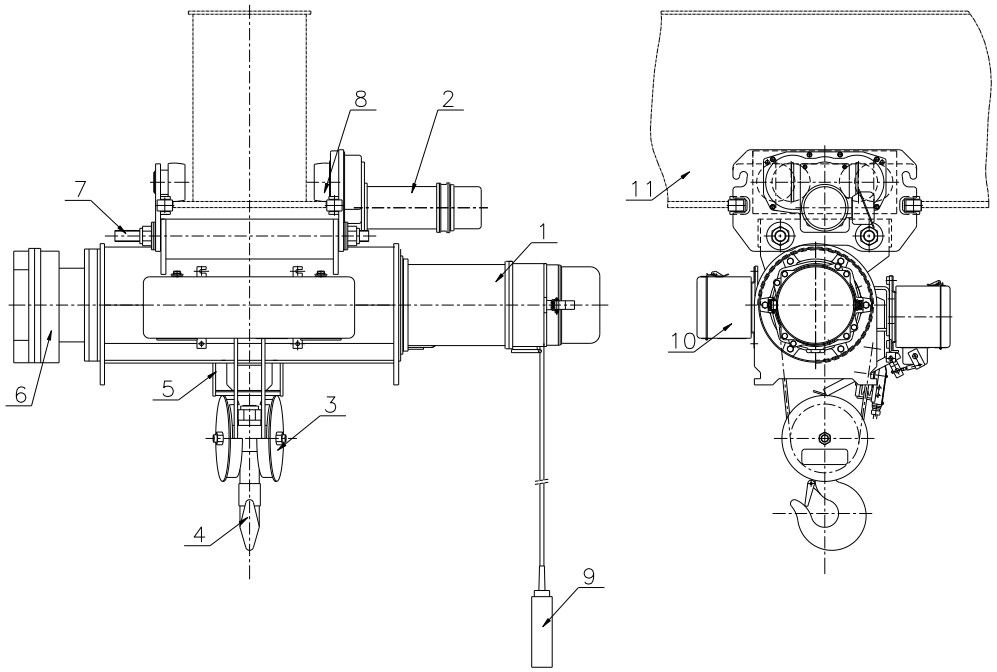
CHƯƠNG 3: TÍNH NGHIỆM PALĂNG ĐIỆN

3.1. GIỚI THIỆU.

Đối với cầu trục một dầm để nâng hạ và vận chuyển mã hàng từ nơi này đến nơi khác trong nhà xưởng, người ta thường dùng palăng điện. Palăng điện tương đối nhỏ gọn, làm việc an toàn và có độ tin cậy cao. Palăng điện di chuyển ở cánh dưới của dầm hộp, dùng để nâng hạ vật theo phương thẳng đứng chủ yếu là các motor điện, các bộ phận thiết bị điện ... dùng phục vụ cho công việc lắp ráp các thiết bị điện ở kho bảo tri điện. Kết cấu của palăng điện gồm 2 phần chính: phần cơ cấu nâng hạ và cơ cấu di chuyển palăng.

Tham khảo máy mẫu, palăng điện được chọn là S-5T của hãng MITSUBISHI (Nhật) có các thông số sau:

+ Tải trọng nâng : Q = 5 (T) = 5000 (kG)
+ Chiều cao nâng : H_{max} = 8 (m)
+ Tốc độ nâng hạ : V_n = 6.7 (m/ph)
+ Công suất môtơ nâng : P_n = 6.2 (kW)
+ Tốc độ di chuyển ngang : V_{dcn} = 21 (m/ph)
+ Công suất môtơ ngang : P_{dcn} = 0.85 (kW)



Hình: 3.1

1- Động cơ của cơ cấu nâng hàng.

2- Động cơ của cơ cấu di chuyển palăng.

3- Cụm puli.

4- Móc treo hàng.

5- Hạn chế hành trình nâng.

6- Hộp giảm tốc.

7- Trục liên kết cơ cấu nâng hạ hàng với cơ cấu di chuyển palăng.

8- Bánh xe di chuyển.

9- Nút bấm điều khiển palăng.

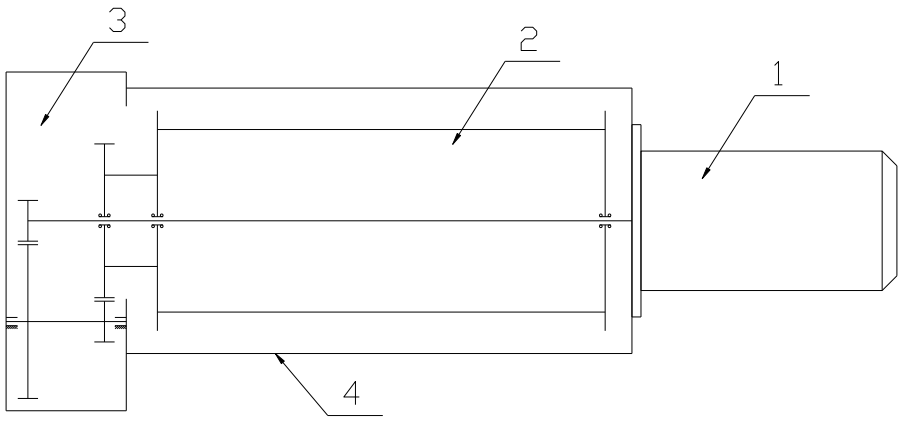
10- Hộp điện điều khiển palăng.

3.2. TÍNH NGHIỆM CƠ CẤU NÂNG PALĂNG ĐIỆN.

Cơ cấu nâng của palăng điện có nhiệm vụ nâng hạ vật theo phương thẳng đứng. Kết cấu của nó bao gồm:

3.2.1. Sơ đồ truyền động.

Sơ đồ truyền động của palăng có dạng như sau:



Hình: 3.2

1- Động cơ điện.

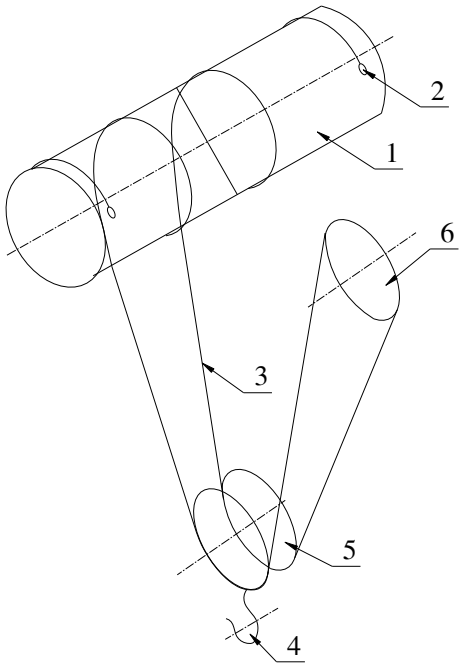
2- Tang cuốn cáp.

3- Hộp giảm tốc.

4- Vỏ che tang cuốn cáp.

3.2.2 Sơ đồ mắc cáp.

Vì trọng lượng của hàng nâng không quá lớn (Q = 5T) nên hệ palăng nâng hàng được sử dụng có bội suất bằng 4 và móc treo được sử dụng là loại móc đơn. Sơ đồ mắc cáp có dạng như sau:



Hình: 3.3

Trong đó:

1- Tang cuốn cáp.

2- Kẹp cáp.

3- Dây cáp.

4- Móc treo.

5- Cụm puly nâng hàng.

6- Puly đổi hướng cáp.

3.2.3 Tính nghiệm cáp nâng.

Cáp thép được chọn và kiểm tra theo điều kiện sau:

$$S_đ \geq S_{max} * n$$

Trong đó:

+ $S_đ$: Tải trọng phá hỏng cáp do nhà chế tạo xác định và cho trong bảng cáp tiêu chuẩn tùy thuộc vào loại cáp, đường kính cáp và giới hạn bền của vật liệu sợi thép.

+ S_{max}: Lực căng cáp lớn nhất trong quá trình làm việc không kể đến các tải trọng động.

+ n: Hệ số an toàn bền của của cáp được tra theo tiêu có chế độ làm việc trung bình, ta chọn n = 5.5.

Lực căng dây cáp lớn nhất trong quá trình nâng hàng được tính toán theo công thức (2.18)-[01].

$$\Rightarrow S_{max} = \frac{Q*(1-\lambda)}{(1-\lambda^a)*\lambda^t} = \frac{Q}{a*\eta_p}$$

Trong đó:

+ Q = 5000 (kG): Trọng lượng hàng nâng định mức.

+ λ: Hiệu suất của ròng rọc, tra bảng (2.5)-[01] ta có $\lambda = 0.98$.

+ a = 4: Bội suất của palăng nâng vật.

+ t = 0: Số ròng rọc đổi hướng không tham gia tạo bội suất.

+ η_p: Hiệu suất chung của palăng.

$$\Rightarrow S_{max} = \frac{5000*(1-0.98)}{(1-0.98^4)} = 1288.1 \text{ (kG)}$$

Từ giá trị lực căng cáp lớn nhất S_{max} ta suy ra được lực kéo đứt cần thiết của cáp là:

$$S_ñ \geq S_{max} * n = 1288.1 * 5.5 = 7085 \text{ (kG)}$$

Trong các kiểu kết cấu dây cáp thì kiểu ΠK – P theo ГОСТ 2688-69 có tiếp xúc đường giữa các sợi thép ở các lớp kề nhau, làm việc lâu hỏng và được sử dụng rộng rãi. Vật liệu chế tạo chúng là các sợi thép có giới hạn bền từ 120÷200 (kG/mm^2).

Ta chọn loại cáp ΠK – P 6x19(1+6+6).6+1 (ГОСТ 2688-69) có đường kính dây cáp d_c = 11 (mm), có giới hạn bền của những dây thép $\sigma_b = 200$ (kG/mm^2), lực kéo đứt cho phép $S_đ$ = 7665 (kG).

Kiểm tra lại độ bền dự trữ thực tế của cáp.

$$n_{tt} = \frac{7665}{1288.1} = 5.95 > n = 5.5 \text{ (thỏa)}$$

3.2.4 Tính toán và kiểm nghiệm các thông số của tang nâng.

3.2.4.1 Kiểm tra đường kính tang.

Với đường kính cáp d_c = 11 (mm) đã chọn ta tiến hành kiểm tra kích thước nhỏ nhất của tang trong giới hạn cho phép để đảm bảo điều kiện bền lâu cho cáp thép.

Đường kính của tang được tính theo công thức (2.12)-[01].

$$D_t \geq d_c * (e - 1)$$

Trong đó:

+ D_t: Đường kính tang tính đến rãnh cắt (mm).

+ d_c = : Đường kính dây cáp quấn lên tang (mm).

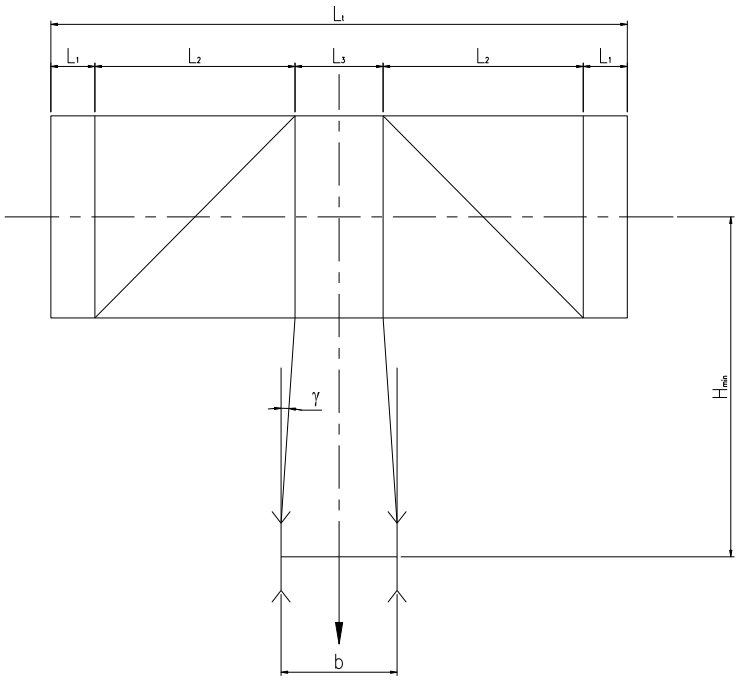
+ e: Hệ số phụ thuộc vào loại máy, truyền động của cơ cấu và chế độ làm việc của cơ cấu. Với chế độ làm việc trung bình, theo bảng (2.4)-[01] ta chọn e = 25.

$$\Rightarrow D_t \geq 11 * (25 - 1) = 264 \text{ (mm)}$$

Ta chọn đường kính tang D_t = 270 (mm) tính tới mép ngoài các đỉnh của các rãnh dẫn hướng cáp để thỏa mãn yêu cầu về đảm bảo độ bền lâu của cáp thép.

3.2.4.2 Các thông số khác của tang.

- Sơ đồ tính kích thước hình học của tang kép.



Hình: 3.4

- Chiều dài làm việc của tang kép cuốn một lớp cáp được xác định theo công thức (1.17)-[04].

$$L_t = 2*(L_1 + L_2) + L_3 = 2*(\frac{a*H}{\pi*D_t} + 5.5)*t + L_3$$

Trong đó:

+ $L_1 = 4*t$ dùng để kẹp đầu cáp trên tang.

+ $L_2 = Z*t = (\frac{a*H}{\pi*D_t} + 1.5)*t$, với 1.5 vòng cáp để giảm tải trọng trên đầu kẹp cáp.

+ L_3: Phần tang không tiện rãnh đảm bảo cho góc lệch cáp với puly trong palăng dưới giá trị cho phép khi móc treo ở vị trí cao nhất (cách trục tang một khoảng h_{min}).

$$L_{3\min} = b - 2 * H_{\min} * tg\gamma = 150 - 2 * 650 * \frac{1}{10} = 20\,(mm)$$

Với:

+ H_{min} = 650 (mm): Khoảng cách nhỏ nhất giữa trục tang với trục của puly ở ổ treo móc.

+ b = 200 (mm): khoảng cách giữa tâm hai puly.

+ γ: là góc nghiêng cho phép khi dây chạy lên tang bị lệch so với hướng thẳng đứng, lấy đối với tang trơn $tg\gamma = 1/10$.

+ t = 12.5 (mm): Bước cáp là khoảng cách tính từ tâm 2 sợi dây cáp kề nhau bảng (2.8)-[02].

+ Z: Số vòng dây cáp cuốn lên tang.

+ D_t = 270 (mm) = 0.27 (m): Đường kính của tang.

+ a = 4: Bội suất của palăng.

+ H = 8 (m): Chiều cao nâng hàng của palăng.

+ a*H: Dung lượng cáp của palăng cáp cuốn lên tang.

- Vậy chiều dài làm việc của tang kép cuốn một lớp cáp được xác định như sau:

$$L_t = 2 * (\frac{4 * 8}{\pi * 0.27} + 5.5) * 12.5 + 20 = 1100\,(mm)$$

So sánh với chiều dài toàn bộ tang dùng trong palăng nâng L_t = 1100 (mm), có kể đến các kích thước dùng cho kết cấu tang (bề dày tang, vị trí lắp các ổ đỡ trục tang, ...). Như vậy kích thước tang được chọn và thiết kế của palăng nâng làhợp lý.

- Chiều dầy nhỏ nhất của thành tang bằng gang đúc được xác định theo công thức (2.18)-[02].

$$\delta_{\min} = 0.02 * D_t + (0.6 \div 1.0) = 0.02 * 27 + (0.6 \div 1.0) = (1.14 \div 1.54)\ (\text{cm})$$

Lấy $\delta_{\min} = 14$ (mm).

3.2.4.3 Kẹp cáp trên tang:

Phương pháp cố định đầu cáp trên tang thông dụng nhất là dùng tấn đệm bên ngoài ép cáp lên bề mặt tang bằng bulông. Tấm đệm với rãnh hình thang là tốt nhất và thông dụng nhất. Vì đường kính cáp d = 11 (mm) nên ta chọn một tấm kẹp có hai bulông để cố định đầu cáp.

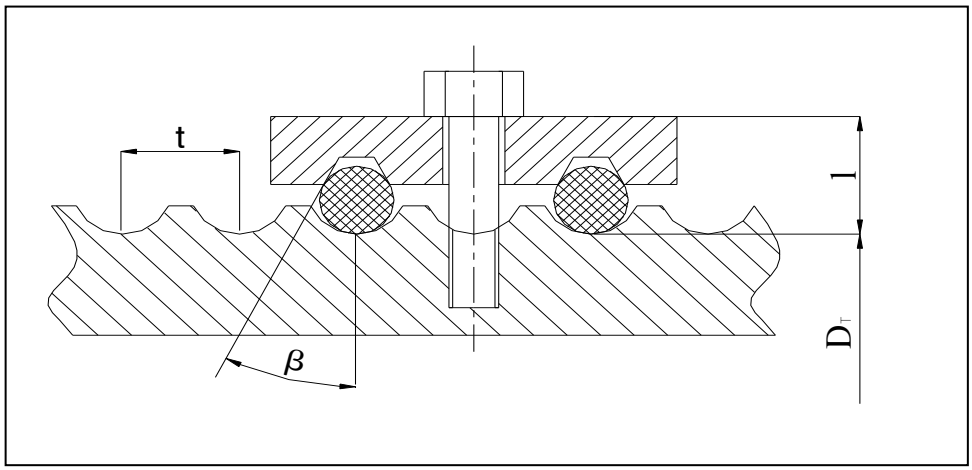
- Lực căng dây cáp tại chỗ kẹp cáp được tính theo công thức (2.19)-[02]:

$$S_k = \frac{S_{max}}{e^{\mu\alpha}}$$

Trong đó:

+ S_{max}: lực căng cáp lớn nhất S_{max} = 1288.1 (kG).

+ μ: hệ số ma sát giữa dây cáp và tang (μ = 0,1÷0,16), ta chọn μ= 0,14.



Hình: 3.5

$$\Rightarrow S_k = \frac{1288.1}{e^{0.14*4\pi}} = 221.7 \qquad (kG)$$

- Lực kéo một bulông (2.20)-[02]:

$$N = \frac{S_g}{Z*(\mu+\mu_1)(e^{\mu*\alpha_1}+1)}$$

Trong đó:

+ Z: Số bulông ở tấm kẹp.

+ α_1: Góc ôm tang bằng vòng cáp kẹp $\alpha_1 = 2\pi$ (rad).

+ μ_1: Hệ số ma sát qui đổi giữa dây cáp và tấm kẹp có tiết diện rãnh hình thang. $\mu_1 = \frac{\mu}{\sin\beta} = \frac{0.14}{\sin 40} = 0.22$

+ $\beta = 40^0$: Góc nghiêng mặt bên của rãnh.

$$\Rightarrow N = \frac{221.7}{2*(0.14+0.22)(e^{0.22*2\pi}+1)} = 61.78 \qquad (kG)$$

- Lực uốn bulông (2.21) [1]:

$$T = \mu_1 * N = 0{,}22 \times 61.78 = 1361 \text{ (kG)}$$

- Ứng suất uốn tổng ở mỗi bulông (2.22) [1]:

$$\sigma_t = \frac{1{,}3*k*N}{\frac{z*\pi*d_1^2}{4}} + \frac{T*l}{0{,}1*d_1^3} \le [\sigma]_d$$

Trong đó:

+ l = 25 (mm) khoảng cách từ đầu bulông đến tang.

+ d_1 = 16 (mm) đường kính chân ren bulông.

+ k = 1.5: Hệ số an toàn kẹp cáp.

+ $[\sigma]_d$: ứng suất cho phép kéo đứt bulông.

Tra bảng PL – 7 [9] chọn bulông tinh đầu 6 cạnh theo TCVN 1892 – 76 chọn bulông có chiều dài l_{bl} = 45mm, đường kính chân ren bulông d_1 = 30mm.

l = l_{bl} – δ + khoảng cách từ chân ren bulông đến thành trong của tang.

$$\Rightarrow \sigma_t = \frac{1,3\times 6917}{\frac{3\times 3,14\times 30^2}{4}} + \frac{968,38\times 37}{3\times 0,1\times 30^3} = 86,6N/mm^2 < [\sigma]_d$$

Chọn vật liệu làm bulông bằng thép CT4 có ứng suất đứt cho phép $[\sigma]_d$ = $90 \div 100$ N/mm^2 .

3.2.5 Chọn móc treo vật.

Các loại móc treo đã được tiêu chuẩn hóa, vì vậy chỉ cần dựa vào sức nâng yêu cầu Q = 5 (T) và chế độ làm việc trung bình của máy trục ta tra bảng (III.16)-[02] ta chọn móc đơn có số hiệu 12 là loại móc treo đáp ứng được yêu cầu làm việc của máy trục.

3.2.6 Tính toán kiểm nghiệm động cơ điện.

Công suất tĩnh của động cơ được tính theo công thức (2.31)-[02].

$$N_t = \frac{Q * V_n}{102 * \eta}$$

Trong đó:

+ Q = 5 (T) = 5000 (kG): Sức nâng định mức.

+ V_n = 6.7 (m/ph) = 0.11 (m/s): Tốc độ nâng hạ hàng.

+ $\eta = 0.8$: Hiệu suất của palăng nâng, tra bảng (1.9)-[02].

$$\Rightarrow N_t = \frac{5000 * 0.11}{102 * 0.8} = 6.74 \text{ (kW)}$$

So sánh với công suất thực tế của động cơ điện sử dụng trong palăng nâng P = 6.7 (kW), ta thấy động cơ sử dụng đạt yêu cầu làm việc.

3.2.7 Tính nghiệm hộp giảm tốc.

- Tốc độ quay của tang công thức (2.35)-[02].

$$n_t = \frac{V_n * a}{\pi * D_t} = \frac{6.7 * 4}{3.14 * 0.27} = 31.6 \qquad \text{(vòng/phút)}$$

Trong đó:

+ V_n = 6.7 (m/ph): Vận tốc nâng hạ hàng.

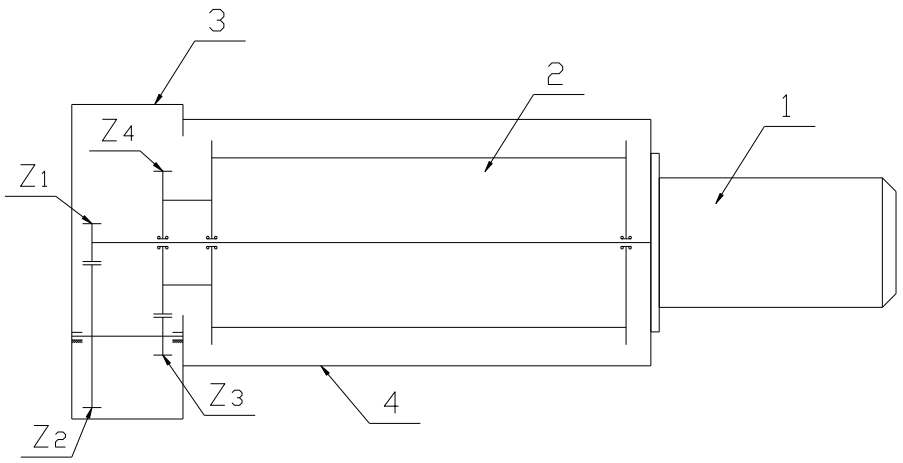
+ a = 4: Bội suất của palăng điện.

+ D_t = 0.27 (m): Đường kính của tang.

- Tỷ số truyền của bộ truyền động:

$$i = \frac{n_{đc}}{n_t} = \frac{750}{31.6} \approx 23.74$$

- Sơ đồ truyền động của hộp giảm tốc.



Hình: 3.6

Trong đó:

1- Động cơ điện.

2- Tang cuốn cáp.

3- Vỏ hộp giảm tốc của palăng.

4- Vỏ che tang cuốn cáp.

Z_1- Số răng của bánh răng 1.

Z_2- Số răng của bánh răng 2.

Z_3- Số răng của bánh răng 3.

Z_4- Số răng của bánh răng 4.

Hộp giảm tốc dùng trong cơ cấu nâng của palăng điện là loại hộp giảm tốc bánh răng trụ răng thẳng hai cấp (m = 4), với việc bố trí các cặp bánh răng ăn khớp nhau như sau:

- Cặp thứ I:

+ Bánh răng 1 (bánh răng chủ động): $Z_1 = 15$

+ Bánh răng 2 (bánh răng chủ động): $Z_2 = 75$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cặp bánh răng thứ I:

$$i_{í} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{75}{15} = 5$$

- Cặp thứ II:

+ Bánh răng 3 (bánh răng chủ động): $Z_3 = 15$

+ Bánh răng 4 (bánh răng chủ động): $Z_4 = 75$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cặp bánh răng thứ II:

$$i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{75}{15} = 5$$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cả hộp giảm tốc:

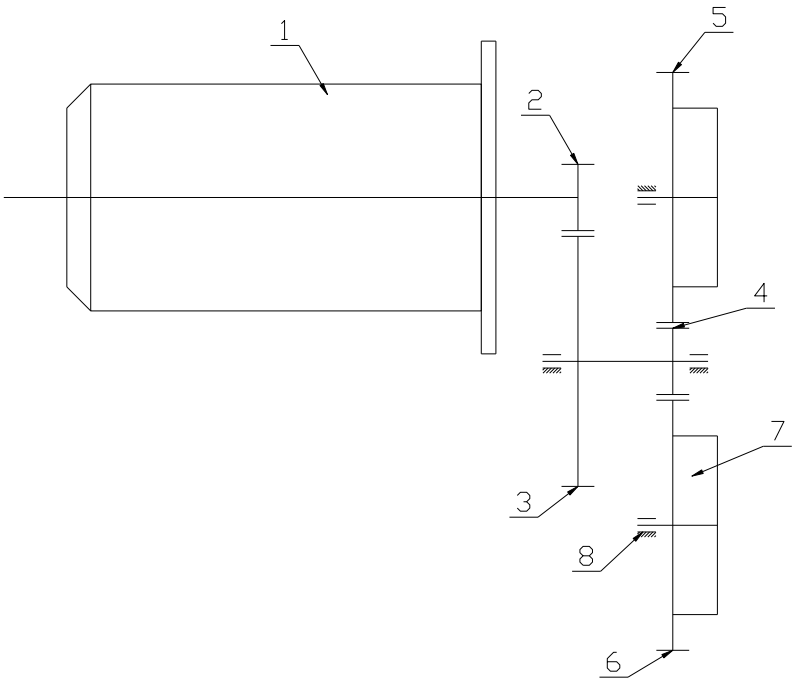
$$i = i_1 * i_2 = 5*5 = 25 \approx 23.74$$

Trị số này gần đúng với tỷ số truyền chung yêu cầu, do vậy hộp giảm tốc với kết cấu như trên vẫn đảm bảo các yêu cầu làm việc thực tế.

3.3 TÍNH NGHIỆM CƠ CẤU DI CHUYỂN PALĂNG ĐIỆN.

Cơ cấu di chuyển có nhiệm vụ di chuyển palăng có hoặc không mang hàng theo phương ngang của nhà xưởng. Kết cấu của cơ cấu di chuyển palăng gồm: động cơ điện (có công suất là 0.85 (kW)), các cặp bánh răng ăn khớp dẫn động cho bánh xe, bánh xe chủ động, bánh xe bi động, con lăn tì. Các cặp bánh xe được bố trí về hai phía và lăn trên bản cánh dưới của dầm hộp.

3.3.1 Sơ đồ truyền động.



Hình: 3.7

1- Động cơ của cơ cấu di chuyển.

2- Bánh răng chủ động.

3- Bánh răng trung gian.

4- Bánh răng trung gian.

5- Bánh răng bị động lắp trên trục bánh xe.

6- Bánh răng bị động lắp trên trục bánh xe.

7- Bánh xe.

8- Ổ bi.

3.3.2. Xác định lực cản chuyển động của cơ cấu di chuyển palăng.

Toàn bộ lực cản tĩnh tác dụng lên cơ cấu di chuyển palăng được xác định theo công thức (3.43)-[01].

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 + W_5 + W_6 + W_7$$

Trong đó:

+ W_1: Lực cản do ma sát lăn và ma sát ổ trục.

+ W_2: Lực cản do độ dốc của đường ray.

+ W_3: Lực cản do gió.

+ W_5: Lực cản do ma sát thành bánh vào ray.

+ W_6: Lực cản do trượt ngang khi xe bị lệch so với ray.

+ W_7: Lực cản do trượt hình học của bánh xe hình côn.

3.3.2.1. Lực cản do ma sát lăn và ma sát ổ trục.

$$W_1 = (G_0 + Q) * \frac{2 * \mu + f * d}{D_{bx}} \quad (3.40)\text{-}[01]$$

Trong đó:

+ $G_0 = 570$ (kG): Trọng lượng palăng điện kể cả móc treo vật.

+ $Q = 5000$ (kG): Trọng lượng của vật nâng.

+ $D_{bx} = 125$ (mm): Đường kính bánh xe di chuyển palăng.

+ $d = 70$ (mm): Đường kính ngõng trục lắp ổ của bánh xe.

+ $\mu = 0.3$: Hệ số ma sát lăn.

+ $f = 0.015$: hệ số ma sát của ổ.

$$\Rightarrow W_1 = (570 + 5000) * \frac{2 * 0.3 + 0.015 * 70}{125} = 73.524\,(kG)$$

3.3.2.2 Lực cản do độ dốc của đường ray.

$$W_2 = \alpha * (G_0 + Q)\,(3.41)\text{-}[01]$$

Trong đó:

+ $\alpha = 0.002$: Độ dốc đường ray.

$$\Rightarrow W_2 = \alpha * (G_0 + Q) = 0.002 * (570 + 5000) = 11.14\ (kG)$$

3.3.2.3 Lực cản do gió.

Do cầu trục làm việc trong nhà xưởng có kết cấu kín nên nó không chịu ảnh hưởng của gió, vì vậy thành phần lực cản do gió $W_3 = 0$.

3.3.2.4 Lực cản do ma sát thành bánh xe vào ray.

$$W_5 = (G_0 + Q) * f_1 \frac{2 * \mu' + f' * d'}{D'}\ (3.45)\text{-}[01]$$

Trong đó:

+ $f_1 = 0.17$: Hệ số ma sát khi bánh xe trượt trên ray.

+ D’ = 25 (mm): Đường kính con lăn.

+ d’ = 10 (mm): Đường kính ngõng trục lắp ổ con lăn.

+ f’ = 0.03: Hệ số ma sát trong ổ trục con lăn.

+ $\mu = 0.3$: Hệ số ma sát lăn của con lăn.

$$\Rightarrow W_5 = (570 + 5000) * 0.17 * \frac{2 * 0.3 + 0.03 * 10}{25} = 34.1\ (kG)$$

3.3.2.5 Lực cản do trượt ngang khi xe bi xiên lệch so với đường ray.

$$W_6 = (G_0 + Q) * f_1 * \frac{\delta}{B + r} \quad (3.46)\text{-}[01]$$

Trong đó:

+ $f_1 = 0.17$: Hệ số ma sát khi bánh xe trượt trên ray.

+ $\delta = 5$ (mm): Tổng khe hở hai bên thành bánh và đường ray.

+ B = 220 (mm): Khoảng cách giữa 2 trục bánh xe.

+ r = 5 (mm): Bán kính trung bình của bánh xe.

$$\Rightarrow W_6 = (570 + 5000) * 0.17 * \frac{10}{220 + 5} = 21.04 \ (\text{kG})$$

3.3.2.6 Lực cản do trượt hình học của bánh xe hình côn được tính theo công thức (3.48)-[01]:

$$W_7 = (G_0 + Q) * f_1 * \frac{r_1 - r_2}{2 * (r_1 + r_2)}$$

Trong đó:

+ $f_1 = 0.17$: Hệ số ma sát khi bánh xe trượt trên ray.

+ r_1 = 125 (mm): Bán kính lớn của bánh xe hình côn.

+ r_1 = 112 (mm): Bán kính nhỏ của bánh xe hình côn.

$$\Rightarrow W_7 = (570 + 5000) * 0.17 * \frac{125 - 112}{2 * (125 + 112)} = 25.97 \ (\text{kG})$$

Vậy tổng lực cản tĩnh tác dụng lên cơ cấu di chuyển của palăng điện:

W_t = 73.524 + 11.14 + 0 + 34.1 + 21.4 + 25.97 = 166.134 (kG)

3.3.3 Tính toán kiểm nghiệm động cơ điện.

Công suất tĩnh yêu cầu của động cơ được xác định theo công thức sau (3.60)-[01].

$$N_t = \frac{W_t * V_{dcn}}{60 * 1000 * \eta_{đc}}$$

Trong đó:

+ $V_{dcn} = 21$ (m/ph): Vận tốc di chuyển của palăng điện.

+ $\eta_{đc} = 0.7$: Công suất của động cơ điện.

+ W_t = 166.134 (kG) = 1661.34 (N): Tổng lực cản tĩnh tác dụng lên cơ cấu di chuyển của palăng điện.

$$\Rightarrow N_t = \frac{1661.34 * 21}{60 * 1000 * 0.7} = 0.83067 \ \text{(kG)}$$

So sánh với với động cơ của cơ cấu di chuyển P = 0.85 (kW), ta thấy công suất của động cơ thỏa mãn yêu cầu làm việc.

3.3.4 Kiểm tra tỉ số truyền chung của cơ cấu di chuyển palăng điện.

Tỉ số truyền chung của cơ cấu di chuyển palăng điện được tính như sau:

$$i = \frac{n_{đc}}{n_{bx}}$$

Trong đó:

+ $n_{đc}$ = 750 (vg/ph): Tốc độ vòng quay của trục động cơ.

+ n_{bx} : Tốc độ quay của trục bánh xe di chuyển được xác định như sau:

$$n_{bx} = \frac{V_{dcn}}{\pi * D_{bx}} = \frac{21}{3.14 * 0.125} = 53.5 \ \text{(vg/ph)}$$

$$\Rightarrow i = \frac{750}{53.5} \approx 14$$

Hộp giảm tốc dùng trong cơ cấu di chuyển của palăng điện là loại hộp giảm tốc bánh răng trụ răng thẳng hai cấp, với việc bố trí các cặp bánh răng ăn khớp nhau như sau:

- Cặp thứ I:

+ Bánh răng 2 (bánh răng chủ động): $Z_2 = 10$

+ Bánh răng 3 (bánh răng chủ động): $Z_3 = 80$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cặp bánh răng thứ I:

$$i_i = \frac{Z_3}{Z_2} = \frac{80}{10} = 8$$

- Cặp thứ II:

+ Bánh răng 4 (bánh răng chủ động): $Z_4 = 20$

+ Bánh răng 5 (bánh răng chủ động): $Z_5 = 35$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cặp bánh răng thứ II:

$$i_2 = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{35}{20} = 1.75$$

$\Rightarrow$ Tỉ số truyền của cả hộp giảm tốc:

$$i = i_1 * i_2 = 8 * 1.75 = 14$$

Trị số này đúng với tỷ số truyền chung yêu cầu, do vậy hộp giảm tốc với kết cấu như trên vẫn đảm bảo các yêu cầu làm việc thực tế.