phải lớn mặt ray từ 15 – 20 mm đối với trường hợp Palăng; 30-40 mm đối với bánh xe cần trục.

Ray dùng trong máy trục có thể là ray đường sắt hoặc ray chuyên dùng cho máy trục. Có thể dùng thép cán vuông hoặc chữ nhật có nhiệt luyện. Trong trường hợp thiết bị máy trục treo thì dùng ngay cánh dưới của dầm I để là đường chạy của bánh xe.

Việc cố định ray trên dầm đỡ được thực hiện theo các phương thức như hình vẽ:

b.- Tính toán bánh xe & ray:

Trong quá trình làm việc tải trọng tác dụng lên bánh xe thay đổi, do đó tải trọng tính toán là giá trị tương đương có tính đến các yếu tố về sự thay đổi tải, về chế độ làm việc:

$$P_t = \gamma \cdot k_c \cdot P_{max}$$

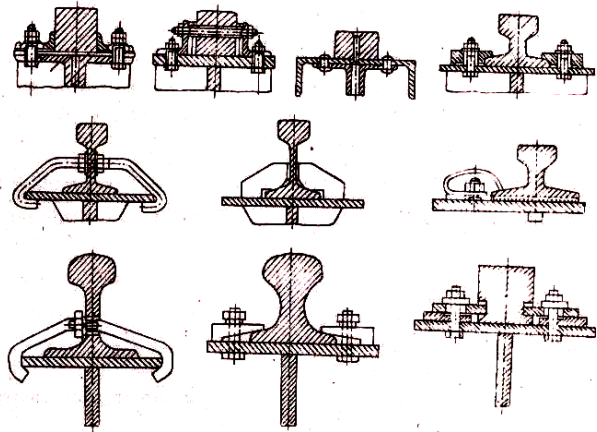
Trong đó:

- γ là hệ số phụ thuộc vào sự thay đổi tải trọng

- k_c là hệ số phụ thuộc vào chế độ làm việc của thiết bị

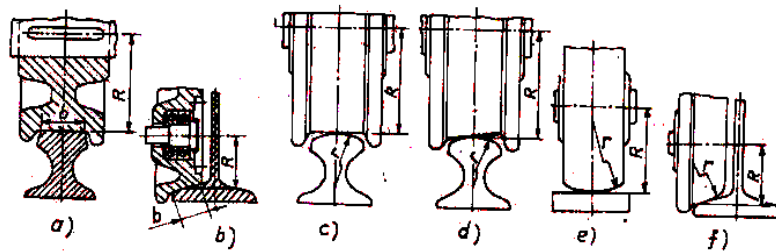
- P_{max} : tải trọng lớn nhất tác dụng lên bánh xe.

Q/Go	γ
0.05	0.98
0.3	0.9
0.4	0.88
0.50	0.86
≥ 1	0.8



CDLV	Nh	TB	N	RN
k_c	1.1	1.2	1.4	1.6

Tùy theo hình dạng bánh xe và ray, ta có trường hợp tiếp xúc đường và trường hợp tiếp xúc điểm.



Áp dụng lý thuyết HEZT,

Trường hợp tiếp xúc đường :

$$\sigma_{tx} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_t \cdot E}{b \cdot R}} \quad \text{Trong đó } E: \text{ môđun đàn hồi tương đương:}$$

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad \text{Trong đó } E_1, E_2 \text{ là môđun đàn hồi của vật liệu bánh xe và}$$

ray. Trường hợp bánh xe làm bằng thép, có $E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

$$\text{Lúc này :} \quad \sigma_{tx} = 190 \cdot \sqrt{\frac{P_t}{b \cdot R}} \leq [\sigma]$$

Trường hợp tiếp xúc điểm :

$$\sigma_{tx} = m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_t \cdot E^2}{r_{\max}^2}} \quad \text{trong đó: } r_{\max} = \max(r, R), m \text{ là hệ số phụ thuộc vào}$$

tỷ số: r_{\min}/r_{\max}

Trường hợp bánh xe làm bằng thép:

$$\sigma_{tx} = 3600 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_t}{r_{\max}^2}}$$

2.- Các phương án dẫn động trong cơ cấu di chuyển với bánh xe dẫn:

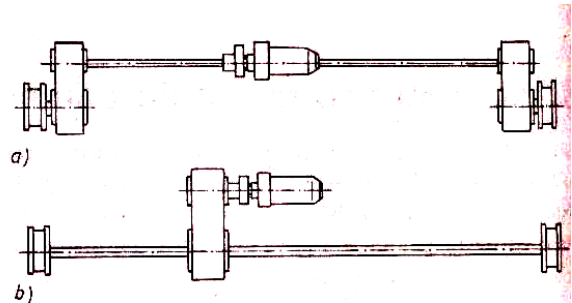
- Với xe lăn hoặc cầu lăn có khẩu độ không lớn có thể dùng một động cơ để dẫn động chung cho các bánh xe chủ động.

- Trong trường hợp khẩu độ của cầu lớn hoặc đối với công trục, thường dùng phương án dẫn động riêng.

Với phương án dẫn động chung có thể dùng phương án trực truyền quay nhanh (p.án a) hoặc chậm (p.án b). Trường hợp trực truyền quay chậm, kích thước trực truyền lớn, kéo theo các nối trục cứng có kích thước lớn. Tuy nhiên do trực truyền quay chậm nên không yêu cầu cao về độ chính xác chế tạo và lắp ráp.

Ngược lại, với phương án trực truyền quay nhanh, dù phải dùng 2 hộp giảm tốc nhưng tính kinh tế cao hơn. Tuy nhiên đòi hỏi sự chính xác trong chế tạo và lắp ráp.

Trong trường hợp dẫn động riêng, hai cụm dẫn cầu phải tuyệt đối đồng bộ. Mặt khác yêu cầu kết cấu kim loại của cầu trục phải đảm bảo độ cứng vững cao để tránh xiên lệch. Tuy nhiên, với trường hợp này, việc lắp ráp đơn giản., giá thành không cao.



3.- Tính toán cơ cấu di chuyển bằng bánh xe dẫn:

3.1.- Lực cản chuyển động:

Lực cản tĩnh W_t tác động trong các giai đoạn chuyển động ổn định cũng như không ổn định, gồm các lực cản do ma sát, do độ nghiêng của ray và do gió.

$$W_t = W_F + W_\alpha + W_g$$

- *Lực cản chuyển động do ma sát:*

Gồm các momen ma sát trong ổ trục bánh xe và momen cản lăn do ma sát giữa bánh xe với đường ray:

Lực cản chuyển động do ma sát được xác định theo công thức:

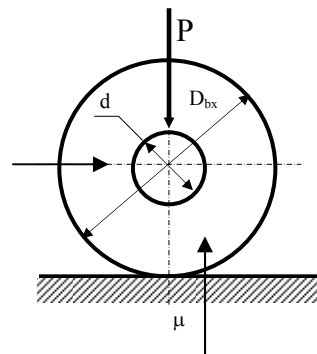
$$W_t = P \cdot \frac{f \cdot d + 2\mu}{D_{bx}} \quad \text{với :}$$

P: tổng tải trọng tác dụng lên các bánh xe: $P = Q + G_0$

G_0 là trọng lượng của xe lăn hoặc cầu lăn tùy trường hợp tính toán.

f: Hệ số ma sát trong ổ trục

μ : Hệ số cản lăn



Ngoài ra còn phải kể đến ảnh hưởng do ma sát thành bên của bánh xe với đường ray.

$$C\acute{o} \quad W_F = k.P. \frac{f.d + 2\mu}{D_{bx}}$$

Kiểu ray	Hệ số cản lăn \square [mm] với đường kính bánh xe [mm]				
	200 - 300	400-500	600-700	800	900 - 1000
Ray đầu bằng	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Ray đầu vòng	0,4	0,6	0,8	1	1,2
Hệ số ma sát trong ổ trục			Hệ số kể đến ảnh hưởng của ma sát thành bánh xe với ray		
Loại ổ		f	Kiểu cơ cấu		k
Ổ trượt:			Cầu trục lăn		
- Loại hở		0,1	- Bánh xe hình côn		1,2
- Loại kín, có mỡ đặc		0,08	- Bánh xe hình trụ có gờ		1,5
Ổ lăn			Xe lăn		
- Bi, dũa		0,015	- Bánh xe hình côn		2,5
- Côn		0,02	- Bánh xe hình trụ có gờ		2

3.2.- Chọn động cơ dẫn động cơ cấu di chuyển:

Trong quá trình khởi động cơ cấu di chuyển, ngoài các lực cản tĩnh như đã trình bày ở trên, còn có các lực cản động.

$$W_d = \frac{Q + G_o}{g} \cdot j_m = \frac{Q + G_o}{g} \cdot \frac{V_{dc}}{60.t_m}$$

Do vậy công suất của động cơ dẫn động có thể được xác định theo công thức:

$$N = \frac{[W_t + (1,1 - 1,3)W_d]V_{dc}}{60.1000.\eta_{dc} \cdot (0,6 - 0,7)\psi_{max}}$$

Động cơ còn có thể tiến hành tính chọn theo công suất tĩnh:

$$N_t = \frac{W_t \cdot V_{dc}}{60.1000.\eta_{dc}} \quad \text{với } N_{dc} \geq N_t$$

Sau đó tiến hành kiểm tra điều kiện mở máy và điều kiện bám. Nếu không có yêu cầu về t_m thì chỉ cần kiểm tra theo điều kiện bám là đủ.

Trong trường hợp dẫn động riêng, tính đến sự san tải không đều giữa các động cơ, cần chọn công suất của mỗi động cơ bằng 60% công suất tổng.

3.3.- Quá trình mở máy cơ cấu di chuyển:

Tương tự như cơ cấu nâng, Quá trình mở máy cơ cấu di chuyển là quá trình chuyển cơ cấu từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động. Do đó ngoài mômen cản tĩnh, động cơ còn phải khắc phục mômen cản động do quán tính của các bộ phận máy chuyển động có gia tốc gây nên. Phương trình mômen ở trục động cơ trong giai đoạn mở máy:

$$M_m = M_t + M_{d1} + M_{d2}$$

Trong đó:

- M_t là momen cản tĩnh do lực cản tĩnh gây ra trên trục động cơ;
- M_{d1} là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động tịnh tiến có gia tốc gây ra trên trục động cơ.
- M_{d2} là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động quay có gia tốc gây ra trên trục động cơ.

$$\text{Có: } M_t = \frac{W_t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}}$$

Xác định biểu thức của M_{d1}

$$M_{d1} = \frac{W_d \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}}$$

với P_q là lực quán tính do vật nâng gây ra,

$$W_d = \frac{(Q + G_o)}{g} \cdot j_m = \frac{(Q + G_o)}{g} \cdot \frac{V_{dc}}{60 \cdot t_m} = \frac{(Q + G_o)}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D_{bx} \cdot n_{bx}}{60 \cdot t_m} = \frac{(Q + G_o)}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D_{bx} \cdot n_{dc}}{60 \cdot i_{dc} \cdot t_m}$$

Thay biểu thức P_q ta được:

$$M_{d1} = \frac{1}{375} \cdot \frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta_{dc}}$$

Xác định biểu thức của M_{d2}

Tương tự như trường hợp cơ cấu nâng, ta có:

$$M_{d2} = \sum_{l=1}^m \left[\sum_{k=1}^n \frac{G_k \cdot D_k^2}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{i_o^2 \cdot \eta_{l-1}} \cdot \frac{1}{t_m} \right] = \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_l}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m}$$

$$\text{Do đó: } M_m = \frac{W_t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}} + \frac{1}{375} \cdot \frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_l}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \quad (*)$$

Phương trình (*) được sử dụng để kiểm tra điều kiện mở máy của động cơ điện nếu biết thời gian mở máy t_m . Ngược lại, nếu biết mômen mở máy của động cơ thì tính thời gian mở máy theo công thức:

$$t_m = \frac{n_{dc}}{375} \left[\frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_l \right] \cdot \frac{1}{M_m - \frac{W_t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}}}$$

$$= \frac{n_{dc}}{375} \cdot (GD^2) \cdot \frac{1}{M_m - M_t}$$

Trong đó: (GD^2) là momen đà quy dẫn về trục động cơ.

3.4.- Quá trình phanh cơ cấu di chuyển:

Không phụ thuộc chiều chuyển động, Phương trình mômen ở trục động cơ trong giai đoạn phanh:

$$M_m = - M_t^* + M_{d1}^* + M_{d2}^*$$

Trong đó:

- M_t^* là momen cản tĩnh do lực cản tĩnh gây ra trên trục động cơ;
- M_{d1}^* là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động tịnh tiến có gia tốc gây ra trên trục động cơ.
- M_{d2}^* là momen cản động do các bộ phận máy chuyển động quay có gia tốc gây ra trên trục động cơ.

$$\text{Có: } M_t^* = \frac{W_t^* \cdot D_{bx} \cdot \eta_{dc}}{2 \cdot i_{dc}} \quad \text{trong đó}$$

W_t^* là lực cản tĩnh khi phanh, và lưu ý trong công thức tính lực cản tĩnh lấy $k = 1$; các thành phần lực cản do độ nghiêng của đường ray và do gió nếu tính phải lấy dấu (-)

$$M^*_{d1} = \frac{1}{375} \cdot \frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_{ph}} \cdot \eta_{dc}$$

$$\text{Do đó : } M_{ph} = \frac{W_t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc}} \cdot \eta_{dc} + \frac{1}{375} \cdot \frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_{ph}} \cdot \eta_{dc} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_I}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_{ph}} \quad (*)$$

Phương trình (*) được sử dụng để kiểm tra điều kiện phanh nếu biết thời gian phanh t_{ph} . Ngược lại, nếu biết mômen phanh thì tính thời gian phanh theo công thức:

$$t_{ph} = \frac{n_{dc}}{375} \left[\frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \eta_{dc} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_I \right] \cdot \frac{1}{M_{ph} + M_t^*}$$

$$= \frac{n_{dc}}{375} \cdot (GD^2) \cdot \frac{1}{M_{ph} + M_t^*}$$

3.-5.- Kiểm tra điều kiện bám cơ cấu di chuyển:

Trong quá trình khởi động và quá trình phanh, đặc biệt ở trạng thái không tải, xe lăn (cầu lăn) có thể bị trượt trơn do không đảm bảo điều kiện bám dính.

Để kiểm tra điều kiện bám ta dùng tiêu chí **hệ số an toàn bám** và được định nghĩa bằng biểu thức:

$$k_b = \frac{\text{Luc bám}}{\text{Luc gay trượt}} \geq 1,2$$

a.- Khi mở máy xe (cầu) ở trạng thái không tải, hệ số an toàn bám được kiểm tra theo công thức:

$$k_b = \frac{G_d \cdot \varphi}{W_o^t - G_d \cdot f \cdot \frac{d}{D} + G_o \cdot \frac{j_o^m}{g}} \geq 1,2$$

Trong đó:

- G_d : Tổng áp lực lên các bánh dẫn khi không có vật nâng
- φ : hệ số bám của bánh xe trên ray. Trường hợp máy làm việc ngoài trời, $\varphi = 0,12$; làm việc trong nhà $\varphi = 0,2$; trường hợp có rải cát trên đường ray, $\varphi = 0,5$.
- W_o^t : Tổng lực cản tĩnh khi không có vật nâng.
- J_o^m : Gia tốc trung bình của xe khi mở máy không có vật nâng.

$$j_o^m = \frac{v}{60 \cdot t_o^m} \quad \text{với } t_o^m: \text{ thời gian mở máy không có vật nâng.}$$

$$t_o^m = \frac{n_{dc}}{375} \left[\frac{G_o \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_I \right] \cdot \frac{1}{M_m - \frac{W_o^t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}}}$$

b.- Khi phanh xe (cầu) ở trạng thái không tải, hệ số an toàn bám được kiểm tra theo công thức:

$$k_b = \frac{G_d \cdot \varphi}{G_o \cdot \frac{j_o^{ph}}{g} - W_o^t} \geq 1,2$$

$$j_o^{ph} = \frac{v}{60 \cdot t_o^{ph}} \quad \text{với } t_o^{ph}: \text{ thời gian mở máy không có vật nâng.}$$

$$t^0_{ph} = \frac{n_{dc}}{375} \left[\frac{G_o D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \eta_{dc} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n (G_k \cdot D_k^2)_I \right] \cdot \frac{1}{M_{ph} + \frac{W_o^t \cdot D_{bx} \cdot \eta_{dc}}{2 \cdot i_{dc}}}$$

Khi thiết kế, thường xuất phát từ gia tốc cho phép để không xảy ra trượt trơn mà chọn động cơ có mômen mở máy phù hợp.

Để đảm bảo điều kiện bám, gia tốc mở máy không tải không được vượt quá giá trị:

$$j^0_m \leq j^0_{max} \quad \text{với:}$$

$$j^0_{max} = \frac{g}{G_o} \left(\frac{G_d \cdot \varphi}{1,2} + Gd \cdot f \cdot \frac{d}{D_{bx}} - W_o^t \right)$$

3.6.- Trình tự tính toán cơ cấu di chuyển:

- 1.- Chọn sơ đồ dẫn động cho các bánh xe dẫn,
- 2.- Tính toán thiết kế bánh xe và ray,
- 3.- Tính toán lực cản chuyển động, sơ bộ chọn động cơ theo công suất tính.
- 4.- Tính toán thiết kế các bộ truyền:

- $i_{dc} = n_{dc}/n_{bx}$
- Phân phối tỷ số truyền, tính các bộ truyền.

5.- Kiểm tra động cơ điện về điều kiện mở máy và điều kiện bám.

- Từ yêu cầu hệ số an toàn bám, xác định gia tốc mở máy lớn nhất ở trạng thái không

$$\text{tải: } j^0_{max} = \frac{g}{G_o} \left(\frac{G_d \cdot \varphi}{1,2} + Gd \cdot f \cdot \frac{d}{D_{bx}} - W_o^t \right)$$

- Tính thời gian mở máy theo gia tốc $t_o^m = \frac{v}{60 \cdot j_o^m}$

- Tính mômen mở máy lớn nhất M_m để đảm bảo an toàn bám, so sánh với $M_{m(dc)}$ ($M_{m(dc)} < M_m^o$)

$$M_m = \frac{W_t \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{dc} \cdot \eta_{dc}} + \frac{1}{375} \cdot \frac{(Q + G_o) \cdot D_{bx}^2}{i_{dc}^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_I}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m}$$

6.- Tính toán, thiết kế phanh,

7.- Tính các cụm chi tiết còn lại.

4.- Cơ cấu di chuyển bằng dây kéo:

Thường được áp dụng đôi với các loại cần trục xây dựng, công trục. Với phương thức này, các cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển có thể bố trí ngoài xe lăn nên làm giảm lực tác dụng tập trung lên kết cấu kim loại.

Lực cản chuyển động trong trường hợp này, ngoài các thành phần đã kể trong cơ cấu di chuyển bằng bánh xe dẫn, còn có các thành phần do hiệu lực căng dây ở 2 nhánh cáp của cơ cấu nâng và lực cản do trọng lượng của dây kéo.

$$W = W_F + W_\alpha + W_g + W_h + H$$

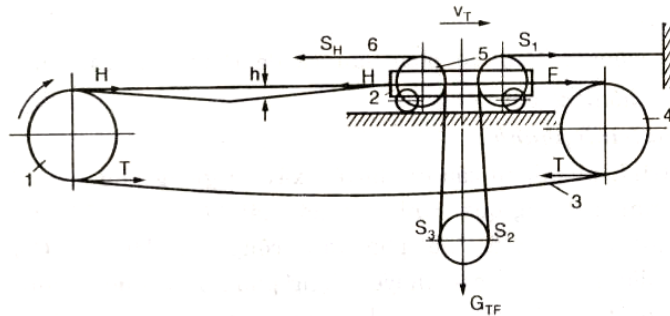
Trong đó:

W_h là hiệu lực căng trên 2 nhánh dây của palăng nâng vật:

$$W_h = Q \frac{(1-\eta)(1-\eta^{a+1})}{\eta(1-\eta^a)}$$

G_c là lực cản do trọng lượng phần dây cáp tự do bị võng:

$H = \frac{qL^2}{8h}$ với q : trọng lượng 1 mét dây ; h : độ võng cho phép của dây kéo ; ($h = 1/30 - 1/50$) L ; L : chiều dài phần dây kéo bị võng



$$\text{Mômen cần thiết trên trục tang: } M_{ig} = \frac{(W - H \cdot \eta_1 \cdot \eta_4) \cdot D_{ig}}{2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4}$$

III.- CƠ CẤU THAY ĐỔI TẦM VỚI:

1.- **Đại cương:**

Tầm với được định nghĩa là khoảng cách giữa trục quay của cần trục và vật nâng. Thay đổi tầm với của cần trục, kết hợp với cơ cấu nâng vật và cơ cấu quay cần nhằm đảm bảo vận chuyển vật nâng đến đúng vị trí yêu cầu.

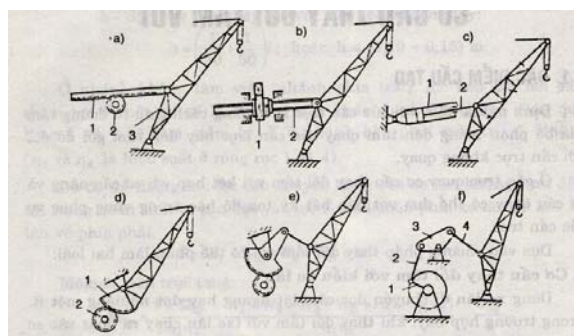
Có thể thực hiện việc thay đổi tầm với cho các loại cần trục theo 2 phương án:

- **Dùng tời kéo xe lăn di chuyển trên cần** : Phương án này thường gặp trong cần trục tháp xây dựng hoặc một số các loại cần trục chuyên dùng. Về thực chất đây chỉ là cơ cấu di chuyển xe lăn bằng dây kéo.

Ưu điểm của phương án này là công suất tiêu hao cho việc thay đổi tầm với nhỏ, dễ dàng đạt được tầm với bé nhất, vật nâng ít chao lắc. Tuy nhiên tính cơ động không cao và kích thước của cần lớn.

- **Thay đổi góc nghiêng của cần**:

Việc thay đổi góc nghiêng của cần có thể sử dụng các phương án liên kết cứng với cần như trên hình vẽ: Trong các phương án đó phương án (c) dùng xy lanh thủy lực được sử dụng phổ biến hơn cả



Với các phương án nâng cần liên kết cứng, đòi hỏi tiêu tốn năng lượng lớn khi nâng cần. Sở dĩ như vậy vì nâng cần cũng đồng thời là nâng vật.

Ngoài các phương án trên còn có phương án nâng cần thông qua palăng nâng cần như hình vẽ.

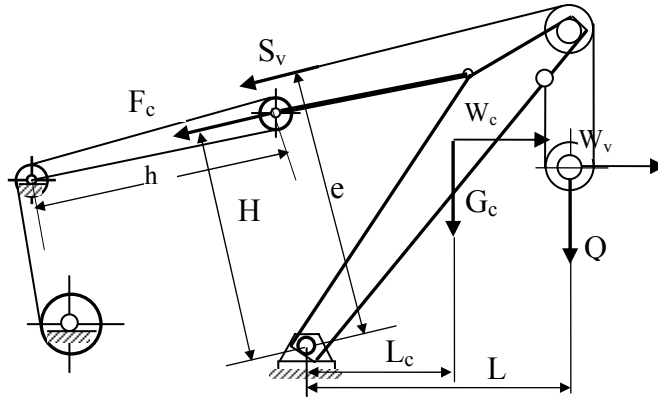
Trong trường hợp này, có thể xem cơ cấu thay đổi tầm với như là ***cơ cấu nâng cần***.

Phương án này có các đặc điểm:

- + Trọng lượng của cần nhỏ,
- + Tính cơ động cao
- + Công suất tiêu hao cho nâng cần không lớn,

+ Khó đạt được tầm với nhỏ

Về mặt sơ đồ cấu tạo, cơ cấu nâng cần hoàn toàn giống như cơ cấu nâng vật. Tuy nhiên trong quá trình nâng cần, lực căng cáp sẽ có giá trị thay đổi do lực nâng cần F_c thay đổi. Do đó nếu sử dụng tang trụ thì sẽ dẫn đến công suất trên trục tang không ổn định. Để khắc phục dùng tang côn hoặc tang có đường kính thay đổi.



2.- Tính toán palăng nâng cần:

Số liệu cần biết trước gồm: Sơ đồ động học của cơ cấu nâng cần, kích thước, hình dạng trọng lượng cần và các thiết bị phụ; Trọng tải; Tốc độ quay của cần; Thời gian thay đổi tầm với... Chế độ làm việc của cần trục

Các tải trọng chính tác dụng lên hệ thống gồm:

- Q: trọng lượng vật nâng
- G_c : trọng lượng cần
- W_v, W_c : tải trọng gió tác dụng lên vật nâng và lên cần
- S_v : Lực căng của dây nâng vật
- F_c : lực nâng cần
- Lực quán tính xuất hiện trong quá trình khởi động nâng cần P_q
- Lực quán tính ly tâm nếu quá trình mở máy nâng cần có kết hợp với quay

cần.

Cần xác định **lực nâng cần** và xem đại lượng này như là trọng lượng vật nâng để tiến hành tính toán thiết kế cơ cấu nâng cần như cơ cấu nâng vật.

Bỏ qua các lực cản do gió W_v, W_c , các tải trọng động quán tính, viết phương trình mômen các lực đối với khớp quay cần:

$$Q.L + G_c.L_c - F_c.H - S_v.e = 0$$

Từ đó ta có lực nâng cần:

$$F_c = \frac{Q.L + G_c.L_c - S_v.e}{H}$$

Qua công thức này ta nhận thấy rằng tải trọng nâng cần sẽ có giá trị thay đổi theo vị trí của cần.

Lực căng dây lớn nhất được xác định tương tự như palăng nâng vật.

$$S_{c \max} = \frac{F_c}{a.\eta_p}$$

Trong trường hợp dùng tang hình trụ, cần tính lực căng cáp theo công thức lực căng trung bình bình phương:

$$S_c^m = \sqrt{\frac{\sum S_{cm}^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}$$

Từ đó công suất động cơ được xác định theo công thức:

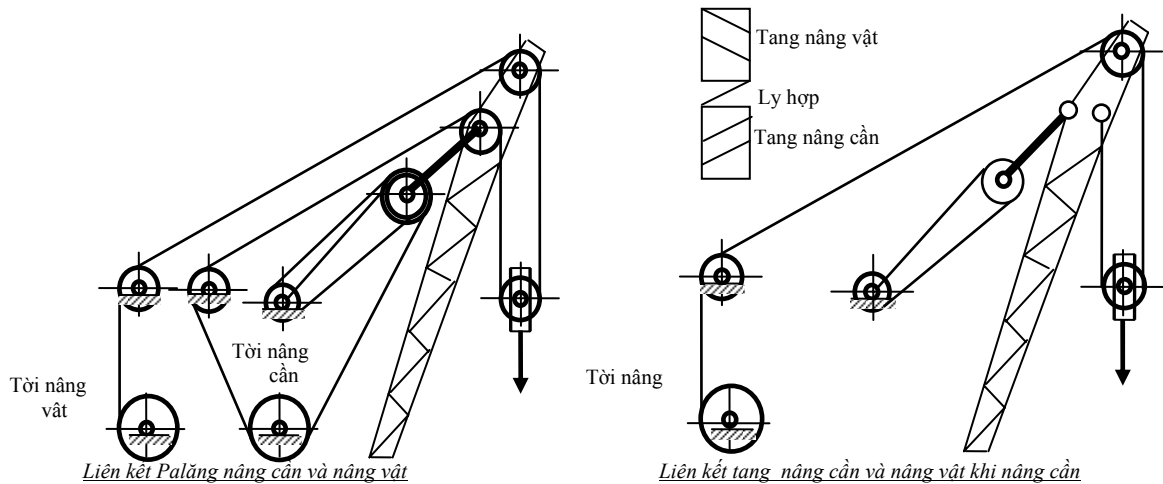
$$N = \frac{S_c^m \cdot V_c}{60 \cdot 1000 \cdot \eta}$$

Trong đó V_c là vận tốc trung bình của cáp cuốn lên tang, được xác định theo công thức:

$$V_c = \frac{\Delta h \cdot a}{\Delta t}$$

Với Δh là lượng thay đổi khoảng cách giữa tâm cụm ròng rọc cố định và ròng rọc di động tương ứng với khoảng thời gian nâng cần Δt .

Với phương án liên kết mềm, có thể có sự liên kết giữa palăng nâng cần và palăng nâng vật. Điều đó có thể thực hiện nâng cần mà không cần nâng vật, điều này làm giảm thiểu công suất của động cơ nâng cần.



Trường hợp liên kết tang nâng cần và tang nâng vật, hai tang được liên kết với nhau bằng ly hợp; Ly hợp này đóng khi nâng cần. Chiều cuốn dây lên 2 tang ngược nhau nên khi nâng cần sẽ đồng thời hạ vật và ngược lại.

Trong palăng nâng cần chỉ dùng dây là cáp thép. Trong trường hợp có sự liên kết giữa 2 palăng, bội suất của palăng nâng cần được xác định sao cho lực căng dây là gần như nhau để có thể dùng cùng một kích thước dây cho palăng nâng cần và nâng vật.

IV.- CƠ CẤU QUAY:

Cơ cấu quay dùng để thực hiện chuyển động quay cho phần quay của cần trục.

1.- Đặc điểm chung:

- Cơ cấu quay có thể bố trí trên phần quay hoặc không quay của cần trục, nhưng thường bố trí trên phần quay.
- Vận tốc quay của cần trục thường rất bé; $n_q = (1 - 3)$ vòng /phút. Do đó tỷ số truyền của cơ cấu thường rất lớn (750 - 1000). Cụm truyền chuyển động thường gồm hai phần: Hộp giảm tốc (Trục vít - bánh vít; hoặc bánh răng hành tinh), và cặp bánh răng hở:

$$i_q = i_0 \cdot i_{br}$$

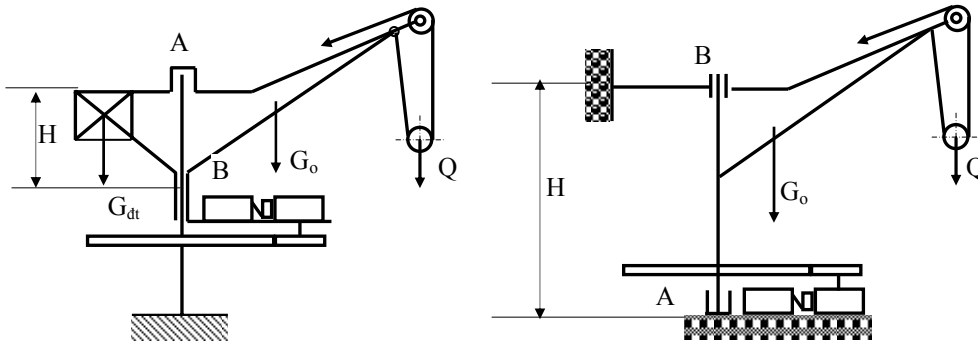
- Quán tính khi khởi động thường rất lớn. Thời gian chuyển động ổn định ngắn. Do đó công suất động cơ thường chọn lớn gấp 3-4 lần công suất tĩnh.

2.- Tính mômen cản quay:

Mômen cản quay trong cần trục gồm mômen cản quay do ma sát, mômen cản quay do độ nghiêng của cần trục, mômen cản quay do gió.

a.- Mômen cản quay do ma sát:

Tùy thuộc vào hệ thống tựa quay, xác định các lực cản, từ đó tính các mômen cản quay.



Trường hợp **hệ thống tựa quay kiểu cột** như các hình vẽ trên, ta có:

Các phản lực tại A,B:

$$X_A = X_B = \frac{Q.L + \sum G_i.L_i}{H} \quad \text{và} \quad Y_A = Q + \sum G_i$$

Trong đó L_i là khoảng cách từ lực tác dụng đến trục quay. |

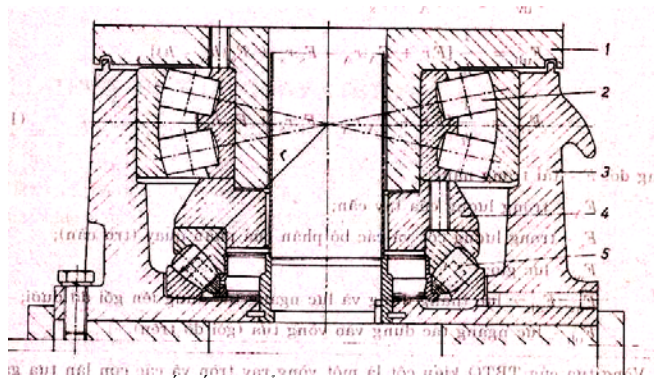
Mômen cản quay do ma sát: —

$$M_f = X_A \cdot f \cdot \frac{d_A}{2} + X_B \cdot f \cdot \frac{d_B}{2} + Y_A \cdot f \cdot \frac{d'_A}{2}$$

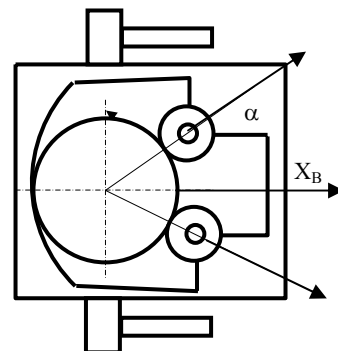
cho trường hợp các ổ trục tại A và B là

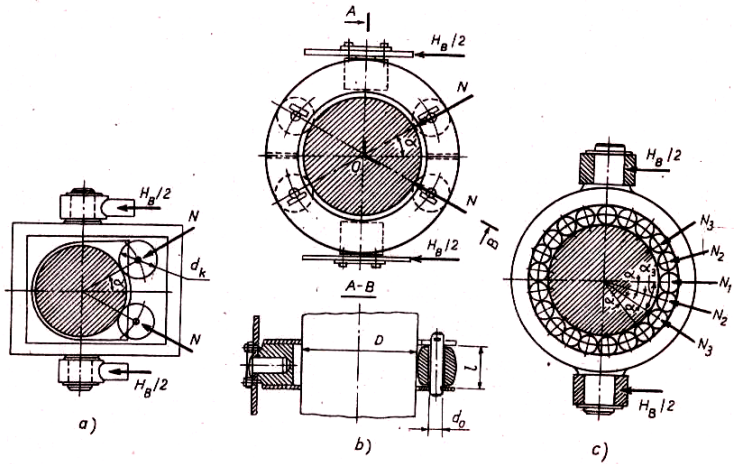
các ổ lăn thông thường.

Với trường hợp cần trục cột cố định, vòng tựa quay B có thể được bố trí 2, 4 hoặc nhiều con lăn, với trường hợp 2 con lăn, ta có:



Kết cấu cụm ổ đỡ + chặn





Hình 17.11. Gối tựa dưới của cần trục cột cố định:
a) Loại hai bánh tựa; b) Loại bốn bánh tựa; c) Loại nhiều con lăn.

Lực tác dụng lên mỗi con lăn:

$$N = \frac{X_B}{2 \cdot \cos \alpha}$$

Mômen ma sát tại vòng tựa B:

$$M_f^B = N(f \cdot d + 2\mu) \cdot \frac{D_c + D_{cl}}{D_{cl}} \quad \text{trong đó:}$$

d: đường kính trục con lăn,

D_c đường kính cột

D_{cl} đường kính con lăn

Trường hợp dùng vòng tựa quay với nhiều con lăn giả thiết tải trọng tác dụng lên mỗi con lăn phân bố theo quy luật:

$$N_x = N_1 \cdot \cos \alpha_x, \quad \text{chiều tất cả các lực trên phương của } X_B, \text{ có:}$$

$$X_B = N_1 + 2 \cdot \sum N_x \cdot \cos \alpha_x = N_1 + 2 \cdot N_1 \cdot \sum \cos^2 \alpha_x$$

$$\text{Từ đó: } N_1 = \frac{X_B}{1 + 2 \cdot \sum \cos^2 \alpha_x}$$

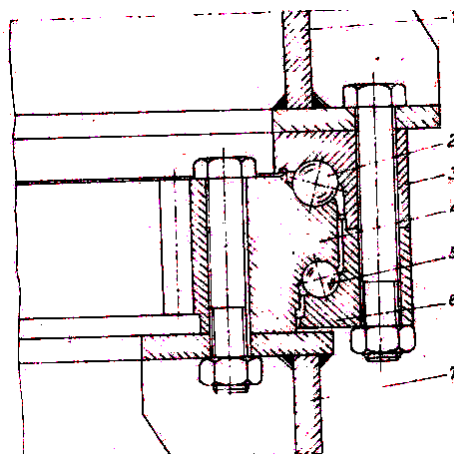
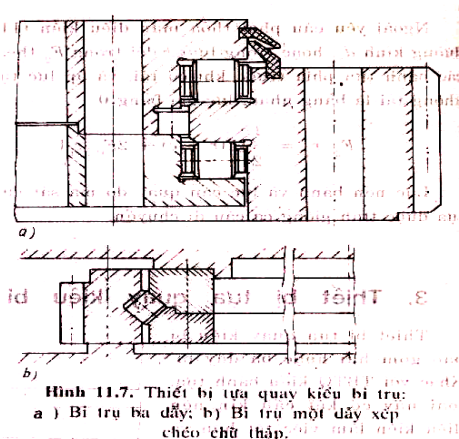
Ngoài ra, do kể đến khả năng xô lệch giữa các con lăn, tải trọng tác dụng lên con lăn sẽ không tuân thủ đúng như giả thiết, tải trọng tính toán cho con lăn:

$$N'_x = 1,25 N_x$$

Công thức xác định mômen ma sát trong trường hợp này:

$$M_f^B = 1,25 \cdot X_B \cdot \mu \cdot \frac{1 + 2 \cdot \sum \cos \alpha_x}{1 + 2 \cdot \sum \cos^2 \alpha_x} \cdot \frac{D_c + 2 \cdot D_{cl}}{D_{cl}}$$

Trường hợp **hệ thống tựa quay là vòng tựa quay** nằm ngang, hoặc thiết bị tựa quay kiểu bi cầu, hoặc ổ đĩa, ta có các sơ đồ như trên hình vẽ.



b.- Mômen cản quay do độ nghiêng của mặt nền:

Trong quá trình làm việc, mômen uốn do các tải trọng tác dụng lên cột:

$$M_u = Q.L + \sum G_i.L_i.$$

Để giảm mômen uốn cột, đối với cần trục cột cố định thường dùng đối trọng (G_{dt}) được xác định theo điều kiện M_u khi đầy tải và khi không tải là bằng nhau.

$$G_{dt} = \frac{Q.L + 2.G_o.L_o}{2.L_{dt}}$$

Khi mặt nền bị nghiêng góc α thì mômen cản quay sẽ có giá trị lớn nhất khi mặt phẳng tải trọng vuông góc với phương nghiêng.

$$M_\alpha = M_u \cdot \sin \alpha$$

c.- Mômen cản quay do gió:

Trong trường hợp thiết bị đặt ngoài trời, cần thiết phải tính M_g .

$$M_g = p \cdot A_g \cdot L^*$$

Ngoài mômen cản tĩnh, khi khởi động, còn có mômen cản động có giá trị rất lớn vì quán tính của phần quay.

$$M_{d1} = J_q \cdot \varepsilon_q = \sum \frac{G_i}{g} \cdot L_i^2 \cdot \frac{2\pi \cdot n_q}{60 \cdot t_m} = \frac{n_q}{375 \cdot t_m} \cdot 4 \cdot \sum G_i \cdot L_i^2 = \frac{n_q}{375 \cdot t_m} \cdot (GD^2)_q$$

$(GD^2)_q$: tổng mômen đà của phần quay

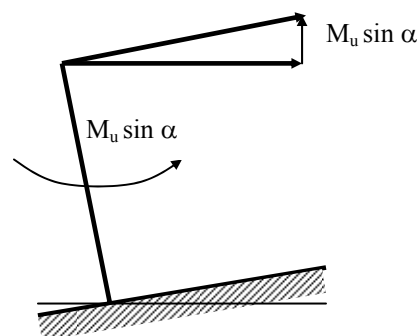
3.- Quá trình mở máy cơ cấu quay:

Tương tự như cơ cấu di chuyển, mômen cản tĩnh M_t không phụ thuộc vào chiều quay của cần trục, luôn cản chuyển động, phương trình mômen ở trục động cơ trong giai đoạn mở máy:

$$M_m = M_t + M_{d1} + M_{d2}$$

Trong đó:

- M_t là momen cản tĩnh do lực cản tĩnh gây ra trên trục động cơ;
- M_{d1} là momen cản động do quán tính các bộ phận máy lắp trên phần quay.
- M_{d2} là momen cản động do các bộ phận máy thuộc cơ cấu quay có gia tốc gây ra trên trục động cơ.



$$M_m = \frac{M_q}{i_q \cdot \eta_q} + \frac{1}{375} \cdot \frac{(G \cdot D^2)_q}{i_q^2} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m} \cdot \frac{1}{\eta_q} + \beta \cdot \sum_{k=1}^n \frac{(G_k \cdot D_k^2)_I}{375} \cdot \frac{n_{dc}}{t_m}$$

Từ phương trình trên, có thể tính kiểm tra M_m hoặc t_m .

5.- Tính chọn động cơ điện cho cơ cấu quay:

Động cơ điện cơ cấu quay được tính chọn theo công suất tĩnh:

$$N_t = \frac{M_q \cdot n_q}{9550 \cdot \eta_q} \quad [KW] \quad \text{trong đó: } M_q [N.m] \quad n [vg/ph]$$

Do mômen động có giá trị rất lớn trong thời kỳ mở máy nên động cơ thường được chọn có: $N_{dc} = (3-4) N_t$

Sau đó tiến hành kiểm tra điều kiện mở máy theo thời gian mở máy chọn theo kinh nghiệm.

Chương 5:

MỘT SỐ THIẾT BỊ NÂNG THÔNG DỤNG

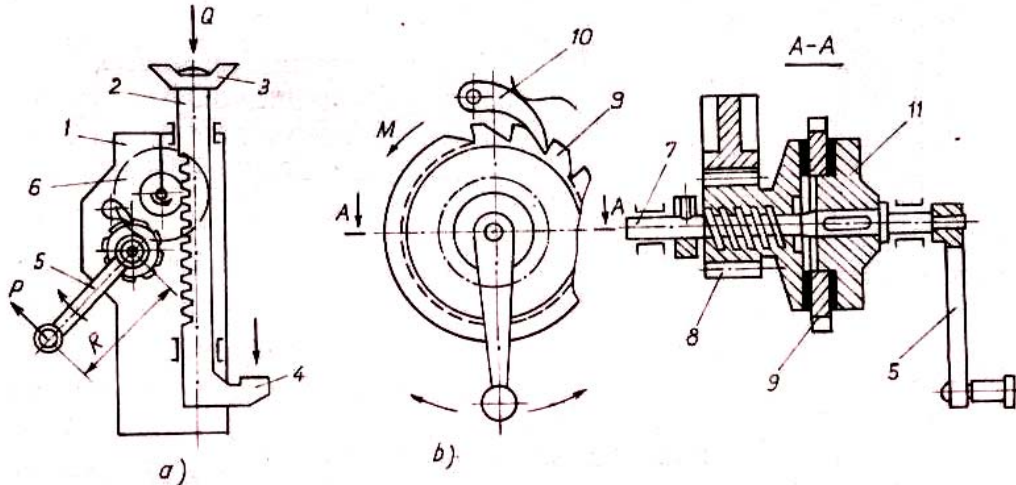
I.- Các thiết bị nâng đơn giản:

Là các thiết bị nâng chỉ thực hiện chuyển động nâng, hạ.

Gồm các thiết bị: Kịch, Tời, Palăng.

1.- **Kịch:** Thực hiện nâng hạ vật với độ cao nâng không lớn; $h < 0.7$ mét. Tùy thuộc nguyên lý dẫn động bộ phận công tác, phân biệt: Kịch thanh răng, kịch vít, kịch thủy lực.

a.- **Kịch thanh răng:**



Hình 12.1. Kịch thanh răng:

- a) Hình chung; b) Tay quay an toàn. 1- vỏ kịch; 2- thanh răng; 3- mũ kịch; 4- bàn nâng phụ; 5- tay quay; 6- bộ truyền bánh răng; 7- trục dẫn; 8- bánh răng; 9- bánh răng cóc; 10- cóc hãm; 11- đĩa chủ động.

Sơ đồ nguyên lý được thể hiện như hình vẽ.

Đầu kịch được dẫn động bằng bộ truyền bánh răng – thanh răng. Theo quy phạm an toàn, kịch được trang bị tay quay an toàn.

Quan hệ giữa Q và P được thể hiện qua công thức:

$$P = Q \cdot r / (R \cdot i_0 \cdot \eta). \quad r: \text{bán kính vòng lăn bánh răng ăn khớp với thanh răng}$$

b.- **Kịch vít:** Thực hiện độ cao nâng $H = 0,2 - 0,4$ mét.

Ren dùng cho vít là ren hình thang có góc nâng $\alpha = 4 - 5^\circ$. Đầu kịch lắp trên trục vít như là ổ chặn.

Quan hệ giữa lực P và tải trọng Q:

$$P \cdot L = Q \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_m}{2} + f \cdot \frac{D_m}{2} \right] \quad \text{trong đó:}$$

d_m : đường kính trung bình của ren vít

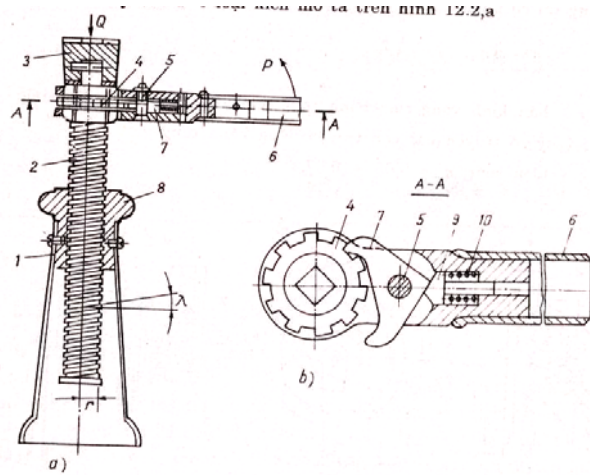
D_m : đường kính trung bình của đầu tựa

f: hệ số ma sát ở mặt tựa

φ : góc ma sát ở mặt ren.

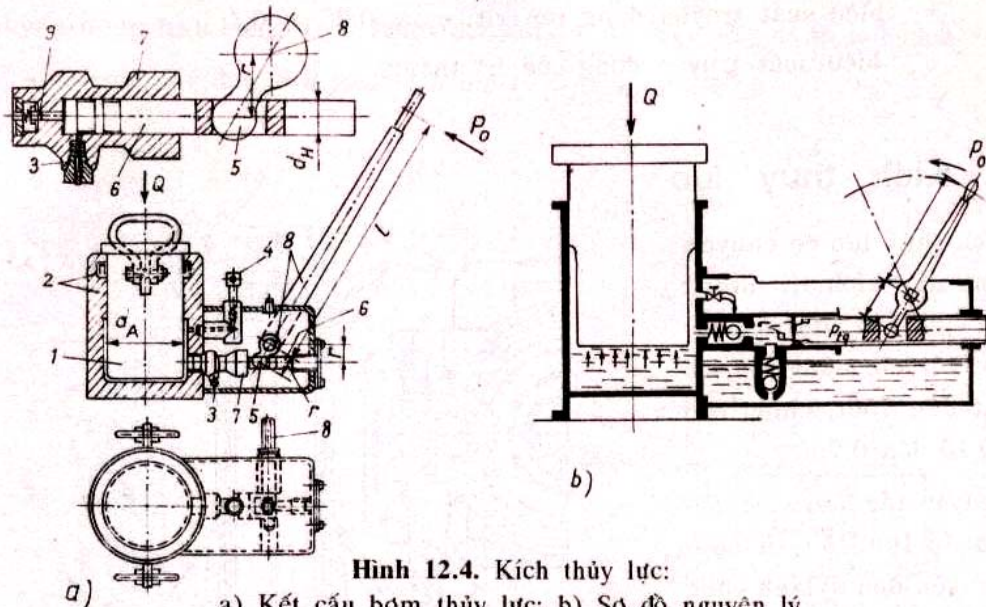
Hiệu suất của kịch vít:

$$\eta = \frac{Q \cdot s}{P \cdot L \cdot 2\pi} = \frac{Q \cdot \pi \cdot d_m \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{Q \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_m}{2} + f \cdot \frac{D_m}{2} \right] \cdot 2\pi} = \frac{d_m \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot d_m + f \cdot D_m}$$



Hình 12.2. Sơ đồ cấu tạo kích vít:
 1- thân kích; 2- trục ren vít; 3- đầu kích; 4- bánh cóc; 5- chốt;
 6- tay đòn; 7- cơ cấu cóc hai chiều; 8- đai ốc; 9- cá hãm; 10- lò xo.

c.- Kích thủy lực



Hình 12.4. Kích thủy lực:
 a) Kết cấu bơm thủy lực; b) Sơ đồ nguyên lý
 1- pittông công tác; 2- xylanh công tác có phốt dầu bằng da; 3- van hút;
 4- van xả; 5- cam; 6- pittông bơm; 7- xylanh bơm; 8- trục cam và tay bơm;
 9- van áp lực.

Đầu kích chuyển động đi lên nhờ bơm thủy lực bơm dầu vào đáy dầu nâng. Việc hạ dầu nâng được thực hiện khi mở van xả dầu. Kích vít có thể đạt đến trọng tải 750 tấn và độ cao nâng đến 0,7 mét. Theo nguyên tắc áp suất không đổi trong thành bình kín, ta có:

$$p = \frac{Q}{A} = \frac{P}{A'} \Rightarrow P = Q \frac{A'}{A} = Q \left(\frac{d}{D} \right)^2$$

Lực tác dụng lên tay bơm:

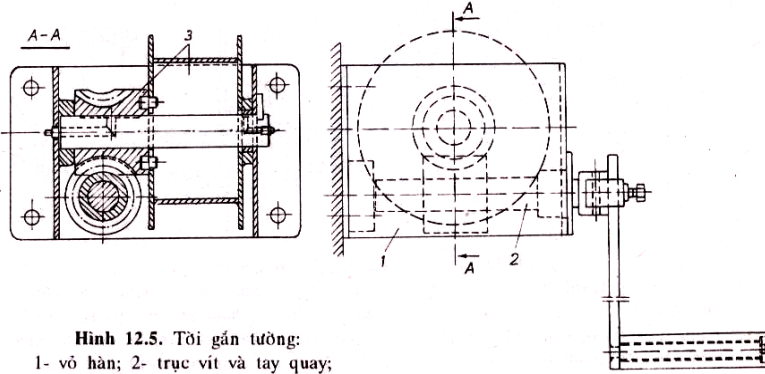
$$P_o = \frac{P.r}{L} \cdot \frac{1}{\eta} = Q \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cdot \frac{r}{L} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Do tỷ số d/D nên kích vít có thể đạt được trọng tải lớn.

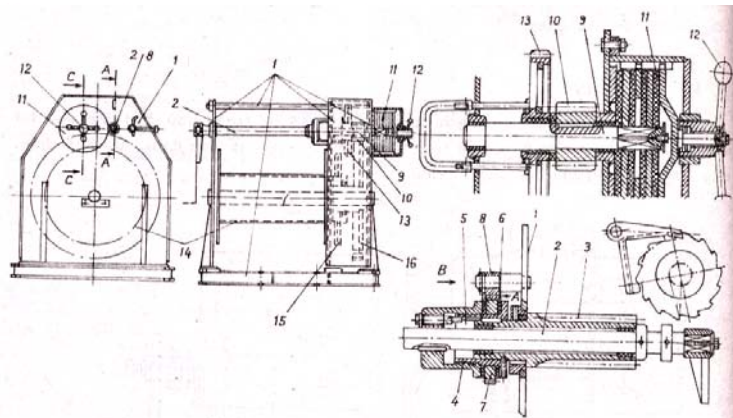
2.- Tời:

Tời là thiết bị nâng chỉ có trang bị cơ cấu nâng. Dùng để thực hiện việc nâng hạ vật nặng theo phương thẳng đứng hoặc phương nghiêng. Tời có thể là thiết bị độc lập hoặc là bộ phận máy của một thiết bị máy trục khác. Tời được lắp đặt cố định trên nền, tường hoặc trên kết cấu kim loại của máy trục.

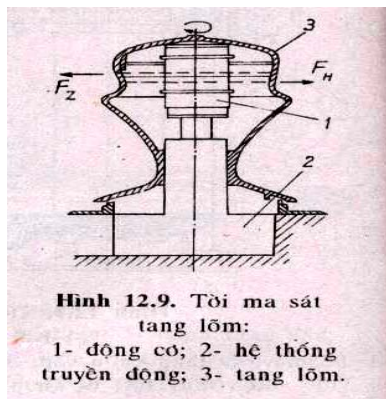
Các bộ phận chính của tời gồm: Bộ phận dẫn động, bộ phận truyền động, tang cuốn cáp và thiết bị phanh hãm. Tùy thuộc nguồn dẫn động, phân biệt tời tay và tời máy. Tời có thể dẫn động một tang hoặc nhiều tang. Có thể có tời 1 hoặc hai cấp tốc độ.



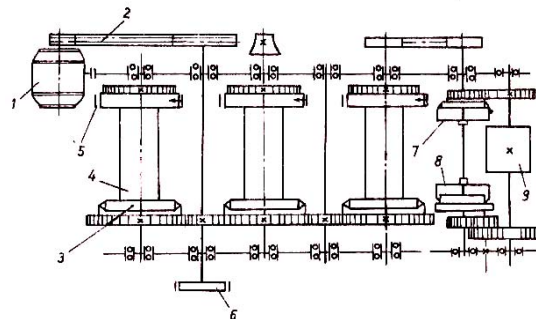
Hình 12.5. Tời gắn tường:
1- vỏ hàn; 2- trục vít và tay quay;
3- bánh vít gắn với tang.



Hình 12.6. Tời khung bệ gắn trên nền:
1- các tấm thép thành bệ; 2- trục dẫn có lắp tay quay an toàn; 3- bánh răng dẫn;
4- ống ren; 5- đai ốc; 6- đĩa ma sát; 7- bánh cóc; 8- cóc hãm; 9- trục trung gian;
10- bánh răng trung gian; 11- phanh đĩa; 12- tay quay; 13- bánh răng trượt; 14- tang cuốn cáp; 15- bánh răng có đường kính nhỏ; 16- bánh răng có đường kính lớn.



Hình 12.9. Tời ma sắt tang lôm:
1- động cơ; 2- hệ thống truyền động; 3- tang lôm.



Hình 12.8. Tời ma sắt nhiều tang dẫn động chung:
1- động cơ; 2- bộ truyền đai; 3- ly hợp ma sát;
4- tang cuốn cáp; 5, 6- phanh; 7, 8- ly hợp của tang quay hai chiều; 9- tang quay hai chiều.

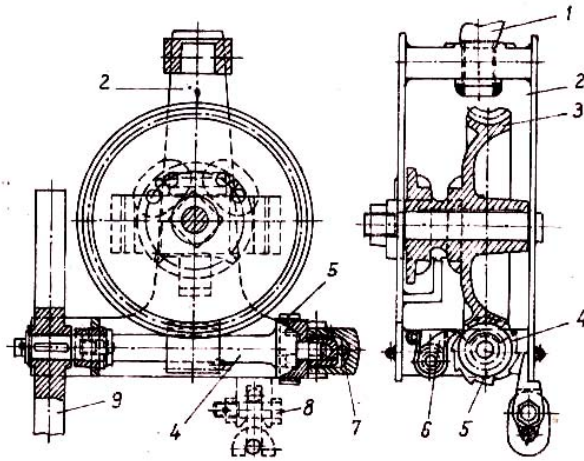
Tời ma sắt với tang có đường kính thay đổi, có thể kéo vật với chiều dài cáp lớn. Dạng lôm của tang đảm bảo cáp không chạy dọc theo đường sinh.

Quan hệ lực kéo : $F_Z = F_H \cdot e^{f\alpha}$

3.- Palăng:

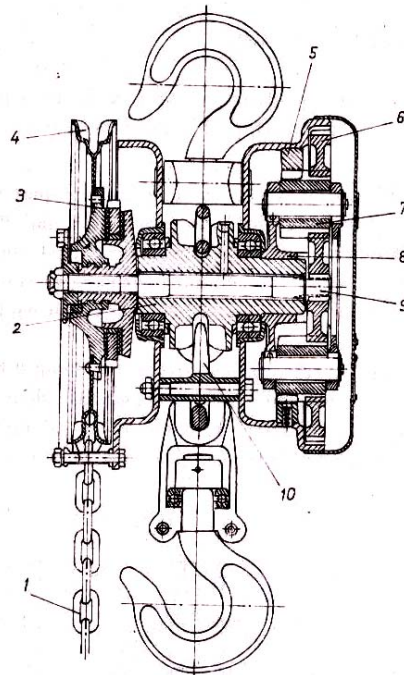
Tương tự như tời, palăng là thiết bị nâng thực hiện nâng hạ vật nhưng là thiết bị cơ động và thường được bố trí trên dầm của các máy trục khác như cầu trục, công trục.... Trong nhiều trường hợp, palăng được trang bị thêm cơ cấu di chuyển và được gọi tên là xe lăn.

Tùy thuộc nguồn dẫn động có palăng tay và palăng điện.

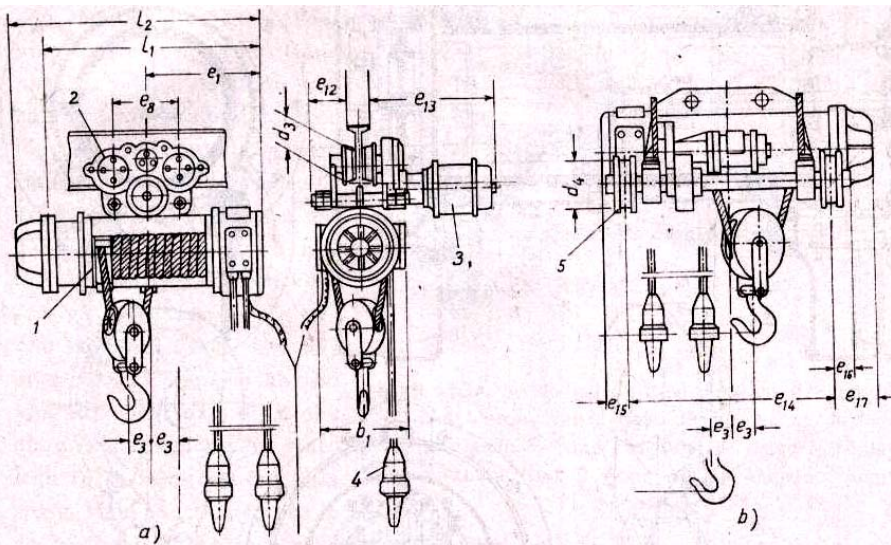


Hình 12.10. Palăng xích kéo tay kiểu trục vít:

1- móc treo palăng; 2- khung treo; 3- bánh vít cùng đĩa xích treo tải; 4- trục vít có gắn đĩa phanh nón; 5- bánh răng cóc đồng thời là đĩa phanh nón thứ hai; 6- cóc hãm; 7- bi cầu chịu nén; 8- chốt treo xích tải; 9- đĩa xích kéo.

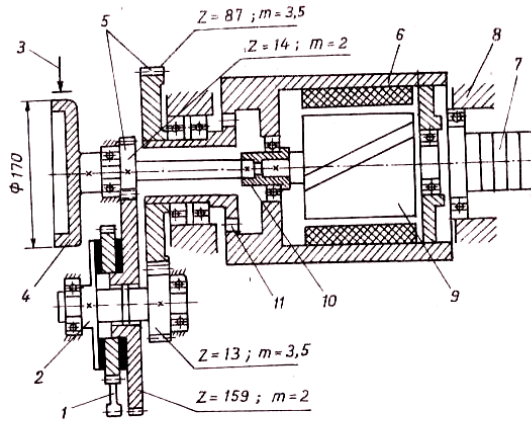


Hình 12.11. Palăng xích kéo tay kiểu bánh răng:
 1- xích kéo; 2- đĩa xích tải; 3- phanh tự động; 4- đĩa xích kéo;
 5- vành răng cố định; 6- bánh răng trung gian; 7- bánh răng hành tinh; 8- cần của truyền động hành tinh; 9- trục dẫn; 10- xích tải.



Hình 12.12. Palăng điện:
 a) Palăng điện với cơ cấu di chuyển kiểu treo;
 b) Palăng điện với cơ cấu di chuyển kiểu đặt.
 1- palăng điện; 2- cụm bánh xe di chuyển kiểu treo; 3- động cơ cơ cấu di chuyển;
 4- hộp nút bấm điều khiển; 5- cơ cấu di chuyển kiểu đặt.

Một số cấu trúc palăng điện rất đa dạng, khác nhau chủ yếu về cách bố trí động



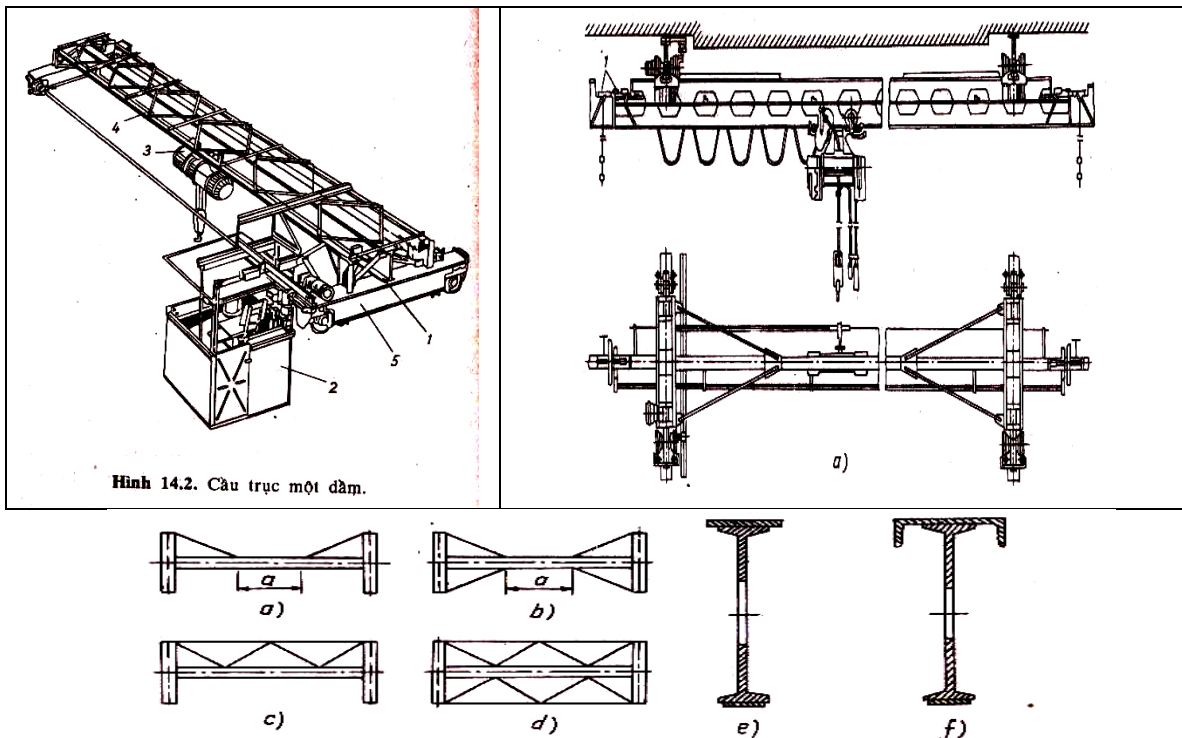
Hình 12.14. Sơ đồ palăng điện động cơ liền tang:
 1- phanh trọng vật; 2- trục dẫn; 3- phanh đai;
 4- bánh phanh; 5- bánh răng lớn; 6- tang; 7- bộ lấy điện;
 8- khung treo; 9- động cơ; 10- khớp nối ống;
 11- khớp răng.

II- Cầu trục lăn:

Được sử dụng trong nhà xưởng phục vụ cho việc chế tạo, sửa chữa, lắp ráp. Được bố trí trên cao nên không chiếm diện tích mặt bằng phân xưởng. Cầu trục được trang bị các cơ cấu nâng, cơ cấu di chuyển xe và cơ cấu di chuyển cầu nên có thể vận chuyển vật nâng đến bất cứ một tọa độ nào trong không gian phân xưởng.

Tuỳ thuộc vào khâu độ và tải trọng, có cầu trục 1 dầm hoặc 2 dầm.

1.- Sơ đồ cầu trục lăn:



Hình 14.2. Cầu trục một dầm.

Hình 14.4. Dầm cầu của cầu trục một dầm.

Trên sơ đồ cầu trục lăn 1 dầm, có dầm chính chịu lực (1), dầm cuối (5), các dầm phụ (4), Palăng điện (3) và cabin (2). Trên các dầm cuối có lắp các bánh xe và được dẫn động bằng cơ cấu di chuyển cầu.

2.- Kết cấu các dầm:

Trong kết cấu kim loại của cầu trục, dầm chính là bộ phận chịu lực chủ yếu. Yêu cầu của dầm chính là phải đảm bảo độ bền và độ cứng.

Đối với trường hợp cầu trục 1 dầm, tiết diện dầm phải có dạng chữ I để treo palăng. Trường hợp đơn giản nhất là dùng dầm đơn không có gia cường. Nếu điều kiện cứng vững cũng như độ bền không được đảm bảo thì phải gia cường.

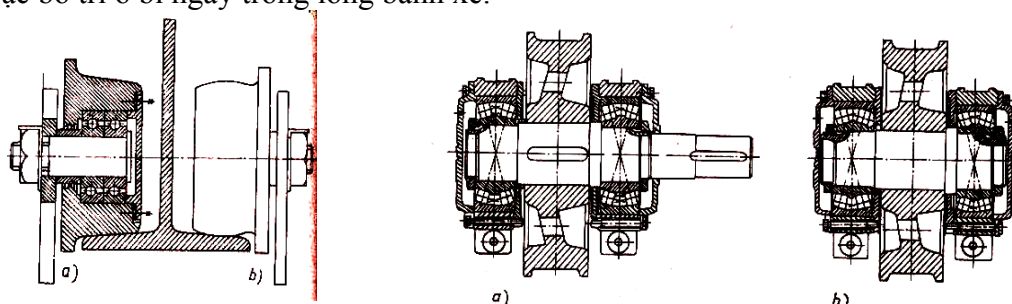
Đối với trường hợp cầu trục 2 dầm, tiết diện dầm thường có dạng hình hộp chữ nhật. Theo quy phạm an toàn, cần phải bố trí sàn thao tác để tiện cho việc bảo dưỡng, sửa chữa Palăng...

Ngoài việc gia cường cho tiết diện dầm, trong nhiều trường hợp phải dùng thêm dạng khung, dàn... để tăng độ cứng vững.

Liên kết giữa dầm chính và dầm cuối có thể bằng mối ghép bulông hoặc mối ghép hàn.

Dầm cuối thường có kết cấu tiết diện hình hộp hoặc 2 thép U ghép lại.

Việc bố trí hộp trục đỡ các bánh xe có thể tiến hành theo phương thức hộp trục riêng hoặc bố trí ổ bi ngay trong lòng bánh xe.

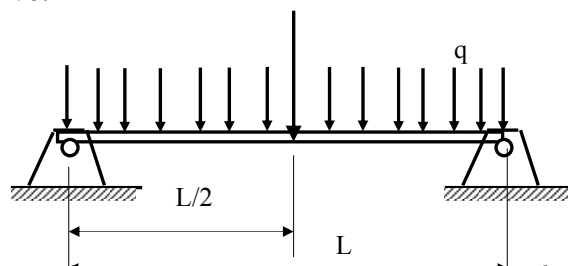


3.- Đặc điểm tính toán cầu trục:

Các bước tính toán:

- Xác định thông số cơ bản của cầu trục, $Q, H, L, V_n, V_{xe}, V_{cầu}, CĐLV$.
- Sơ bộ xác định trọng lượng của kết cấu kim loại dầm chính, các bộ phận lắp đặt trên cầu như cabin, xe lăn....
- Thiết kế các cơ cấu công tác (cơ cấu nâng vật, cơ cấu di chuyển xe con, cơ cấu di chuyển cầu trục...). Các tính toán này đã được trình bày ở các phần trước.
- Tính kết cấu kim loại dầm chính.

Một cách đơn giản, xét trường hợp dầm chịu lực khi xe lăn có vị trí giữa dầm, sơ đồ lực tác dụng như hình vẽ:



Mômen lực lớn nhất do tải trọng gây ra tại vị trí giữa dầm :

$$M_{u\max} = 1,25 * [(Q + G_{xe}) * L/8 + q * L^2/8]$$

Kiểm tra độ bền:

Ứng suất lớn nhất tại vị trí giữa dầm:

$$\sigma = \frac{M_{u\max}}{W_u} \leq [\sigma]$$

Xác định độ võng tại vị trí giữa dầm:

$$f = \frac{(Q + G_{xe}) * L^3}{48 * E * J_x} + \frac{5 * q * L^4}{384 * E * J_x}$$

So sánh với độ võng cho phép $[f] = L/700$

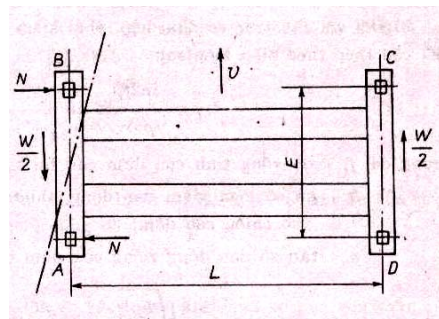
Khoảng cách giữa 2 dầm chính trong trường hợp cầu trục 2 dầm được xác định trên cơ sở đảm bảo lực nén ngang của bánh xe lên thành ray không quá lớn do sự xiên lệch của cầu trục.

Sơ đồ tính cho như hình vẽ:

Có lực nén phụ giữa thành bánh xe và ray:

$$N = \frac{M}{E} = \frac{W.L}{2.E}$$

trong đó W là lực cản phụ do thành bánh xe tiếp xúc với đường ray.



Để đảm bảo lực dẫn động ở mỗi bên ($W/2$) thắng được ma sát khi có N , cần thiết:

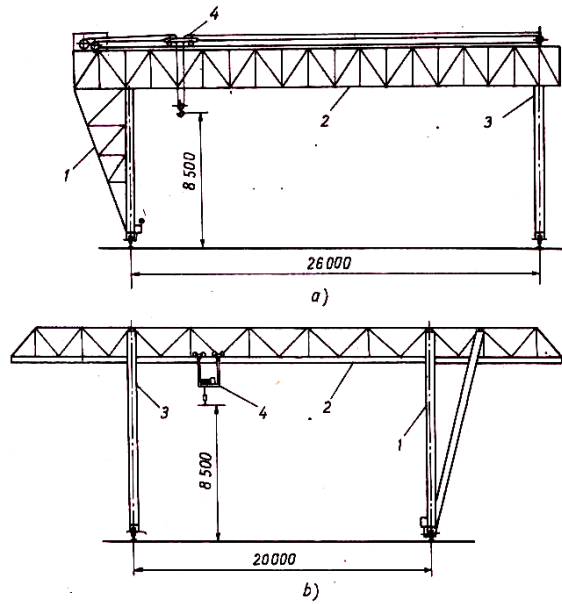
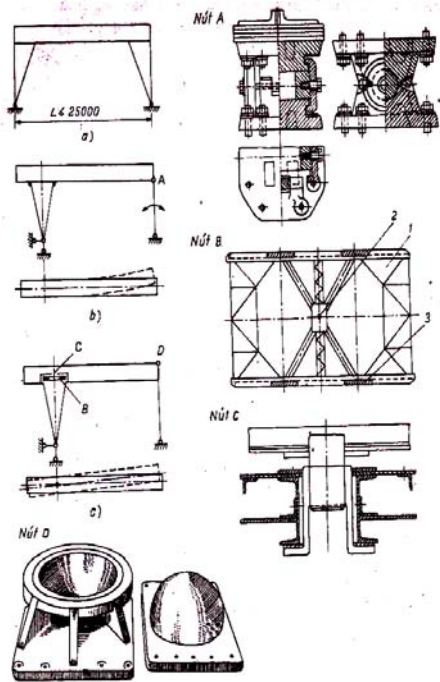
$$\frac{W}{2} \geq N.f = \frac{W.L}{2.E}.f \Leftrightarrow \frac{E}{L} \geq f$$

Trong tính toán lấy $f = 1/5 - 1/7$

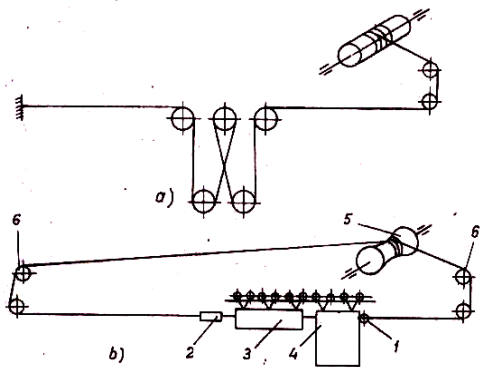
III.- Công trục:

Khác với cầu trục, công trục di chuyển được trên ray bố trí ở mặt đất nhờ cơ cấu di chuyển công. Theo kết cấu thép, công trục có loại công xôn hoặc không. Tùy thuộc khẩu độ và tải trọng có thể có công trục một dầm hoặc hai dầm. Kết cấu kim loại của chân công cũng như các dầm rất đa dạng. Trong trường hợp khẩu độ nhỏ hơn 25 mét, có thể cả 2 chân công đều liên kết cứng với dầm. Trong nhiều trường hợp, để tạo sự tùy động của các chân công, tránh xô lệch và kết bánh xe trên ray, một trong hai chân công được lắp khớp quay với dầm.

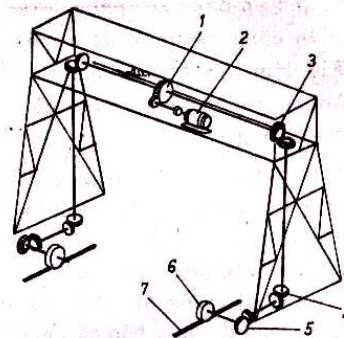
Xe con của công trục có thể là palăng điện treo hoặc chạy trên ray bố trí trên hai dầm chính. Cơ cấu nâng của công trục có thể bố trí ngoài xe con để giảm tải. Việc dẫn động xe con có thể được thực hiện bằng cơ cấu dẫn động bánh xe dẫn hoặc tời kéo. Cơ cấu di chuyển công thường dùng phương án dẫn động riêng. Nếu dẫn động chung thì phải bố trí ở trên cao để khỏi vướng thiết bị ở mặt đất.



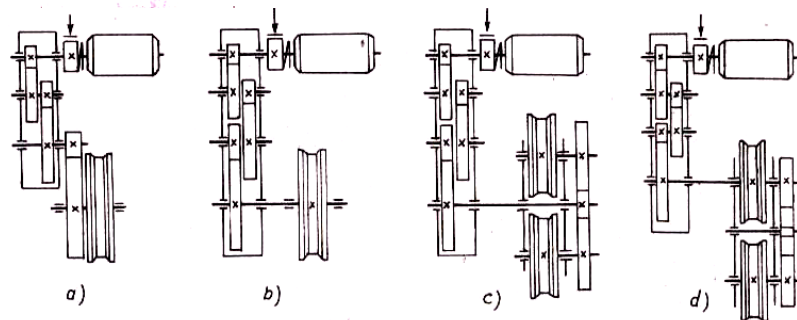
Hình 15.1. Hình chung của cổng trục:
a) Loại không có côngxôn; b) Loại có hai đầu côngxôn;
1- chân cứng; 2- dầm cầu; 3- chân mềm; 4- xe con: loại tựa (hình a), loại treo (hình b).



Hình 15.8. Sơ đồ móc cáp trên xe con đi chuyển bằng cáp kéo:
a) Cơ cấu nâng vật; b) Cơ cấu đi chuyển xe con;
1, 2- các thiết bị điều chỉnh lực căng cáp kéo xe con;
3- xe con; 4- cabin; 5- tang của cơ cấu đi chuyển;
6- các puly đối hướng cáp.



Hình 15.9. Cơ cấu đi chuyển cổng trục dẫn động chung:
1- hộp giảm tốc; 2- động cơ;
3, 4, 5- bộ truyền bánh răng nón;
6- bánh xe đi chuyển; 7- ray.



Hình 15.10. Sơ đồ dẫn động của cơ cấu đi chuyển cổng trục:
a) Với hộp giảm tốc đứng hai cấp; b) Với hộp giảm tốc đứng ba cấp;
c, d) Với cầu cân bằng.

IV.- Thang máy:

I.- Đại cương:

Dùng để vận chuyển người và hàng hoá trong các nhà cao tầng.

- 1.- **Theo công dụng**, phân biệt:
 - Thang chở người công dụng chung, có tốc độ đến 1.4 m/s, trọng tải đến 1000KG, thang máy chở người tốc độ cao $V=2\text{m/s}$ tải trọng nâng trên 1000KG.
 - Thang máy vận chuyển bệnh nhân (có băng ca, xe đẩy...) có người đi kèm
 - Thang máy chở người và hàng,
 - Thang máy chở hàng có người đi kèm
 - Thang máy chở hàng không có người đi kèm.
- 2.- **Theo phương thức dẫn động cabin**, phân biệt:
 - Thang máy dẫn động bằng tời với tang cuốn cáp
 - Thang máy dẫn động bằng tời với puly ma sát.

Thường thang máy với phương thức dẫn động bằng tời với tang cuốn cáp chỉ còn sử dụng cho thang nâng hàng. So với phương thức dẫn động bằng tời với tang cuốn cáp, phương án dẫn động bằng puly ma sát có các ưu điểm sau:

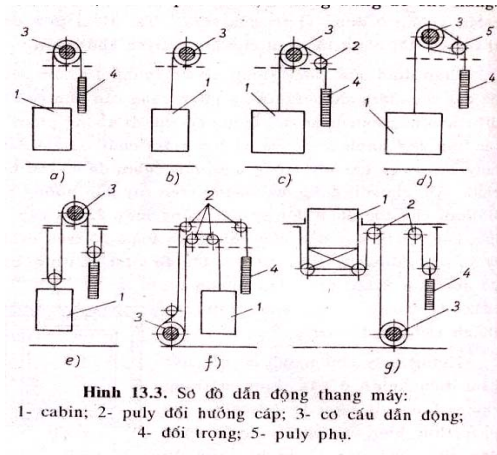
- Lực kéo trên puly nhỏ (do tác dụng của đối trọng), dẫn đến kích thước nhỏ gọn, không phụ thuộc vào chiều cao nâng.
- An toàn trong làm việc vì cabi được treo bằng nhiều sợi cáp (3-5 sợi).

3.- Các bộ phận chính của thang máy:

- Bộ phận dẫn động, truyền động, cáp nâng.
- Cabin cùng hệ thống treo, cơ cấu đóng mở cửa cabin
- Đối trọng
- Giếng thang, hệ thống dẫn hướng cabin, đối trọng
- Các bộ phận an toàn: Phan, cơ cấu hãm tốc độ, hệ thống giảm chấn
- Hệ thống điều khiển cùng các trang bị điện.

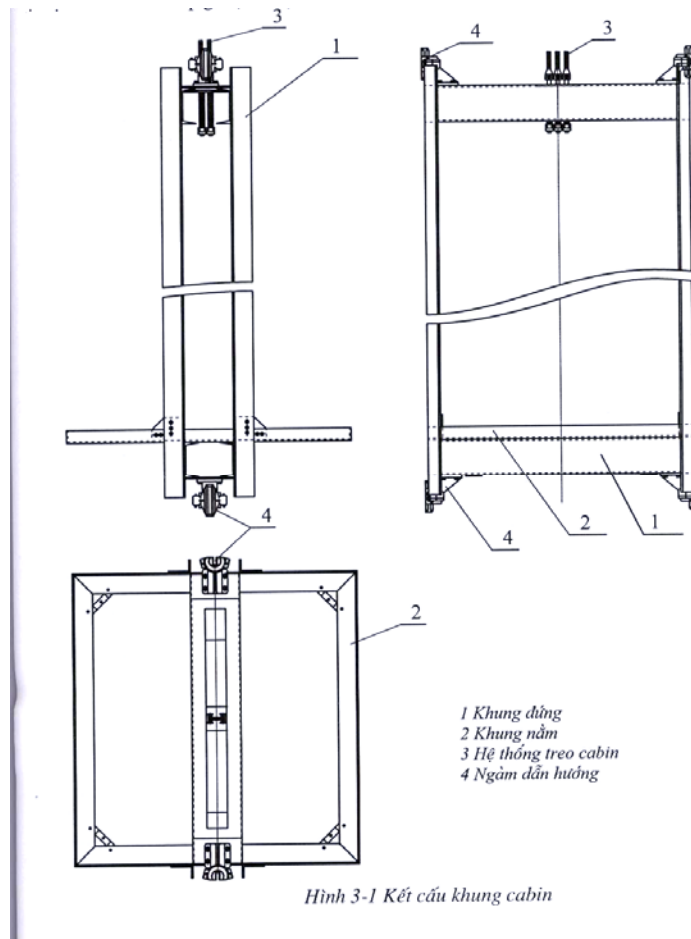
4.- Các phương án dẫn động cabin:

- Phương án a.- Tời – puly ma sát
 Phương án b.- Tời – tang cuốn cáp
 Phương án c.- Tời – puly ma sát có puly phụ
 Phương án d.- Tời – puly ma sát có puly phụ tăng góc ôm
 Phương án e.- Tời – puly ma sát có puly phụ và có dùng palăng cáp lợi lực
 Phương án f, g.- Tời – puly ma sát có puly phụ, trạm dẫn động đặt ở dưới

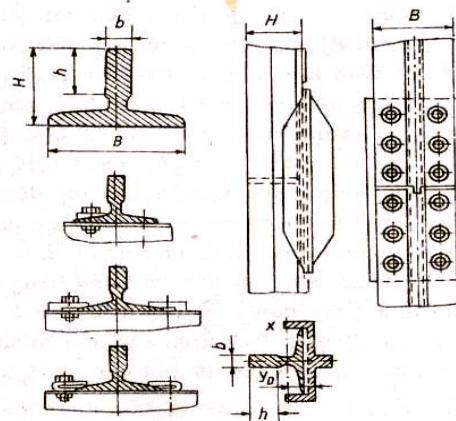


5.- Cabin thang máy:

Là bộ phận mang tải của thang máy. Gồm kết cấu khung chịu lực và các vách che tạo buồng cabin.



Khung đứng gồm dầm trên và dầm dưới, mỗi dầm được chế tạo từ hai thanh thép hình U ghép lại. Các dầm này liên kết với các thanh thép hình L để tạo thành khung đứng. Dầm trên của khung đứng liên kết với hệ thống treo cabin. Dầm dưới của khung đứng đỡ khung nằm của cabin. Khung nằm thường được chế tạo bằng phương pháp ghép hàn các thép hình V hoặc L. Các khung được liên kết với nhau bằng bulông. Tại đầu trên của dầm trên và dầm dưới của khung đứng có lắp các ngàm dẫn hướng.



Hình 13.7. Ray dẫn hướng.

Theo nguyên lý làm việc có ngàm dẫn hướng với ma sát trượt và ma sát lăn. Loại ngàm dẫn hướng với ma sát lăn thường áp dụng cho thang máy có tốc độ cao, tải trọng lớn.

Ray dẫn hướng trong trường hợp thang chở hàng có thể là các loại thép hình U, V... Trong trường hợp thang máy chở người nên dùng các loại ray chuyên dùng như trên hình vẽ.

II.- Tính toán bộ phận dẫn động:

1.- Các thông số cơ bản:

- Trọng tải (không kể trọng lượng cabin): Q [KG]
- Tốc độ cabin [m/s]

- Chiều cao nâng, các điểm dừng.
- Kích thước cabin.
- Tính chất điều khiển

2.- Xác định trọng lượng các bộ phận của hệ thống cân bằng

Trong trường hợp độ cao nâng không lớn (<45 mét), do trọng lượng của cáp nâng và cáp điện là không đáng kể nên có thể không dùng xích cân bằng. Lúc này trọng lượng của đối trọng được xác định theo công thức:

$$\mathbb{D} = \Psi \cdot Q + K \quad (*)$$

VỚI K: Trọng lượng của cabin không tải

Ψ : hệ số cân bằng

Để xác định Ψ , ta dựa trên nguyên tắc lực kéo khi nâng đầy tải bằng lực kéo khi hạ không tải:

$$Q + K - \mathbb{D} = \mathbb{D} - K$$

Thay giá trị của \mathbb{D} từ (*), được: $\Psi = 0.5$.

Nhận xét rằng trong trường hợp thang máy luôn hoạt động đầy tải thì $\Psi = 0.5$ là hợp lý. Tuy nhiên, kể đến nhiều trường hợp thang làm việc không đầy tải, lấy giá trị $\Psi = 0.4$.

3.- Khả năng kéo của Puly ma sát:

a.- Định nghĩa hệ số kéo:

Theo quy định, số rãnh của puly ma sát trong thang máy chở người là từ 3- 5. Đáy rãnh thường có dạng hình thang, tròn, hoặc tròn có cắt rãnh.

Trong trường hợp đáy rãnh có dạng tròn có xẻ rãnh:

$$f_t = \frac{4 \left(\sin \frac{\gamma}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{\gamma - \alpha + \sin \gamma - \sin \alpha}$$

Trường hợp rãnh cáp bị mòn, góc

$\alpha = \alpha$, lúc này:

$$f_t = \frac{4 \left(1 - \sin \frac{\alpha}{2} \right)}{\gamma - \alpha - \sin \alpha} \quad \text{và với rãnh tròn không có xẻ rãnh:}$$

$$f_t = \frac{4}{\pi}$$

Trường hợp rãnh hình thang, có

$$f_t = \frac{f}{\sin \frac{\beta}{2}}$$

Trong các công thức trên f_t là hệ số ma sát thay thế

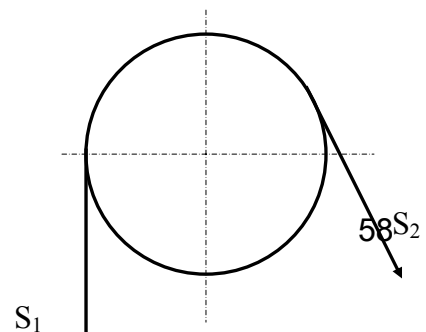
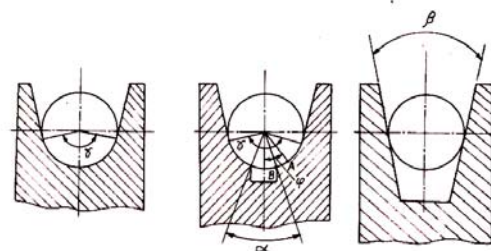
Quan hệ lực căng trên 2 nhánh cáp:

$$S_{\max} = S_{\min} \cdot e^{f_t \beta} \quad \text{trong đó } \beta \text{ là góc ôm của cáp trên Puly}$$

Đường kính danh nghĩa của Puly ma sát xác định theo công thức:

$D \geq d_c \cdot e$ với $e = 30$ (thang chở hàng) $e = 40$ cho thang chở người, $e = 45$ cho thang chở người có tốc độ cao.

Tùy theo vị trí và tình trạng làm việc mà có thể có giá trị của S_1 hoặc S_2 là lớn hơn. Trong mọi trường hợp, ta kí hiệu S_2 là lực căng có giá trị lớn và S_1 là lực



căng có giá trị nhỏ; Lúc này lực vòng trên puly ma sát bằng hiệu của 2 giá trị lực căng.

$$P = S_2 - S_1$$

Khả năng truyền được lực bằng ma sát có giá trị lớn nhất (để khắc phục lực vòng P_{max}) mà không xảy ra sự trượt trong của dây cáp trên puly được gọi là khả năng kéo của puly ma sát.

Theo công thức Euler, có:

$$S_2 = S_1 \cdot e^{f_i \beta} \quad \text{hoặc:} \quad \frac{S_2}{S_1} = e^{f_i \beta}$$

Trong đó f_i : hệ số ma sát thay thế giữa cáp và puly.
 β : góc ôm của cáp trên puly.

Nhận xét rằng tỷ số ($\frac{S_2}{S_1}$) đạt giá trị càng lớn thì khả năng chống trượt càng lớn.

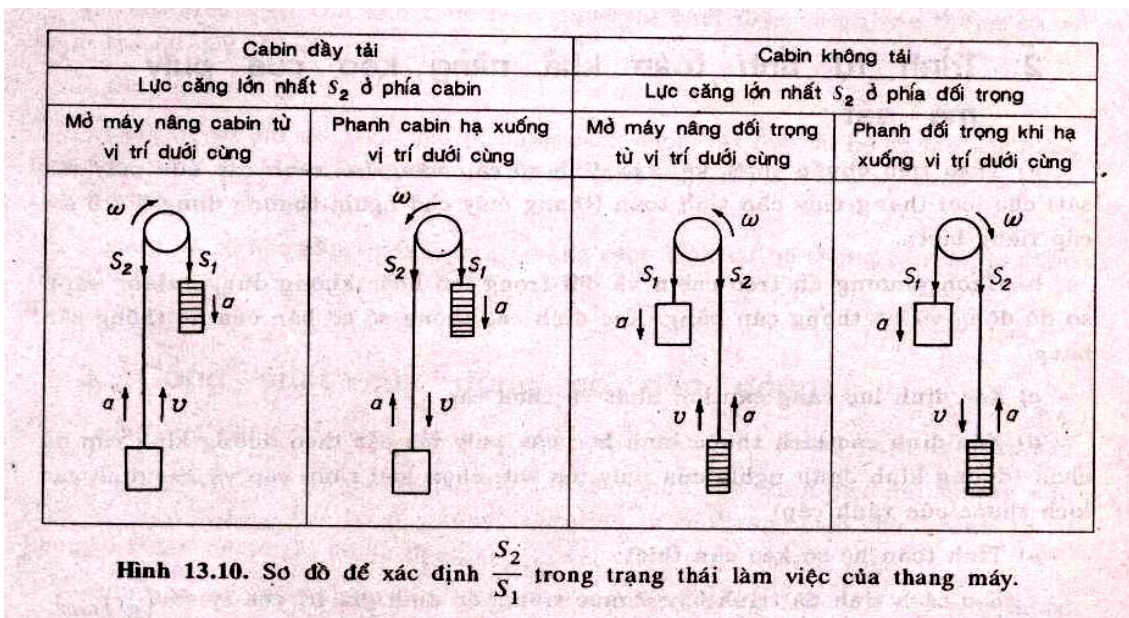
Do vậy $e^{f_i \beta}$ đặc trưng cho khả năng kéo và được gọi là hệ số kéo của puly ma sát. Để tăng khả năng kéo thì dùng các biện pháp hoặc tăng f hoặc tăng β .

b.- Xác định hệ số kéo:

Để xác định hệ số kéo, ta xác định giá trị của tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ ứng với các trường hợp sau:

sau:

- Trạng thái thử tải tĩnh: $\frac{S_2}{S_1} = \frac{K + 2 \cdot Q + G_n}{D}$ (tải chất khi thử tĩnh là 2Q)
- Trạng thái làm việc, khi cabin ở vị trí thấp nhất và cao nhất, có kể đến tải trọng động phát sinh trong quá trình chuyển động không ổn định (mở máy, phanh)



Xác định tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ theo công thức:

Khi cabin đầy tải, ở vị trí dưới cùng:
$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{K + Q + G_n}{D} \cdot \lambda$$

Khi cabin không tải, ở vị trí trên cùng: $\frac{S_2}{S_1} = \frac{D + G_n}{K + G_d} \cdot \lambda$

$$\lambda = \frac{g + a}{g - a} \text{ hệ số tải trọng động (a: gia tốc mở máy hoặc phanh)}$$

4.- **Tính chọn cáp:**

Lực căng cáp lớn nhất được xác định theo tải tĩnh khi Cabin đầy tải và nằm ở vị trí trên hoặc dưới cùng. Trong trường hợp không dùng ròng rọc xích cân bằng:

$$S_{\max} = \frac{K + Q + G_d}{a \cdot Z} \text{ hoặc } S_{\max} = \frac{K + Q + G_n}{a \cdot Z}$$

Chọn cáp theo lực kéo đứt $S_d \geq n \cdot S_{\max}$
 n là hệ số an toàn (n = 9 - 15).

5.- **Tính chọn động cơ:**

Động cơ phải khắc phục các lực cản:

- Lực vòng trên pully $P_{\max} = (S_2 - S_1)_{\max}$
- Lực ma sát ở bộ phận dẫn hướng.

Số với lực vòng, lực cản do ma sát chiếm một tỷ trọng không đáng kể. Thường lấy tổng lực cản cần khắc phục $P = k \cdot (S_2 - S_1)_{\max}$ với $k = 1,1 - 1,2$. Lúc này công suất động cơ được tính chọn theo công thức:

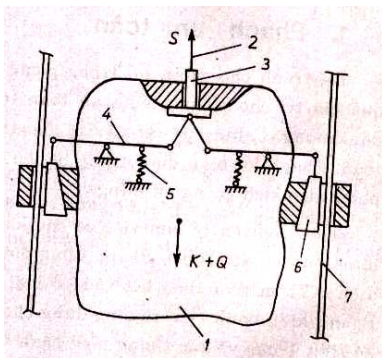
$$N = \frac{P \cdot v}{1000 \cdot \eta} \text{ [Kw]}$$

III.- **Thiết bị an toàn Cơ khí:**

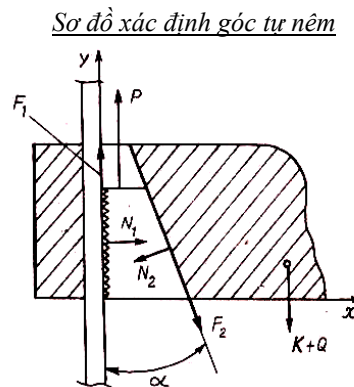
Để tránh cho cabin rơi trong giếng thang khi bị đứt cáp hoặc hạ với tốc độ vượt quá giá trị cho phép, cần thiết phải trang bị phanh an toàn.

Theo nguyên lý làm việc, phân biệt phanh dừng đột ngột và phanh dừng có độ trượt; theo kết cấu có phanh kiểu nêm và phanh kiểu bánh cam. Theo sơ đồ dẫn động có phanh an toàn mắc với cáp nâng và phanh an toàn mắc với bộ hạn chế tốc độ.

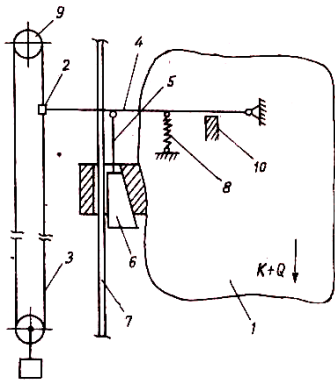
Trong trường hợp dùng tời với tang cuốn cáp (thang máy chở hàng) thường dùng phanh an toàn kiểu nêm, mắc với cáp nâng. Trường hợp dùng tời với pully ma sát (thang máy chở người) dùng phanh an toàn nối với cáp của bộ hạn chế tốc độ.



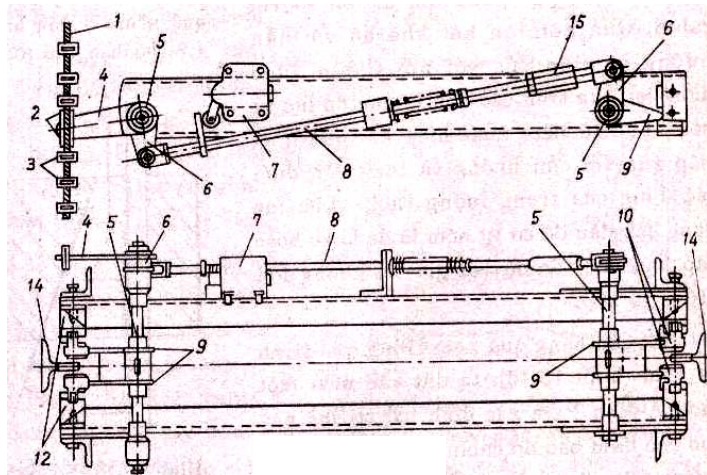
Phanh an toàn kiểu nêm, mắc với cáp nâng



Sơ đồ xác định góc tư nêm



Sơ đồ nguyên lý phanh an toàn kiểu nêm, mắc với bộ hạn chế tốc độ



Hệ thống dẫn động phanh an toàn nối với bộ hãm tốc độ

Nguyên tắc hoạt động:

Đối với trường hợp phanh an toàn mắc với cáp nâng, khi treo cabin, cáp nâng có độ căng kéo các tay đòn làm cho nêm đi xuống, tạo khe hở trong chêm. Khi đứt hoặc chùng cáp nâng, lao xo (5) sẽ kéo đòn (4) làm cho chêm hoạt động, giữ cabin ở trạng thái treo.

Tương tự trong trường hợp phanh an toàn nối với cáp của bộ hạn chế tốc độ, nếu cabin vượt tốc độ cho phép, bộ hạn chế tốc độ sẽ dừng lại, kéo theo bộ phanh kiểu nêm hoạt động.

I.-Đại cương:

1.- Các thông số cơ bản:

Máy chuyển liên tục thực hiện vận chuyển vật liệu ở nhiều dạng khác nhau (thường ở dạng vụn, rời) theo từng tuyến xác định.

Các thông số đặc trưng cho máy chuyển liên tục:

- Năng suất
- Tốc độ vận chuyển v [m/s]
- Chiều dài L [m], độ cao vận chuyển H [m], góc nghiêng đặt máy β [°].

a.- Năng suất:

Là lượng vật liệu vận chuyển được trong đơn vị thời gian. Năng suất có thể tính theo thể tích [m^3/h], khối lượng[Tấn/h] hoặc đơn chiếc [chiếc/h].

Công thức chung để tính năng suất:

$$Q = 0,36 \cdot q \cdot v \quad [T/h]$$

Trường hợp vật liệu được vận chuyển trong máng hoặc ống:

$$Q = 3600 \cdot A_0 \cdot \varphi \cdot \rho \cdot v \quad [T/h] = 3600 \cdot A \cdot \varphi \cdot v \quad [m^3/h]$$

Trường hợp vật liệu rời được vận chuyển theo dòng liên tục:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v \quad [T/h] = 3600 \cdot A \cdot v \quad [m^3/h]$$

Trong đó:

q : trọng lượng vật liệu vận chuyển trên 1 mét chiều dài [N/m].

v : Tốc độ dòng vật liệu [m/s]

A_0 : Diện tích tiết diện ống, máng [m^2]

A : Diện tích mặt cắt dòng vật liệu [m^2]

ρ : Khối lượng của một đơn vị thể tích vật liệu [T/m^3]

φ : Hệ số điền đầy máng, ống.

Khi vật liệu được vận chuyển trong các gầu tải, có dung tích L [m^3], bước đặt gầu

là t thì:
$$Q = 0,36 \cdot \frac{L}{t} \cdot \varphi \cdot \rho \cdot v \quad [T/h]$$

Tương tự trường hợp vận chuyển từng kiện hàng với trọng lượng G [N]:

$$Q = 0,36 \cdot \frac{G}{t} \cdot v \quad [T/h]$$

b.- Công suất dẫn động:

Trường hợp tổng quát, máy vận chuyển vật liệu trên khoảng L [m] và độ cao H [m] với năng suất Q [T/h], thì công suất tiêu hao là:

$$N = \frac{Q}{360} \cdot (H + c \cdot L) \cdot \frac{1}{\eta} \quad [Kw]$$

Trong đó c : là hệ số cản chuyển động, η là hiệu suất chung của máy

Tùy theo nguyên lý dẫn động bộ phận công tác, phân biệt:

Máy chuyển liên tục có bộ phận kéo: Băng tải, xích tải..

Máy chuyển liên tục không có bộ phận kéo: Băng chuyền con lăn, máng

lắc..

II.- **BĂNG TẢI ĐAI**:

Băng tải đai là dạng MCLT có bộ phận kéo. Nguyên tắc truyền động thực hiện nhờ ma sát. Bộ phận kéo ở đây là bộ truyền ma sát giữa các tang và băng đai. Tầm băng cũng đồng thời đóng vai trò của bộ phận mang vật liệu.

1.- Nguyên lý truyền lực kéo bằng ma sát:

Truyền lực kéo từ tang dẫn động sang tấm băng hoặc puly sang dây cáp được thực hiện theo nguyên tắc truyền động ma sát.

Quan hệ giữa lực căng trên hai nhánh đai:

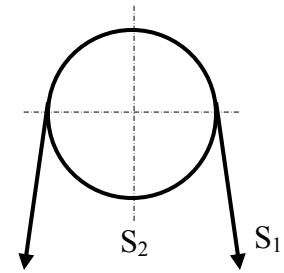
$$S_2 = S_1 e^{f\beta}$$

Trong đó f : hệ số ma sát giữa vật liệu tấm băng và tang.

β : góc ôm của tấm băng trên tang.

S_2 : Lực căng trên nhánh băng đi vào tang dẫn.

S_1 : Lực căng trên nhánh băng đi ra khỏi tang dẫn.



Để thực hiện truyền động:

- Tạo lực căng ban đầu.
- Tác dụng momen xoắn M_x trên tang dẫn.

Trên nhánh đi vào tang dẫn lực căng tăng lên, trên nhánh đi ra khỏi tang dẫn, lực căng giảm đi:

Trên một phần cung ôm ở phía nhánh đi ra khỏi tang dẫn có sự trượt đàn hồi, được gọi là cung trượt. Một phần cung ở phía nhánh đi vào tang dẫn không có trượt gọi là cung tĩnh.

Thực ra:

$$S_2 = S_1 e^{f\alpha_{tr}} \quad \text{Do đó: } S_2 = \frac{S_1 e^{f\beta}}{k_{dt}} \quad (k_{dt}: \text{ hệ số dự trữ ma sát } k_{dt} = 1,15 - 1,2)$$

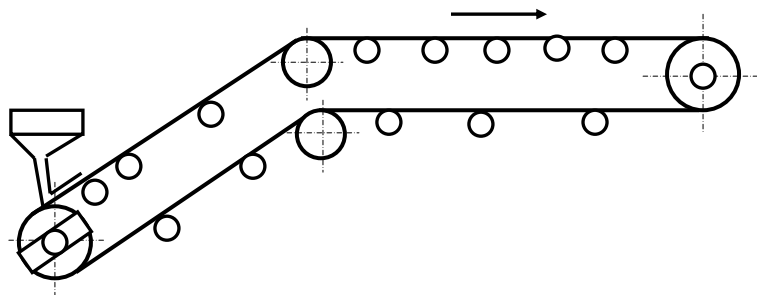
Khả năng truyền lực kéo lớn nhất được thực hiện khi điều kiện $S_2 \leq S_1 e^{f\beta}$ được đảm bảo.

Hiệu lực căng băng trên hai nhánh băng chính là lực ma sát. Trường hợp tải lớn hơn lực ma sát thì xảy ra sự trượt trơn của băng trên tang.

Để tăng khả năng tải:

- Tăng góc ôm β
- Tăng hệ số ma sát (có thể tăng f đến 0,3 - 0,6)

2.- Các bộ phận chính của băng tải:



a.- Tấm băng: Là bộ phận mang tải chủ yếu của băng tải, đắt tiền nhưng có nguy cơ chóng hỏng nhất. Yêu cầu tấm băng phải đảm bảo độ bền kéo và uốn, độ đàn hồi và dẫn dài nhỏ, có khả năng chống cháy, khả năng chống mòn tốt.

Cấu tạo tấm băng gồm phần lõi chịu lực và lớp bọc bảo vệ. Phần lõi thường là vải hoặc cáp đan thành tấm, phần bọc thường là cao su.

Các tấm lõi vải thường làm từ sợi tơ nhân tạo có độ bền cao, chiều dày mỗi lớp từ 0,2 – 0,5 mm. Giới hạn bền của một mm chiều rộng một lớp vải cần đạt đến 600 – 800 N/mm. Lớp cao su một mặt để dính kết các lõi với nhau, mặt khác có tác dụng bảo vệ phần lõi, chống lại các phá hỏng do tác dụng cơ học và môi trường bên ngoài. Sức bền kéo đứt của lớp cao su cần đạt giá trị 20N/mm².

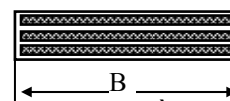
Số lượng các lớp lõi phụ thuộc vào chiều rộng của tấm băng.

B	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Z	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	5-12	7-12	8-12

Chiều dày các lớp cao su bảo vệ ở 2 mặt băng phụ thuộc vào chủng loại và đặc tính của vật liệu vận chuyển.

Băng với lõi cáp, có độ bền cao hơn và độ dãn dài cũng nhỏ hơn so với băng vải cao su. Tuy nhiên giá thành cao hơn hiện nay phổ biến vẫn dùng băng vải cao su.

Trong trường hợp vật liệu vận chuyển có cạnh sắc v ở nhiệt độ cao, người ta có thể dùng băng thộp tấm.



Kích thước cơ bản của băng là chiều rộng B. Với băng vải - cao su chiều rộng B lấy các giá trị sau:

B= 300, 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600

Thông số này được xác định trên cơ sở đảm bảo năng suất và vận tốc yêu cầu. Hiện nay chiều rộng của tấm băng được chế tạo theo tiêu chuẩn.

Số lớp vải trong tấm băng được xác định trên cơ sở sức bền kéo đứt.

$$Z = \frac{S_{max} \cdot n}{B \cdot p_d} \quad \text{trong đó:}$$

S_{max} : lực căng băng lớn nhất

n : hệ số dự trữ bền cho tấm băng, phụ thuộc vào số lớp lõi

Z	2-4	4-5	6-8	9-11	12-14
n	9	9,5	10	10,5	11

B chiều rộng tấm băng

$[p_d]$: lực kéo đứt cho phép của một mm chiều rộng một lớp vải

Vật liệu băng	Lõi cáp	Vải dệt từ sợi bông	Vải dệt từ sợi tổng hợp
p_d [N/mm]	1500 - 6000	55	150
n	7 - 8,5	9,5 - 10	8,5 - 10,5

b.- Trạm dẫn động:

Gồm nguồn dẫn động (thường là động cơ điện), hộp giảm tốc truyền chuyển động quay cho tang dẫn. Để tăng khả năng kéo cho tang dẫn, dùng biện pháp tăng hệ số ma sát (tang chân không, tang nam châm điện từ...), hoặc tăng góc ôm. Việc phủ trên bề mặt tang dẫn động một lớp vật liệu tăng ma sát có thể cho hệ số dính bám đến 0,35 - 0,5.

Đường kính tang được xác định theo công thức: $D \geq k \cdot Z$ với k : hệ số tỷ lệ

Với tang dẫn : k = 125 khi Z = 2 - 6; k = 150 khi Z = 7- 12

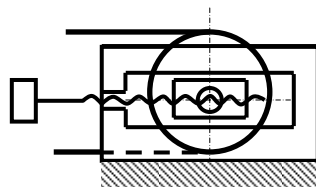
Với tang căng băng và tang đối hướng k = 50 - 125.

Chiều rộng của tang nên lấy lớn hơn chiều rộng băng từ 100 -200 mm

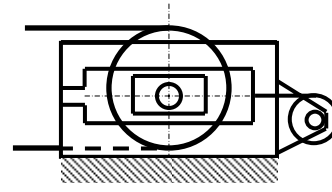
c.- Trạm kéo căng:

Nhằm tạo lực căng ban đầu cho tấm băng để có thể truyền lực ma sát. Ngoài ra, sau thời gian làm việc băng bị dãn nên cần thiết phải căng băng.

Có thể dùng phương pháp căng băng thường xuyên hoặc định kỳ. Với thiết bị căng băng định kỳ, lực căng băng thay đổi theo bước nhảy dẫn đến tuổi thọ của băng giảm.



Dùng vít điều khiển cứng



Dùng tời kéo

Góc chảy của vật liệu vận chuyển

Vật liệu vận chuyển	Khối lượng riêng [T/m ³]	Góc chảy của vật liệu [°]			Góc nghiêng cho phép của băng [°]
		Khi động (φ_d)	Khi tĩnh (φ_t)	Giá trị Tính toán	
Angtraxit	0.95 - 1	22.5	45	20	17 - 18
Áptit khô	1.5 - 1.7	15 - 20	31 - 45	20	18 - 22
Đất sét ướt	1.9 - 2	20 - 25	45	25	20 - 26
Sỏi viên tròn	1.6 - 1.7	22.5	45	20	18
Đất nền độ ẩm tự nhiên	1.6	20	45	20	18
Đá vôi cục	1.5 - 2.2	20	40	20	18
Đá cục	1.8 - 2.2	20	40	20	20
Cát khô	1.4 - 1.65	20	45	20	20
Cát ướt	1.5 - 1.7	25	50	25	20 - 22
Than đá	0.83	15 - 22	30 - 45	20	18

Hệ số phụ thuộc hình dạng băng (k_b)

Số dây con lăn đỡ băng	Góc chảy tính toán của vật liệu		
	15°	20°	25°
Băng phẳng 1 con lăn	250	330	420
Băng máng 2 con lăn $\alpha = 20^\circ$ $\alpha = 45^\circ$	500	580	660
	570	615	660
Băng máng 3 con lăn $\alpha = 20^\circ$ $\alpha = 30$ $\alpha = 35$ $\alpha = 45$	170	550	640
	550	625	700
	590	660	730
	635	690	750
Băng máng con lăn trực mềm	519	570	610

Hệ số góc nghiêng đặt băng (k_β)

Khả năng tự chảy của vật liệu	Góc nghiêng đặt băng (°)					
	5	10	15	18	20	22 - 24
Nhiều	0.95	0.90	0.85	0.82	0.80	
Trung bình	1	0.98	0.95	0.93	0.90	0.85
Ít	1	1	0.98	0.96	0.95	0.90

d.- Hệ thống con lăn đỡ:

Trên nhánh có tải thường dùng 2 hoặc nhiều dây con lăn để tạo cho băng có hình lòng máng khi vật liệu vận chuyển ở dạng vụn rời. Trên nhánh không tải có thể dùng 1 dây con lăn.

Bước đặt con lăn trên nhánh không tải thường lấy gấp 2 lần so với nhánh có tải, Bước đặt con lăn tại vị trí chất tải thường lấy 1/2 so với nhánh có tải.

Bước đặt con lăn được xác định theo chiều rộng băng và chủng loại vật liệu (1 - 1,5 m).

Đường kính con lăn đỡ $d = 108 \text{ mm}$ khi $B = 400 - 800 \text{ mm}$
 $d = 159 \text{ mm}$ khi $B = 800 - 1600 \text{ mm}$

Con lăn được lắp trên trục theo phương thức trục quay hoặc không quay (thường gặp hơn).

Ngoài ra còn phải kể đến các thiết bị nạp liệu, dỡ liệu, thiết bị làm sạch băng, thiết bị định tâm cho băng...

3.- Tính toán băng tải:

Số liệu tính toán:

Năng suất Q [T/h]; chiều dài vận chuyển L [m]; góc nghiêng đặt băng β [°]; loại vật liệu vận chuyển.

a.- Tính chiều rộng tâm băng: (B)

Chiều rộng tâm băng được xác định trên cơ sở đảm bảo năng suất yêu cầu.

Có: $Q = 3600.A.v.\rho$ [T/h] trong đó:

A: diện tích tiết diện dòng vật liệu [m/s]

V: vận tốc vận chuyển [m²]

ρ : khối lượng riêng của vật liệu [T/m³]

Theo kinh nghiệm, chiều rộng dòng vật liệu trên băng (b) được lấy

$$b = 0,8B \quad [m].$$

Nếu đặt: $A = \frac{k_b}{3600} . b^2$, ta có:

$$Q = k_b . (0,8B)^2 . v . \rho \quad [T/h]$$

Xác định k_b trong một số trường hợp:

Khi dùng 1 dây con lăn, có:

$$A = \frac{b.b.\tan\varphi_d}{4} = \frac{\tan\varphi_d}{4} . b^2$$

Vậy, ta có: $k_b = 3600 . \frac{\tan\varphi_d}{4}$

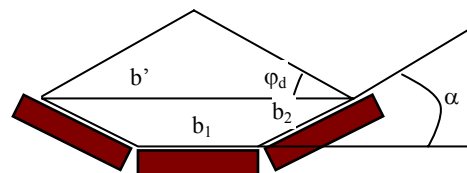
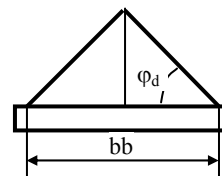
Khi dùng 3 dây con lăn, có:

Giả sử $b_1 = b_2$

$$A = A_1 + A_2 = \frac{b'+b_1}{2} . b_2 . \sin\alpha + \frac{b'^2}{4} . \tan\varphi_d$$

Với $b' = b_1 + 2 . b_2 . \cos\alpha = b_1 (1 + 2 . \cos\alpha)$

Do đó:



$$\begin{aligned}
A &= \frac{b_1(1 + 2 \cdot \cos \alpha) + b_1}{2} \cdot b_1 \cdot \sin \alpha + b_1^2 \cdot (1 + 2 \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \frac{\tan \varphi}{4} \\
&= b_1^2 (1 + \cos \alpha) \cdot \sin \alpha + b_1^2 \cdot (1 + 2 \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \frac{\tan \varphi}{4} \\
&= \frac{b^2}{9} \cdot \left[(1 + \cos \alpha) \cdot \sin \alpha + (1 + 2 \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \frac{\tan \varphi}{4} \right]
\end{aligned}$$

Vậy:

$$k_b = 400 \cdot \left[(1 + \cos \alpha) \cdot \sin \alpha + (1 + 2 \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \frac{\tan \varphi}{4} \right]$$

Ngoài ra khi băng tải đặt nghiêng một góc β so với phương ngang, thì cần đưa thêm vào hệ số k_β . Lúc này:

$$Q = k_b \cdot k_\beta (0,8B)^2 \cdot v \cdot \rho \quad [T/\eta]$$

Giá trị của β được chọn nhỏ hơn góc ma sát giữa vật liệu và băng từ 7 - 10 °

Từ đó, có thể xác định chiều rộng băng theo công thức:

$$B = 1,25 \cdot \sqrt{\frac{Q}{k_b \cdot k_\beta \cdot v \cdot \rho}} \quad [m] \quad (\text{sau đó chọn lại theo tiêu chuẩn})$$

Đối với vật liệu dạng đơn chiếc, chiều rộng băng được lấy lớn hơn kích thước lớn nhất của vật vật chuyên từ 100 - 200mm

Vận tốc của băng được xác định trên cơ sở vừa đảm bảo năng suất, lại vừa đảm bảo vật liệu không bị văng ra ngoài (do B nhỏ).

Giá trị của vận tốc được chọn phụ thuộc vào tính chất vật liệu vận chuyển và chiều rộng băng (1 - 4 m/s). Ngoài ra giá trị của vận tốc còn phụ thuộc vào phương thức dỡ liệu.

b.- Xác định lực kéo băng tải:

Lực kéo băng tải phải khắc phục các lực cản chuyển động sau:

- Lực cản do ma sát trong ổ trục con lăn đỡ, ma sát lăn giữa tấm băng và con lăn.
- Lực cản do trọng lượng của vật liệu và băng trên những đoạn băng nghiêng.
- Lực cản do băng vòng qua các đoạn cong.

Do đó, lực cản chuyển động được tính toán theo những đoạn băng có đặc điểm khác nhau về hình học cũng như về tình trạng chịu lực:

- Trên những đoạn băng thẳng, có tải nằm ngang:

$$W_{ctng} = \Sigma [q_i + q_{oi} + q_{cl}] \cdot l_i \cdot c \quad \text{trong đó:}$$

q_i : trọng lượng một đơn vị dài của vật liệu trên băng

q_{oi} : trọng lượng của một đơn vị dài tấm băng

q_{cl} : trọng lượng phân bố trên một đơn vị dài của các con lăn trên nhánh có tải

c : hệ số cản chuyển động (xác định bằng thực nghiệm)

l_i : chiều dài các đoạn băng

- Trên những đoạn băng thẳng, có tải nằm nghiêng:

$$W_{ctng} = \Sigma [q_i + q_{oi} + q_{cl}] \cdot \cos \beta_r \cdot l_i \cdot c \pm \Sigma [q_i + q_{oi}] \cdot \sin \beta_r \cdot l_i \quad \text{trong đó:}$$

β_r là góc nghiêng của đoạn băng so với phương ngang

Dấu + khi băng theo hướng chuyển động đi lên

Dấu - khi băng theo hướng chuyển động đi xuống

Tổng quát:

Trên những đoạn băng có tải:

$$W_{ct} = \Sigma [q_i + q_{oi} + q_{cl}] \cdot \cos \beta_r \cdot L_i \cdot c \pm \Sigma [q_i + q_{oi}] \cdot \sin \beta_r \cdot L_i$$

Với: $\beta = 0$ nếu như đoạn băng đặt nằm ngang

Tương tự, trên những đoạn băng không tải:

$$W_{kt} = \Sigma [q_{oi} + q_{cl}] \cdot \cos \beta_r \cdot L_i \cdot c \pm \Sigma q_{oi} \cdot \sin \beta_r \cdot L_i$$

Để kể đến lực cản chuyển động khi băng vòng qua các đoạn cong, người ta đưa thêm vào hệ số k .

$$\text{Vậy: } W = k \cdot (W_{ct} + W_{kt})$$

Trong các công thức trên:

$$q = \frac{Q}{0,36v} \quad [N/m] \quad \text{với } Q \{t/h\} \quad v \{m/s\}$$

$q_0 = \rho_0 B (\delta.Z + \delta_1 + \delta_2)$ Trong đó: $\delta, \delta_1, \delta_2$ là chiều dày của lớp lõi vải và các lớp cao su ở 2 mặt đáy [m], ρ_0 là trọng lượng riêng của băng (với băng vải cao su $\rho_0 = 1-1,15$)

$$q_{cl} = \frac{\sum G_{cl}}{t} \quad \text{trong đó } \Sigma G_{cl}: \text{ tổng trọng lượng phần quay của các con lăn tại một vị trí}$$

t : bước đặt con lăn trên nhánh có tải

$$q'_{cl} = \frac{\sum G'_{cl}}{t'} \quad \text{trong đó } \Sigma G'_{cl}: \text{ tổng trọng lượng phần quay của các con lăn tại một vị trí}$$

t' : Thường bố trí 1 con lăn.

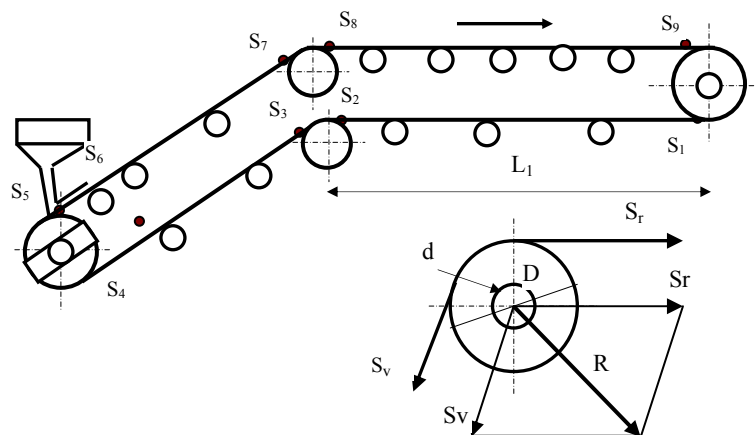
t' : bước đặt con lăn trên nhánh có tải.

Sau khi xác định được lực kéo băng tải ta tiến hành chọn động cơ theo công suất tính:

$$N_t = \frac{W_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [kw] \quad \text{với } \eta \text{ là hiệu suất chung của trạm dẫn động}$$

c.- Tính lực căng băng Ở trên ta đã tính lực cản chuyển động theo các hệ số cản c và k . Có thể tính lực cản chuyển động một cách chính xác hơn khi xét đến các yếu tố ảnh hưởng đến lực cản khi băng đi qua các tang đổi hướng, tang căng băng, tang dẫn.... cũng như các vị trí chắt, dỡ tải, làm sạch băng... Lực căng băng ở những vị trí khác nhau được xác định theo nguyên tắc:

$$S_{i+1} = S_i + W_{i-i+1}$$



$$\text{Gần đúng: } W_{lg} = (S_v + S_r) \cdot \sin(\alpha/2) \cdot f \cdot (d/D)$$

Tổng lực cản theo đường băng khép kín được xác định

$$W = \Sigma W_{ct} + \Sigma W_{kt} + \Sigma W_t + \Sigma W_c + W_{cht} + W_{dt} + W_{ls} + W_{ct}$$

Lực căng băng tại điểm cuốn vào tang dẫn được xác định:

$$S_v (= S_9) = S_r (= S_1) + \Sigma W_i \quad (1)$$

Mặt khác ta có quan hệ giữa S_v và S_r theo công thức Euler:

$$S_r = \frac{S_v \cdot e^{f\beta}}{k_{dt}} \quad \text{với } k_{dt} = 1,15 - 1,2 \quad (2)$$

Từ 2 phương trình trên ta có thể xác định S_v , S_r và từ đó xác định các S_i .
 Các công thức gần đúng để xác định các lực cản chuyển động:

- Khi băng trượt trên thanh dẫn hướng cong:

$$W_{tr} = S_v (e^{f\alpha} - 1) \quad \text{với } \alpha \text{ là góc ôm của băng trên thanh dẫn hướng}$$

- Khi băng vòng qua các tang đối hướng, tăng căng băng:

$$W_{tg} = S_v(k_t - 1)$$

k_t phụ thuộc vào góc ôm của băng trên puly:

$\beta [^\circ]$	<90	90-180	>180
k_t	1,02-1,03	1,03-1,04	1,05-1,06

- Khi băng vòng qua tang dẫn động:

$$W_{td} = (0,03 - 0,05) (S_v + S_r)$$

Trong các lực căng S_i , ta tìm được lực căng băng lớn và nhỏ nhất để kiểm tra sức bền cho băng cũng như độ võng băng theo quy định.

- Lực căng băng tối thiểu

Cần kiểm tra lực căng nhỏ nhất trên nhánh có tải với điều kiện:

$$S_{\min} = \frac{(q + q_0)t^2}{8[f]}$$

Sơ đồ lực trên một bước băng tải được thể hiện như hình vẽ:

Ta có: $S_x \cdot \sin \beta' = q \cdot x \cdot \cos \beta$

Và $S_x \cdot \cos \beta' = S$

Từ đó: $\tan \beta' = \frac{q \cdot x \cdot \cos \beta}{S}$

Với $\tan \beta' = \frac{dy}{dx}$, có:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{q \cdot x \cdot \cos \beta}{S}$$

Tích phân 2 vế của phương trình, đ được:

$$y = \int \frac{q \cdot x}{S} \cdot \cos \beta \cdot dx = \frac{q \cdot x^2}{2 \cdot S} \cdot \cos \beta + C$$

Theo điều kiện biên: $x = 0, y = 0$ có: $C = 0$, Khi $\beta < 10^\circ$ lấy $\cos \beta = 1$

Tại $x = l/2, y = y_{\max}$ với y_{\max} là độ võng cho phép, lấy giá trị

$$y_{\max} = (0,025 - 0,3)t \quad t: \text{ là bước đặt con lăn}$$

Vậy $S_{\min} = 5 \cdot (q + q_0) \cdot t$ (lấy $y_{\max} = 0,025 t$)

Trường hợp có tải trọng tập trung Q , ta có: (vật liệu đơn chiếc hoặc đóng kiện)

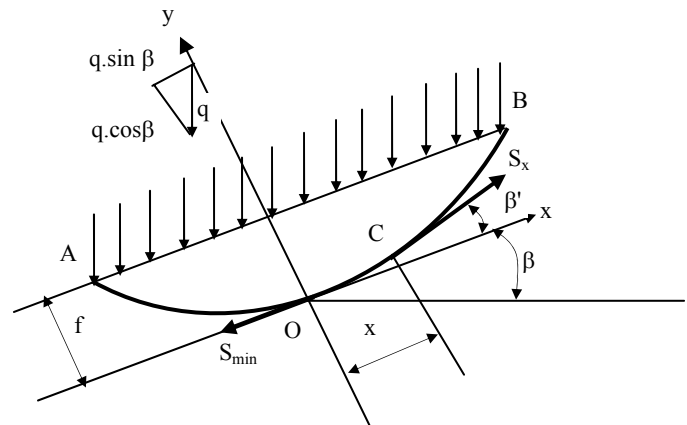
$$y_{\max} = \frac{t}{4 \cdot S_{\min}} \left(\frac{q_0 \cdot l}{2} + Q \right)$$

Công suất động cơ dẫn động được xác định theo công thức:

$$N = \frac{W_o \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{Kw}]$$

Trong đó $W_o = \Sigma W_i + W_{td}$

với W_{td} lực cản khi băng vòng qua tang dẫn động



III XÍCH TẢI:

Khác với băng tải, bộ phận kéo và bộ phận mang tải trong xích tải thường là phân biệt.

Bộ phận kéo trong xích tải là bộ truyền xích (1 hoặc 2 dãy). Bộ truyền xích có thể là xích ống bản lè, xích hàn hoặc xích dập định hình. Tùy theo bộ phận mang vật, người ta phân biệt:

- Xích tải tấm: Bộ phận mang tải là các bản thép
- Xích tải cào: vật liệu được chứa trong máng và được vận chuyển bởi các tấm cào.
- Xích tải treo: vật liệu được chứa trong các thùng treo và được xích kéo vận chuyển.

1.- Bộ phận kéo :

Bộ phận kéo trong xích tải là các loại xích kéo. Các thông số của xích kéo được lấy theo TCVN 1583 - 74 đối với xích hàn mắt tròn, TCVN 1585- 74 đối với xích dập và TCVN 1588 - 74 đối với xích tấm bản lè.

Ưu điểm của xích kéo là độ dẫn dài nhỏ, kích thước của đĩa xích (đối với xích bản lè, xích dập) hoặc ròng rọc xích (đối với xích hàn) nhỏ, dễ tháo lắp vận chuyển.

Nhược điểm là khối lượng nặng, giá thành cao và tốc độ vận chuyển chậm hơn so với băng.

Cũng giống như cáp, việc tính toán xích được tiến hành theo lực kéo đứt:

$$S_{\max. n} < S_d$$

Trong đó:

n là hệ số dự trữ bền, với xích hàn lấy n = 8, với xích tấm lấy n = 5-6 nếu các nhánh vận chuyển nằm ngang hoặc có góc nghiêng nhỏ; lấy n = 7-10 nếu nhánh vận chuyển thẳng đứng hoặc có góc nghiêng lớn.

S_d là tải trọng phá hỏng.

Đường kính vòng lăn của đĩa xích (tính đến tâm bản lè xích) :

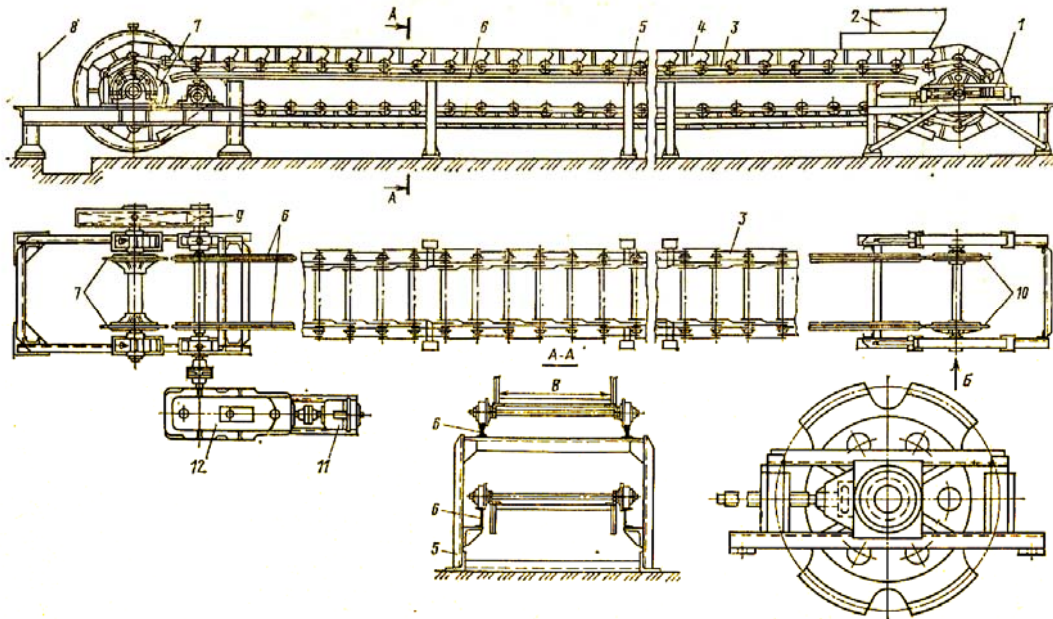
$$\text{Với xích hàn: } D = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}} \quad \text{trong đó: } t \text{ là bước xích; } Z \text{ là số răng của đĩa xích.}$$

$$\text{Với xích bản lè: } D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

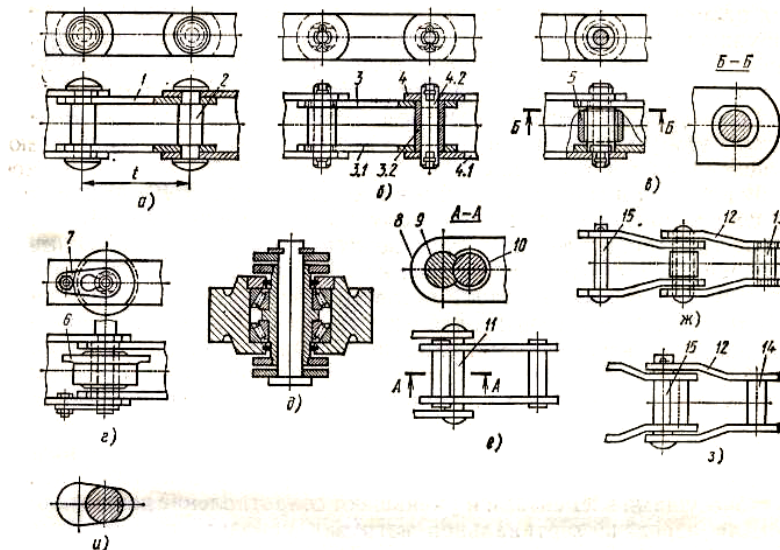
2.-Xích tải tấm:

a.- Sơ đồ cấu tạo: Có sơ đồ như trên hình vẽ, gồm các bộ phận:

Bộ truyền xích, gồm xích kộ (3), ổ trục dẫn ổ trục bằng cốc (7) và xích dẫn (7) và cốc bánh công xích (10). Cốc bản thộp (4) ổ trục liền kết với trục con lăn tạo thành băng tải thộp. Băng tải ổ trục di chuyển trên ổ trục ray (6) nhờ xích



kộ.



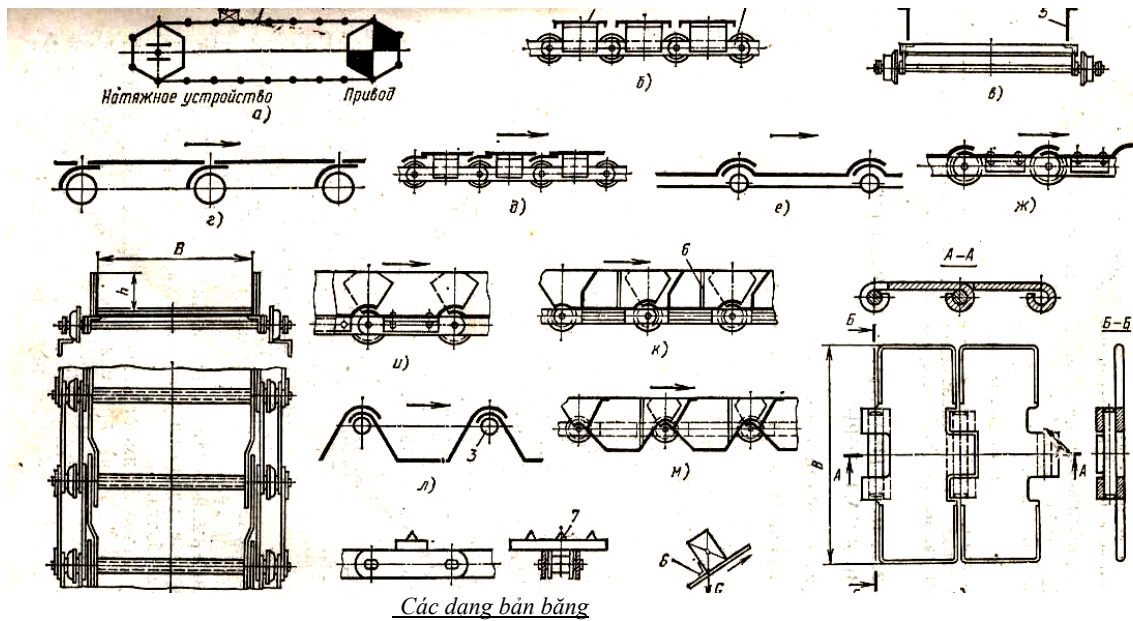
Các dạng xích bản

Cốc bản thộp có thể có thể hình bồn hoặc khung. Hình bồn có thể ổ trục cố định với bản thộp hoặc với khung kết cấu kim loại của xích tải.

So với băng tải, xích tải có ưu điểm là vận chuyển được vật liệu ở nhiệt độ cao, có cạnh sắc. Lực kéo ở xích tải ổn định và có giá trị lớn, do vậy xích tải có thể có chiều dài lớn với năng suất cao. Tuy nhiên băng bản có kết cấu phức tạp, trọng lượng nặng hơn, giá thành cao, chi phí cho bảo dưỡng lớn.

Phân biệt băng bản theo:

- Tiết diện ngang, - Theo tiết diện dọc, - Theo cấu tạo xích kéo, - Theo số lượng xích kéo...



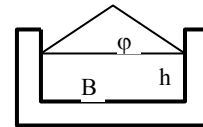
b.- Xác định hình học của bản băng:

Các thông số hình học của bản băng (chiều rộng, chiều cao) được xác định trên cơ sở đảm bảo năng suất yêu cầu khi vận tốc được chọn trước.

Thông vận tốc của xích tải được chọn $v_x < 1,2 \text{ m/s}$

Có: $Q = 3600.A.v.\rho.k_\beta$

Từ đó: $A = \frac{Q}{3600.v.\rho.k_\beta}$



Tùy theo kết cấu bản băng, có $A = B^2 \cdot \text{tg}\phi/4$ hoặc: $A = B.h + B^2 \cdot \text{tg}\phi/4$

Kích thước h được chọn theo các giá trị 100,125,160,200,250,320 mm tùy theo chiều rộng của bản băng: 400,500,650,800,1000,1200,1400,1600 mm

c.- Lực cản chuyển động và công suất động cơ dẫn động:

Tương tự như băng tải, lực cản chuyển động trong băng bản bao gồm:

- Lực cản do ma sát,
- Lực cản do trọng lượng của xích tải và vật liệu khi xích tải đặt nghiêng,
- Lực cản tại các vị trí đĩa xích.

Có: $W_o = k. (W_{ct} + W_{kt})$ với $k = 1,1$.

Trong đó:

$$W_{ct} = \Sigma [q + q_o].\cos\beta_i. L_i.c \pm \Sigma [q + q_o].\sin\beta_i. L_i$$

$$W_{kt} = \Sigma q_o.\cos\beta_i. L.c \pm \Sigma q_o.\sin\beta_i.L_i$$

Trường hợp chỉ có hai nhánh xích tải song song, đặt nghiêng góc β , ta có:

$$W_o = k [q + 2.q_o].\cos\beta. L.c + q.\sin\beta. L]$$

Công suất tính:

$$N_t = \frac{W_o.v}{1000.\eta} \quad [kw] \quad \text{với } \eta \text{ là hiệu suất chung của trạm dẫn động}$$

d.- Tính lực căng xích, tính chính xác lực kéo xích tải :

Tương tự như băng tải, để tính lực căng xích S_i ta chia xích kéo thành nhiều đoạn có cùng đặc tính chịu tải và tiến hành tính toán cho từng điểm theo chu tuyến.

Nguyên tắc: $S_{i+1} = S_i + W_{i-i+1}$

Trong đó W_{i-i+1} là lực cản chuyển động trên đoạn xích tải (i - i+1)

Điểm xuất phát thường chọn là điểm xích ra khỏi đĩa xích dẫn.

Giá trị S_i chọn ban đầu để tính là S_{min} nhằm đảm bảo xích tải không bị võng quá giá trị cho phép. Thường chọn S_{min} giá trị từ (1000 - 3000)N

Trong trường hợp xích kéo là 2 dây thì lực căng xích tính toán là:

$$S_{tt} = (0,55 - 0,6) . S_{max}$$

Lực cản khi xích vòng qua các đĩa xích đối hướng hoặc đĩa căng xích là:

$$W_{đx} = (0,06 - 0,08) . S_v$$

Lực cản ở đĩa xích dẫn:

$$W_{đxd} = (0,03 - 0,05)(S_v + S_r)$$

3.- Xích tải cào:

a.- Sơ đồ cấu tạo: Có sơ đồ như trên hình vẽ, gồm các bộ phận:

Bộ truyền xích, gồm xích kệo (1), trục dẫn động bằng cốc (2) a xích dẫn (3) và cốc bnh cng xích (7). Cốc tám c o (2) trục lờn kết với trục con lăn tạo th nh bng tải tám c o. Bng tải trục di chuyển trên trục ray (6) nhờ xích kệo. Vật liệu trục chứa trong mng (6) và trục vận chuyển bằng cốc tám c o.

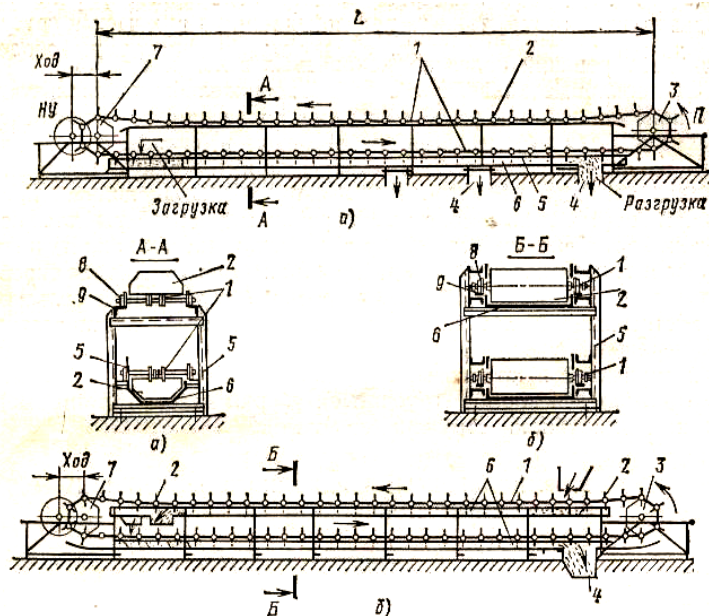
b.- Xác định các thông số hình học của tấm cào:

Kích thước của máng cào được xác định trên cơ sở đảm bảo năng suất yêu cầu với vận tốc chọn trước. Giống như băng bản, vận tốc của máng cào được chọn với $v_x = 0,6 - 1,1$ m/s

Từ công thức xác định năng suất:

$$Q = 3600 . A . v . \rho . \varphi . k_\beta$$

với φ là hệ số làm đầy máng, phụ thuộc vào góc nghiêng và độ toi vụn của vật liệu ($\varphi = 0,9 - 1,1$)



c- hệ số sử dụng tiết diện, phụ thuộc góc nghiêng đặt máy.

$\beta [^\circ]$	0	10	20	30	35
k_β	0,5-0,8	0,42-0,7	0,32-0,65	0,25-0,6	0,2-0,4

Ta có:

$$A = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \rho \cdot \varphi \cdot k_\beta}$$

Đặt $k_h = B/h$, có $A = B \cdot h = B^2 / (k_h)$. Thường chọn $k_h = 2,4 - 4,5$

$$\text{Ta có: } B = \sqrt{\frac{k_h \cdot Q}{3600 \cdot k_\beta \cdot v \cdot \rho \cdot \varphi}}$$

c.- Xác định lực cản chuyển động trong máng cào:

Gồm lực cản do ma sát giữa vật liệu với máng, ma sát do xích tải chuyển động, do trọng lượng của vật liệu và xích tải khi máy đặt nghiêng và do lực cản khi xích tải vòng qua các đoạn cong.

Trên nhánh không tải:

$$W_{kt} = q_o \cdot L [f_1 \cdot \cos\beta \pm \sin\beta].$$

Trên nhánh có tải:

$$W_{ct} = q_o \cdot L [f_1 \cdot \cos\beta \pm \sin\beta] + q \cdot L [f_2 \cdot \cos\beta \pm \sin\beta].$$

Tổng lực cản chuyển động của máng cào trong trường hợp 2 nhánh có tải và không tải bố trí song song nhau:

$$W_o = 1,1 L [2 \cdot q_o \cdot f_1 \cdot \cos\beta + q (f_2 \cdot \cos\beta \pm \sin\beta)].$$

Công suất động cơ được chọn theo công suất tính, với:

$$N_t = \frac{W_o \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [kw] \quad \text{với } \eta \text{ là hiệu suất chung của trạm dẫn động}$$

Trong đó: f_1 là hệ số ma sát giữa xích tải với máng cào
 f_2 là hệ số ma sát giữa vật liệu với máng cào

III.- Vít tải: (Máy chuyển liên tục không có bộ phận kéo)

1.1.- Giới thiệu chung:

Vật liệu được vận chuyển theo nguyên tắc truyền động vít – đai ốc. Theo phương đặt máy có thể có vít tải đặt ngang, đặt nghiêng và đặt đứng.

Bộ phận cơ bản của vít tải là vít xoắn. Vật liệu được đưa vào ống chứa, che kín và được vận chuyển theo chuyển động của vít xoắn.

Trình hình vẽ sơ đồ của vít tải, gồm vít xoắn 3, tựa trên cốc ở cuối vít ở cốc ở giữa treo trung gian 2, được dẫn động bởi động cơ 8 qua hộp giảm tốc 7. Vật liệu được đưa vào của nạp liệu 1 và lấy ra ở cửa thoát liệu 4.

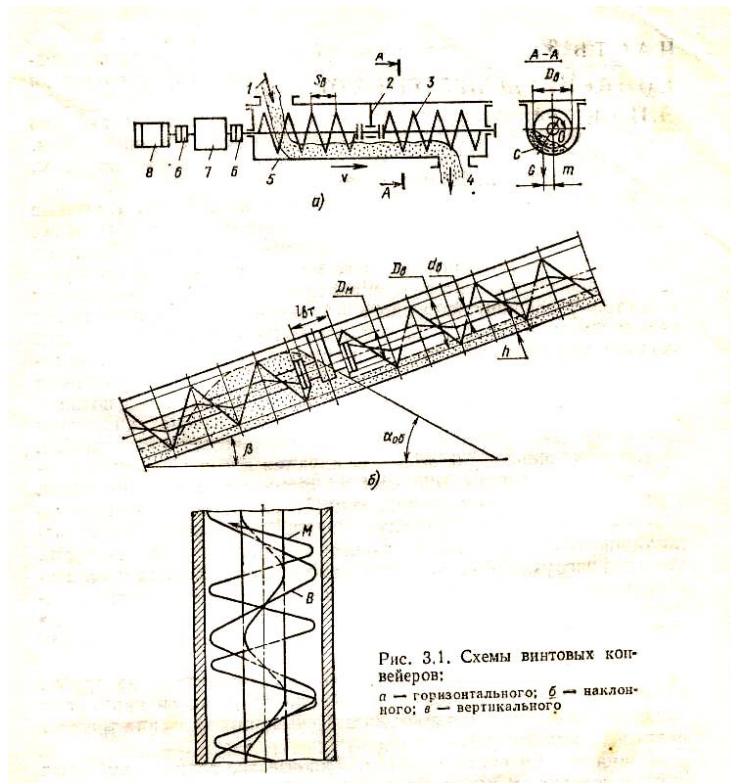


Рис. 3.1. Схемы винтовых конвейеров:
 а — горизонтального; б — наклонного; в — вертикального

Các kích thước cơ bản của vít tải:

- Đường kính cánh xoắn (D), được xác định trên cơ sở đảm bảo năng suất và vận tốc yêu cầu.
- Đường kính trục vít xoắn (d) xác định theo công thức kinh nghiệm:

$$d \approx 0,1 D + 35 \text{ mm}$$
- Bước xoắn $s = (0,8 - 1) d$

Ngoài ra còn dùng vận chuyển liệu, vít tải cũn sử dụng để vận chuyển. So với cỗ thiết bị vận chuyển khác, vít chuyển trnh được học hạ, nhiệm cho cụng nhữn nhờ được che kín.

Các cánh vít có thể chế tạo liền trục hoặc được chế tạo rời và hàn vào trục, theo phương thức liên tục hoặc cách quãng.

Đường kính vít xoắn và cánh xoắn được tiêu chuẩn hoá như sau:

D	100	125	160	200	250	320
t	100	125	160	200	250	320
	80	100	125	160	200	250

Chiều dài mỗi đoạn vít xoắn thường không quá 3 mét. Các đoạn vít được nối lại với nhau bằng các đoạn trục trung gian.

Các ổ treo trung gian thường được lắp đặt trên các đoạn trục nối với các trục cánh vít bằng các mặt bích.

Các ổ đỡ hai đầu của vít tải có chịu lực hướng trục khá lớn nên cần phải bố trí ổ đỡ chặn.

Trong trường hợp vít tải bố trí thẳng đứng, cánh vít phải được chế tạo liền trục. Khi vít tải quay, vật liệu cùng quay; dưới tác dụng của lực ly tâm, vật liệu ép sát vào thành máng, bị vỏ máy hãm chuyển động quay và nhờ cánh xoắn vận chuyển. Muốn vật liệu không quay khi đến thành máng thì vận tốc quay phải lớn. Do đó tốn nhiều năng lượng.

1.2.- Tính toán vít tải:

Các thông số cần cho trước:

Năng suất của vít tải Q: [T/h]

Độ dài, độ cao vận chuyển

Vật liệu vận chuyển

Tốc độ vận chuyển

a.- Tính các kích thước hình học:

Xuất phát từ công thức tính năng suất của vít tải:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho$$

Thay $A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \varphi \cdot k_{\beta}$

trong đó φ là hệ số làm đầy máng,
 k_{β} : hệ số kể đến ảnh hưởng góc nghiêng đặt máy.
 $v = s \cdot n / 60$ trong đó s : bước xoắn của cởnh vít.

Thay $s = \xi \cdot D$ với $\xi = 0.8 - 1$.

Ta được: $Q = 15 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \xi \cdot \varphi \cdot \rho \cdot k_{\beta} \cdot n$, từ đó tính đường kính cánh xoắn D , đường kính trục vít, bước vít... Giá trị của D được quy tròn theo tiêu chuẩn.

b.- Công suất dẫn động:

Khi vít tải làm việc, cần khắc phục các lực cản sau:

Lực ma sát giữa vật liệu với máng và với vít xoắn,

Lực ma sát trong các ổ trục

Lực ma sát giữa vật liệu với nhau.

Xác định công suất trên trục vít theo công thức gần đúng:

$$N_{\text{vít}} = QL (c \pm \sin\beta) / 360 \quad [\text{kW}]$$

Công suất trên trục động cơ: $N_{\text{đc}} = N_{\text{vít}} / \eta$

- Mômen xoắn trên vít tải:

$$M = 9550 \cdot N_{\text{vít}} / n \quad [\text{Nm}]$$

- Lực dọc trục

$$P = \frac{M}{r \cdot \tan(\alpha + \varphi)}$$

Trong đó $r = (0,35 - 0,4) D$ bán kính đặt lực.
