

## Chương 5

# TÍNH TOÁN CÔNG SUẤT VÀ NĂNG SUẤT CỦA MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

### 5.1. Tính công suất của cơ cấu truyền động của băng tải đai (băng tải cao su)

Công suất của cơ cấu truyền động của băng tải được dùng để khắc phục những sức cản khác nhau, do sự lăn của băng theo trục lăn, do ma sát ở ổ đỡ của trục lăn và của tang quay, do độ cứng của băng lăn khi uốn nó ở đoạn cong của băng tải, do sức cản ở thiết bị chắt tải và dỡ tải và do các trọng lượng thành phần của băng lăn và vật liệu khi băng tải đặt nghiêng.

Tính toán công suất cần thiết của cơ cấu truyền động đối với băng tải được thực hiện bằng phương pháp đi vòng chu tuyến của băng tải theo những điểm đặc trưng. Muốn vậy, chia chu tuyến của băng tải thành những đoạn thẳng và đoạn cong riêng biệt, bắt đầu từ điểm 1 thoát ra của băng lăn tới tang dẫn động (hình 5.1).

Ký hiệu lực kéo ở điểm 1:

$$S_1 = S_{t(\text{thoát})}$$

Lực kéo ở điểm 2 bằng lực kéo ở điểm 1 cộng với sức cản ở đoạn không tải 1-2 do sự lăn của băng trên trục lăn, ma sát ở ổ đỡ trục lăn và trọng lượng thành phần của băng lăn, trọng lượng này giúp cho chuyển động của băng ở phía dưới:

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_{bl}L \cdot \cos\beta + q_q'' \cdot L \cdot \omega'' - q_{bl}L \sin\beta$$

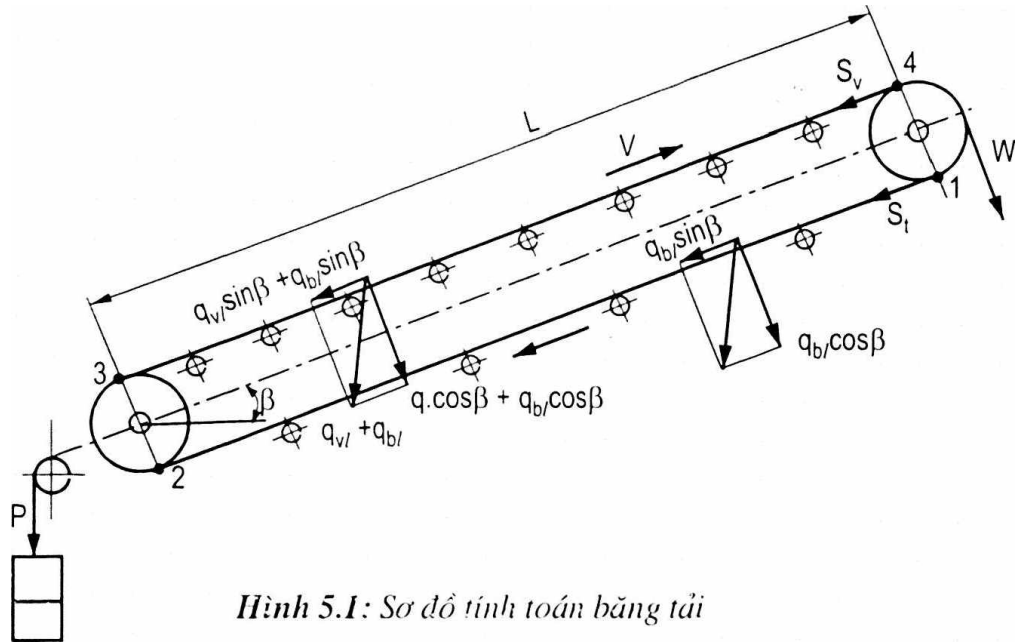
Trong đó:

$q_{bl}$  - trọng lượng tính theo mét dài của băng lăn, kG/m;

$q_q'' = \frac{G_q''}{L''}$  - trọng lượng mét dài của phần quay của trụ lăn ở đoạn không tải của băng tải, kG.m;

$G_q''$  - trọng lượng phần quay của trụ lăn thẳng trên đoạn không tải của băng tải, xác định phụ thuộc vào bề rộng của băng lăn, kG;

$l'' = 2l'$  - khoảng cách giữa các trục lăn ở đoạn không tải của băng tải, m;  
 $\omega'' = 0,03$  - hệ số cản chuyển động, của băng lăn trên các trụ lăn thẳng.



Hình 5.1: Sơ đồ tính toán băng tải

Ở đoạn 2-3, lực kéo băng lăn do sức cản của băng uốn và do ma sát ở ổ đỡ của tang kéo. Sự tăng do được tính bởi hệ số cản:

$$S_3 = S_2 + W_{2,3} = 1,2S_2.$$

Ở đoạn làm việc (chịu lực) 3-4, băng tải có dạng máng và cùng với vật liệu chuyển động lên phía trên. Khi chuyển động cũng phát sinh sức cản ở đoạn không tải, nhưng sức cản do trọng lượng thành phần của băng lăn và vật liệu ở đây cần khắc phục:

$$\begin{aligned} S_4 = S_3 + S_{3,4} = \\ = S_3 + (q_{bl} + q_{vl}).L. \omega'.\cos\beta + q'_q L \omega' + \\ + (q_{bl} + q_{vl}).L. \sin\beta \end{aligned}$$

Trong đó:

$q_{vl}$  - trọng lượng tính theo mét dài của vật liệu, kG/m;

$q'_q = \frac{G'_q}{l'}$  - trọng lượng tính theo mét dài của phần quay của trụ lăn

trên đoạn làm việc của băng tải, kG/m;

$G'_q$  - trọng lượng phần quay của trụ lăn hình máng trên đoạn làm việc của băng tải, nó cũng được xác định phụ thuộc vào bề rộng của băng lăn, kG;

$l'$  (1 ÷ 1,5)m - khoảng cách giữa các trục lăn ở đoạn làm việc của băng tải, m;

$\omega' = 0,04$  - hệ số cản chuyển động của băng lăn theo trục lăn hình máng.

Để không xảy ra sự trượt của băng lăn theo tang dẫn động, cần phải tuân theo điều kiện cân bằng:

$$\frac{S_4}{S_1} = \frac{S_v}{S_t} \geq e^{\mu\alpha}$$

Trong đó:

$e$  - cơ số của logarit tự nhiên;

$\mu$  - hệ số ma sát giữa băng lăn và tang dẫn động;

$\alpha$  - góc ôm của băng lăn đối với tang, độ.

Sau khi tính trị số lực kéo băng lăn ở điểm vào và ra của nó ở tang dẫn động thì xác định lực kéo cần thiết của cơ cấu truyền động:

$$W = 1,1 (S_4 - S_1) , \text{ kG.}$$

Trong đó, hệ số 1,1 tính đến sức cản do độ cứng của băng lăn và ma sát ở ổ trục của tang dẫn động.

Công suất truyền động của băng tải:

$$N = \frac{W.v}{102.\eta} , \text{ kW}$$

Trong đó:

$v$  - vận tốc của băng lăn, m/s;

$\eta$  - hệ số hiệu dụng của cơ cấu truyền động.

Lực kéo  $P$  của thiết bị kéo băng tải tìm được bằng tổng lực kéo băng lăn ở điểm 2 và 3:

$$P = S_2 + S_3 , \text{ kG}$$

Để uốn băng lăn ở đoạn làm việc của băng tải ở độ cong cho phép tối thiểu, thì lực kéo nó ở đoạn này không được nhỏ hơn

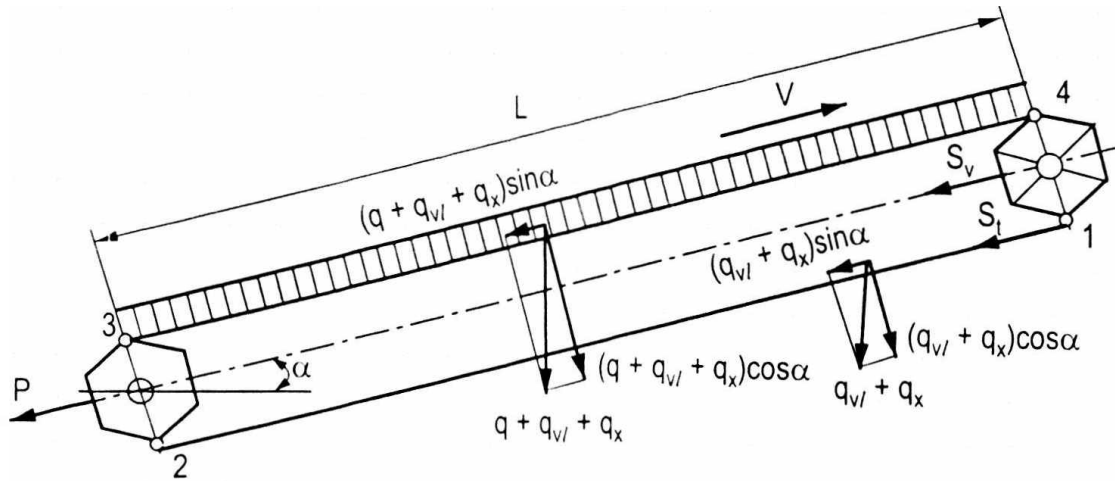
$$S_3 \geq S_{\text{tải trong min}} = (4 \div 5) (q_{vl} + q_{bl}) l' , \text{ kG}$$

## 5.2. TÍNH TOÁN BĂNG TẢI XÍCH

### 5.2.1. Công suất truyền động

Công suất truyền động của băng tải xích được tính toán cũng như đối với băng tải đai, bằng phương pháp đi theo các điểm trên chu tuyến của băng tải,

lấy những hệ số cân chuyển động của xích và vật liệu phụ thuộc vào phương pháp di chuyển (hình 5.2).



**Hình 5.2:** Sơ đồ tính toán băng tải xích

Năng suất của băng tải tấm xác định theo công thức:

$$Q = 3600 F \cdot \gamma \cdot v, \text{ T/h}$$

Diện tích của vật liệu ở băng lăn không có thành, nếu tiết diện ngang của vật liệu ở trên băng lăn có dạng tam giác:

$$\begin{aligned} F &= \frac{bh}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{b}{2} \operatorname{tg} \rho = \frac{(0,85B_t)^2}{4} \operatorname{tg} \rho = \\ &= 0,18B_t^2 \cdot \operatorname{tg} \rho, \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Trong đó:

$B_t$  - bề rộng của tấm lát, m;

$b \approx 0,85 B_t$  - bề rộng của lớp vật liệu, m;

$h$  - chiều cao của lớp vật liệu, m;

$\rho \approx 0,4\rho_0$  - góc ở đáy của tam giác, độ;

$\rho_0$  - góc dốc tự nhiên của vật liệu ở trạng thái nghỉ, độ.

Năng suất của băng tải tấm có thành:

$$Q = 3600B_t \cdot h_{th} \cdot \gamma \cdot j \cdot v, \text{ T/h}$$

Trong đó:

$h_{th}$  - chiều cao thành tấm;

$j$  - hệ số đầy, bằng 0,65 - 0,75.

Khi vận chuyển hàng dưới dạng bao kiện:

$$Q = 3,6 \frac{G}{a}, \text{ T/h}$$

### 5.2.3. Năng suất của băng tải gạt

- Khi vật liệu làm đầy một phần máng:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{i}{a} \gamma \cdot v, \text{ T/h}$$

Trong đó:

$i$  - khối lượng vật liệu,  $m^3$

$a$  - khoảng cách giữa các lưỡi gạt, m;

$\gamma$  - trọng lượng vun đống của vật liệu,  $T/m^3$ ;

$v$  - vận tốc chuyển động của xích, m/s.

- Khi vật liệu đầy toàn bộ máng:

$$Q = 3,6 b \cdot h \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi, \text{ T/h}$$

Trong đó:

$b$  - bề rộng của lưỡi gạt, m;

$h$  - chiều cao lưỡi gạt, m;

$\varphi$  - hệ số đầy của máng.

Năng suất của băng tải gạt đặt nghiêng giảm đi phụ thuộc vào góc nghiêng:

$Q_1 = 0,85 Q$  khi góc nghiêng của băng tải là  $10^\circ$ ;

$Q_2 = 0,65 Q$  khi góc nghiêng của băng tải là  $20^\circ$ ;

$Q_3 = 0,5 Q$  khi góc nghiêng của băng tải là  $30^\circ$ ;

### 5.2.4. Công suất truyền động của băng tải gạt

Công suất truyền động của băng tải gạt dùng để khắc phục sức cản chuyển động của trục lăn đỡ (do ma sát ở cổ trục lăn, ma sát lăn của trục lăn, ma sát của mép trục lăn, ma sát ở cổ trục của đĩa xích truyền động và đĩa xích kéo), để khắc phục sức cản do xích bị uốn ở đĩa xích và sức cản nâng vật liệu (ở băng tải đặt nghiêng).

Công suất truyền động của băng tải gạt cũng được xác định bằng phương pháp đi vòng theo chu tuyến của băng tải.

### 5.3. THANG TẢI

#### 5.3.1. Tính năng suất của thang tải gầu

Năng suất của thang tải gầu xác định theo công thức:

$$Q = \frac{3,6 \cdot v \cdot i_0 \cdot \psi \cdot \gamma}{a}, \text{ T/h}$$

Trong đó:

$i_0$  - dung tích của gầu, l;

$\psi$  - hệ số đầy;

$a$  - bước của gầu, m.

Từ công thức tính năng suất, có thể xác định dung tích gầu theo chiều dài.

$$\frac{i_0}{a} = \frac{Q}{3,6 v \psi \gamma}, \text{ l/m}$$

Theo dung tích trên chiều dài tìm được, dựa vào lí lịch chọn bề rộng và bước của gầu. Kiểm tra gầu đã chọn phù hợp với kích thước lớn nhất của mảnh vật liệu  $a_{\max}$ .

$$A \geq a_{\max} \cdot m;$$

Trong đó:

$A$  - độ vươn của gầu, m;

$m$  - hệ số, bằng 2 - 2,5 khi chứa 10 - 25% những mảnh có kích thước  $a_{\max}$ , và bằng 4,25 - 4,75 khi chứa 50 - 100% những mảnh như vậy.

#### 5.3.2. Công suất động cơ truyền động của thang tải gầu

Công suất động cơ truyền động của thang tải gầu xác định theo công thức:

$$N = \frac{Q \cdot H}{367 \eta} \left( 1,15 - \frac{K_t}{\gamma} \right), \text{ kW}$$

Trong đó:

$H$  - chiều cao của thang tải giữa trục tang dẫn và tang kéo (đĩa, puly), m;

$K_t$  - hệ số, phụ thuộc vào loại thang tải và năng suất của nó;

$\gamma$  - khối lượng vụn đồng của vật liệu, T/m<sup>3</sup>;

$\eta = 0,85$  - hệ số hiệu dụng của cơ cấu truyền động.

### 5.4. TÍNH NĂNG SUẤT CỦA BĂNG TẢI VÍT

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

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi D^2}{4} S \cdot n \cdot \gamma \cdot \psi, \quad \text{T/h}$$

Trong đó:

D - đường kính của trục vít, m;

S = 0,8D - bước vít, m;

n - số vòng quay của trục vít trong một phút;

$\gamma$  - khối lượng vun đóng của vật liệu, T/m<sup>3</sup>;

$\psi$  - hệ số đầy.

Số vòng quay của băng tải vít phụ thuộc vào đường kính vít và tính chất vật lý của vật liệu vận chuyển. Lấy tốc độ lớn đối với vít làm việc khi vận chuyển vật liệu nhẹ. Khi vận chuyển vật liệu mài nặng, số vòng quay của vít cần phải xác định trước theo công thức:

$$n = \frac{K}{\sqrt{D}}, \quad \text{v/ph}$$

Trong đó:

K = 60, 45, 30 - hệ số chọn tương ứng với vật liệu không mài nhỏ, vật liệu không mài lớn và vật liệu mài lớn.

Công suất ở trục của băng tải vít:

$$N = \frac{Q}{367} (L \omega_0 \pm H), \quad \text{kW}$$

Trong đó:

Q - năng suất của băng tải, T/h;

L - chiều dài của băng tải ngang, hoặc chiều dài hình chiếu xuống mặt phẳng nằm ngang của băng tải đặt xiên, m;

$\omega_0$  - hệ số cản chuyển động, lấy đối với vật liệu mài lớn (xi măng, đất sét, vật liệu chịu lửa, vôi, cát) bằng 4; đối với than bằng 2,5;

H - chiều cao nâng vật liệu, m.

Công suất của động cơ:

$$N = \frac{N_0}{\eta}, \quad \text{kW}$$

Trong đó:

$\eta = 0,8 \div 0,85$  - hệ số hiệu dụng của cơ cấu truyền động.

Mômen xoắn ở trục vít:

$$M_o = 975 \frac{N_o}{n}, \text{ kG.m}$$

Lực trục tác dụng vào vít:

$$P = \frac{M_o}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \text{ kG.}$$

Trong đó:

$r = (0,7 \div 0,8) \frac{D}{2}$  - bán kính (m), ở đó lực P tác dụng;

$\alpha$  - góc nâng tuyến vít ở chỗ đặt lực.

$\varphi$  - góc quy đổi của hệ ma sát của vật liệu vận chuyển ở bề mặt vít.

$$\operatorname{tg} \varphi = f; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2\pi r}$$

Trong đó:

$$\varphi = 35 \div 40^\circ$$

Khi  $S = 0,8D$  và  $r = 0,8 \frac{D}{2}$ , góc  $\alpha = 17^\circ 40'$

## 5.5. TÍNH CÔNG SUẤT TRUYỀN ĐỘNG CẦU BĂNG LĂN

Mômen tính do lực ma sát ở ổ đỡ của bánh lăn và do sự trượt của bánh lăn trên kim loại được tính theo công thức:

$$M_{ts} = (G_{kl} + Z \cdot G_{bl}) \mu \frac{d}{2} + \mu_l G \frac{D}{2}, \text{ kG.m}$$

Trong đó:

$G_{kl}$  - trọng lượng của kim loại, kG;

$G_{bl}$  - trọng lượng bánh lăn, kG;

Z - số bánh lăn;

d - đường kính ngõng trục của bánh lăn, m;

D - đường kính trục lăn, m;

$\mu$  - hệ số ma sát ở ổ đỡ bánh lăn, lấy bằng 0,08 (đối với ổ trượt) và bằng 0,007 (đối với ổ lăn);

$\mu_l$  - hệ số ma sát của bánh lăn với kim loại khi trượt (quay không), lấy bằng 0,3 đối với kim loại nóng và 0,15 đối với kim loại nguội;



Mômen động do lực quán tính khi bánh lăn quay và khối kim loại chuyển động tịnh tiến bằng:

$$M_d = \frac{ZGD_{bl}^2 - GD_k^2}{375} \varepsilon_{\max}, \text{ kG.m}$$

Trong đó:

$GD_{bl}^2$  - mômen bánh đà của bánh lăn,  $\text{kG.m}^2$ ;

$GD_k^2$  - mômen bánh đà của kim loại chuyển động tịnh tiến quy đổi ra đường tròn của bánh lăn,  $\text{kG.m}^2$ .

$\varepsilon_{\max}$  - vận tốc góc lớn nhất của bánh lăn,  $1/\text{s}$ .

Để không phát sinh sự trượt của bánh lăn dưới kim loại ở lúc khởi động bánh lăn thì gia tốc góc lớn nhất không được lớn hơn:

$$\varepsilon_{\max} \leq \frac{2.J_{\max}}{D} = \frac{2\mu_1.g}{D}, \text{ } 1/\text{s};$$

Trong đó:

$J_{\max}$  - gia tốc vòng lớn nhất của bánh lăn, bằng  $2\text{m/s}^2$ ;

Mômen xoắn lớn nhất ở trục bánh lăn được tăng bởi truyền động:

$$M_{\max} = M_{\text{tm}} + M_d, \text{ kG.m}$$

Công suất truyền động của băng lăn:

$$N = \frac{M_{\max} \cdot n_{bl}}{975 \cdot \eta}, \text{ kW}$$

Trong đó:

$n_{bl}$  - số vòng quay của bánh lăn trong một phút;

$\eta$  - hệ số hiệu dụng của cơ cấu truyền động.

Với cơ cấu truyền động riêng biệt của bánh lăn do động cơ điện, việc tính toán công suất được thực hiện theo công thức nêu trên, lấy trọng lượng của kim loại ở một bánh lăn và kể đến mômen bánh đà của roto động cơ điện.

## Chương 6

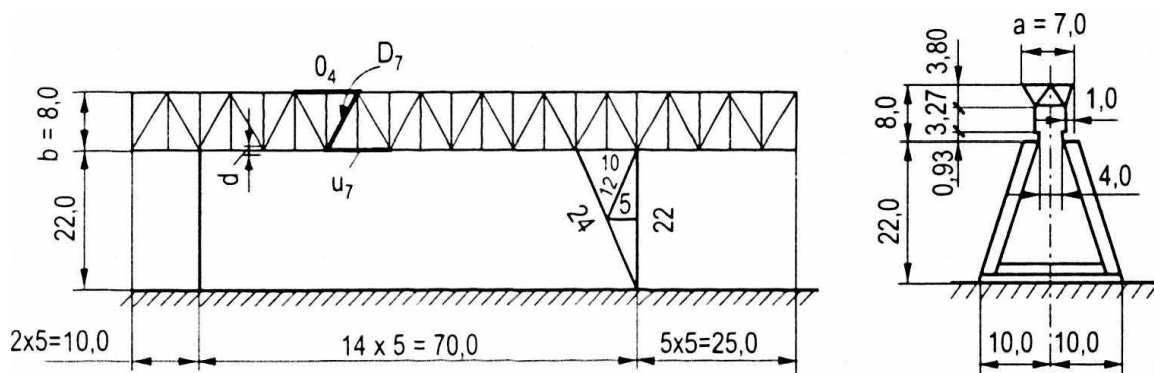
# TÍNH TOÁN KẾT CẤU KIM LOẠI CỦA CẦN TRỤC

Để hiểu rõ việc tính toán kết cấu kim loại của cần trục, xin nêu một số ví dụ dưới đây:

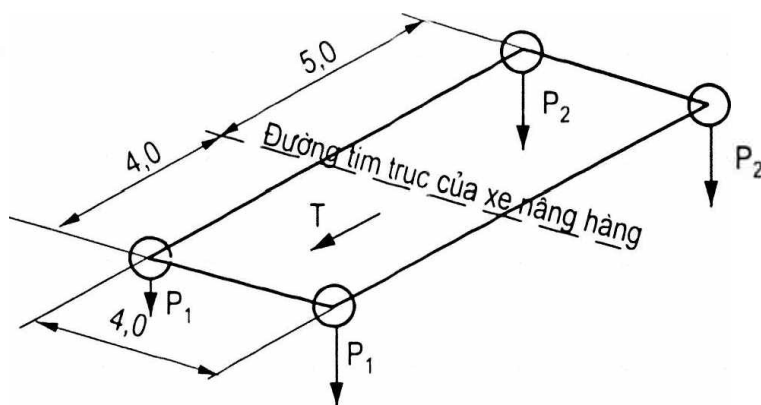
### 6.1. TÍNH TOÁN KẾT CẤU KIM LOẠI CỦA CẦN TRỤC CHÂN DÊ

#### 6.1.1. Những số liệu cơ bản

1. Sơ đồ kết cấu của cần trục nêu trên hình 6.1



**Hình 6.1**



**Hình 6.2**

2. Trọng lượng sơ bộ của kết cấu dầm ngang, tính cho một dầm là:

$$g = 1,9 \text{ T/M}$$

3. Xe nâng hàng

Khoảng cách trục của xe là 9m, khổ bánh xe là 4m. Sơ đồ tải trọng của xe tác dụng lên ray nêu trên hình 6.2. Trị số áp lực thẳng đứng của bánh xe khi xe có tải là  $P_1 = 36\text{T}$  và  $P_2 = 40\text{T}$ . Trị số của lực hãm dọc  $T = 0,1\Sigma P$ . Tốc độ di chuyển lớn nhất của xe là  $V = 50\text{m/ph}$ .

### 6.1.2. Tải trọng

1. Trọng lượng bản thân của kết cấu dầm ngang của cần trục, tính với một dầm là  $g = 1,9 \text{ T/m}$ .

Tải trọng tính toán cho một dầm  $g_1 = 1,1.1,9 = 2,09 \text{ T/m}$

2. Áp lực bánh của xe nâng hàng, tính bằng T cho trong bảng dưới:

Áp lực	$P_1$	$P_2$	$2(P_1 + P_2)$
Với tải trọng tiêu chuẩn	36	40	-
Với tải trọng tính toán khi $n = 1,3$	46,8	52	197,6
Với tải trọng tính toán, hệ số xung kích 1,2 đối với dầm ngang và chân chống	56	62,4	-

3. Lực hãm ngang theo phương dọc của xe nâng hàng:

$$T = 0,1\Sigma P = 0,1.197,6 = 19,8\text{T}$$

4. Lực gió khi cần trục làm việc:

Lấy cường độ gió tiêu chuẩn  $q_0 = 25\text{kG/m}^2$  và hệ số vượt tải  $n = 1$ .

Áp suất gió động tính toán ở chiều cao:

-  $\leq 10\text{m}$ ,  $q_0 = 25 \text{ kG/m}^2$  ;

-  $10\text{-}20\text{m}$ ,  $q_1 = 1,32.25 = 33 \text{ kG/m}^2$ ;

-  $20\text{-}30\text{m}$ ,  $q_2 = 1,5.25 = 37,5 \text{ kG/m}^2$ .

Hệ số khí động của dầm ngang khí gió vuông góc với dầm, khi  $d/a = \frac{0,5}{0,7} 100 \approx 7\%$  và  $b/a = 8/7 = 1,14$  là:

$$C_1 = 3,30 - 0,30 \frac{2}{2,5} + 0,15 \frac{0,14}{0,5} = 3,10$$

(a, b và d xem trên hình 6.1)

Tải trọng tác dụng vào dầm ngang trong phương ngang:

$$\omega_1 = q_2 c_1 b = 37,5.3.1.8 = 930 \text{ kG/m} = 0,93\text{T/m}$$

Tải trọng tác dụng vào dầm ngang trong phương dọc, khi  $C_2 = 1/3 C_1 = 3,1/3 = 1,03$  và  $F_2 = (10 + 70 + 25)8 = 840\text{m}^2$ .

$$W_2 = 37,5.1,03.840 = 32400 \text{ KG} = 32,4\text{T}.$$

Đối với chân cứng  $F_c = \frac{10.22}{2} = 110\text{m}^2$ ;

$$F = 0,5 (22 + 24) + 0,25 (5 + 12) = 27\text{m}^2 \text{ (xem hình 6.1)}$$

$$\frac{F}{F_c} = \frac{27}{110} 100 = 24\%$$

Theo ΓOCT 1451-65,  $C_x = 0,87$  ;  $k = 0,78$  và  $C_{x1} = 0,78 \times 0,87 = 0,68$ .

Khi đó, tải trọng ngang dầm ngang  $W_3 = 33.110.0,68 = 2,5\text{T}$ ; tải trọng dọc dầm ngang  $W_1 = 1/3. W_3 = 0,8\text{T}$ .

Có thể bỏ qua tác dụng của lực gió vào chân mềm và vào xe nâng hàng.

5. Tải trọng phát sinh khi xe nâng hàng va chạm vào thanh bảo hiểm (cái giảm xóc).

Tải trọng dọc trong phương ngang khi xe nâng hàng va chạm vào thanh bảo hiểm:

$$T = \frac{P.v^2}{g.\delta} = \frac{197,6.50^2}{9,81.60^2.0,3} = 46,5\text{T}$$

Trong đó:

$P = 197,6\text{T}$  - trọng lượng của xe nâng hàng có tải (tải trọng tính toán);

$v = 50\text{m/ph}$  - tốc độ của xe lúc va chạm;

$\delta = 300\text{mm} = 0,3\text{m}$  - hành trình của thanh bảo hiểm;

$g$ - gia tốc trọng trường.

### 6.1.3. Tổ hợp tính toán của tải trọng

Tải trọng chính: bao gồm các tải trọng 1, 2, 3.

Tải trọng chính và phụ: bao gồm các tải trọng 1 + 2 + 3 + 4.

Tải trọng chính và phụ được lấy với hệ số tổ hợp  $k_c = 0,85$ .

Tải trọng chính và tải trọng ngẫu nhiên bao gồm các tải trọng 1 + 2 + 3 + 4 + 5.

Tải trọng chính và tải trọng ngẫu nhiên được lấy với hệ số tổ hợp  $k_c = 0,7$ .

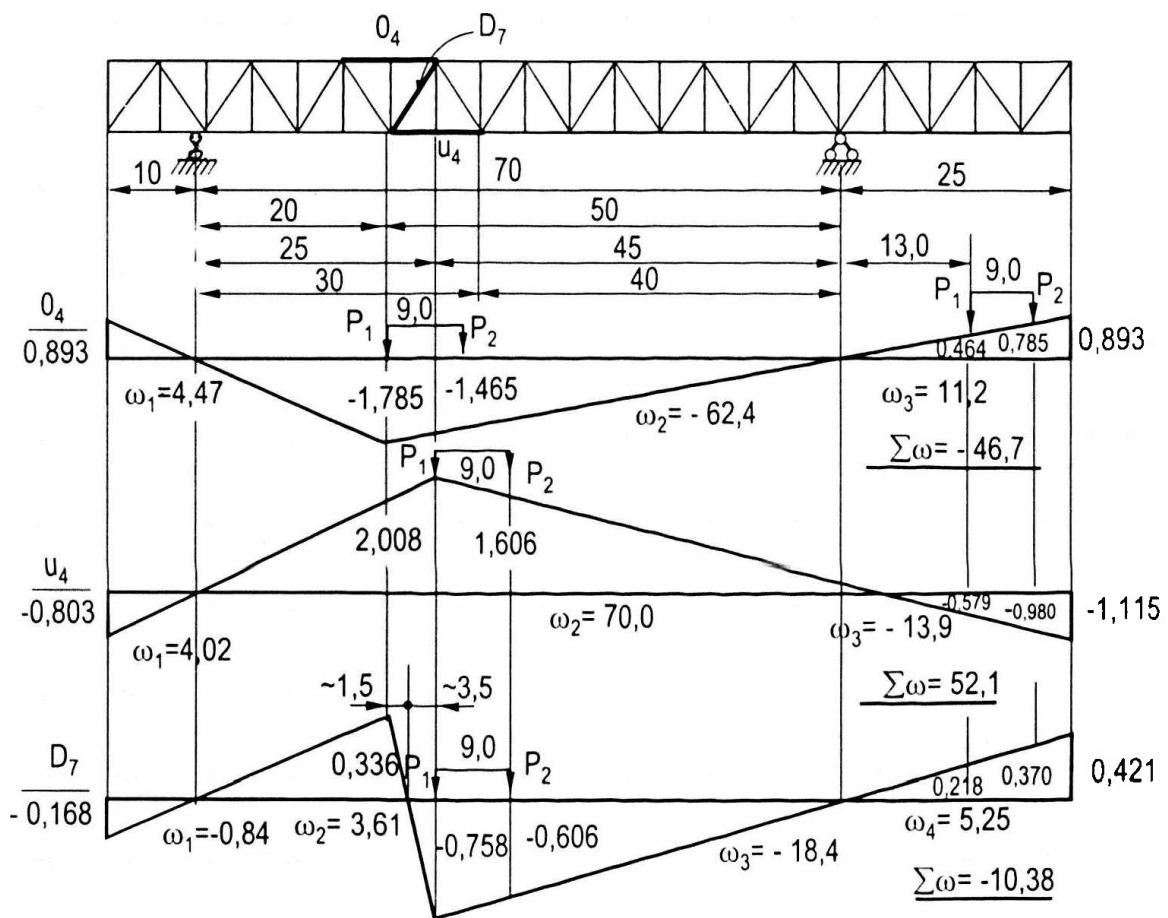
#### 6.1.4. Tính toán dãn chính của dầm ngang

Đường ảnh hưởng nội lực của các thanh dãn của dầm ngang cần trục cho trên hình 6.3. Với tải trọng thẳng đứng, thì thanh chống xiên của chân cứng của cần trục không chịu lực và dầm ngang được tựa trên hai cột đứng. Tung độ đường ảnh hưởng  $O_4$  và  $U_4$  nhận được bằng phương pháp điểm mômen:

$$O_4 \eta_1 = \frac{1.30 - \frac{1.80}{70} 20}{8} = 0,893 ; \quad \eta_2 = -0,893 \frac{20}{10} = -1,785;$$

$$\eta_3 = \frac{1,785}{50} 25 = 0,893;$$

$$U_4 \eta_1 = -\frac{1.35 - \frac{1.80}{70} 25}{8} = -0,803 ; \quad \eta_2 = 0,803.2,5 = 2,008;$$



Hình 6.3

$$\eta_3 = 2,008 \frac{36}{45} = 1,606 ; \eta_4 = -1,606 \frac{25}{36} = -1,115;$$

$$D_7 l = \sqrt{8^2 + 5^2} = 9,43\text{m}; \eta_1 = -\left(\frac{1,80}{70} - 1\right) \frac{9,43}{8} = -0,168;$$

$$\eta_2 = 0,168.2 = 0,336;$$

$$\eta_3 = -\frac{1,45}{70} \cdot \frac{9,43}{8} = -0,758;$$

$$\eta_4 = 0,758 \frac{25}{45} = 0,421$$

Ứng lực do trọng lượng bản thân:

$$O_4 = g \Sigma \omega = -1,9.46,7 = -88,7\text{T};$$

$$U_4 = g \Sigma \omega = 1,9.52,1 = 99\text{T};$$

$$D_7 = g \Sigma \omega = -1,9.10,38 = -19,7\text{T}.$$

Ứng lực do xe nâng hàng

$$O'_4 = -1,785.56 - 1,465.62,4 = -191,4\text{T};$$

$$O''_4 = 0,464.56 + 0,785.62,4 = +75\text{T};$$

$$U'_4 = 2,008.56 + 1,606.62,4 = +212,7\text{T};$$

$$U''_4 = -0,578.56 - 0,980.62,4 = -93,5\text{T};$$

$$D'_7 = -0,758.56 - 0,606.62,4 = -80,1\text{T};$$

$$D''_7 = 0,218.56 + 0,370.62,4 = 35,3\text{T}.$$

Ứng lực do hãm xe nâng hàng (hình 6.4).

$$T = 19,8\text{T} ; 0,5\text{T} = 9,9\text{T} ;$$

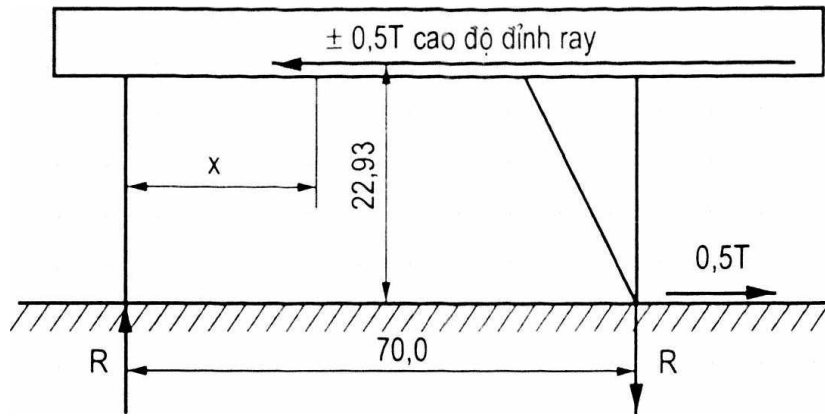
$$R = \frac{9,9.22,93}{70} = 3,24\text{T} ;$$

$$O_4 = \pm \frac{3,24.20}{8} = \pm 8,1\text{T} ;$$

$$U_4 = \pm \frac{3,24.25}{8} = \pm 10,1\text{T};$$

$$D_7 = \pm \frac{3,24.9,43}{8} = \pm 3,8\text{T}.$$

Giá trị của x lấy theo hình 6.3



Hình 6.4

Ứng lực do gió khi cần trục làm việc. Hệ liên kết ngang của dầm ngang cần trục bao gồm dầm liên kết dọc theo má thượng (rộng 7m) và hai dầm liên kết dọc theo má hạ và dọc theo dầm xe chạy (mỗi dầm liên kết này rộng 1,5m). Độ cứng của những dầm liên kết tỉ lệ bậc hai với bề rộng của chúng (khi tiết diện của thanh má như nhau):

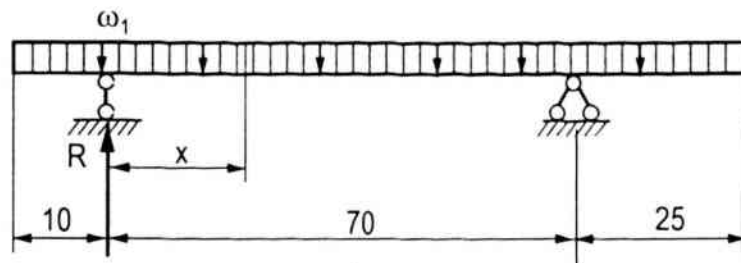
đối với dầm liên kết bên trên  $7^2 = 49$

đối với những dầm liên kết bên dưới  $2 \cdot 1,5^2 = 4,5$

Tổng cộng 53,5

Độ cứng ngang của hệ liên kết bên trên bằng  $49/53,5 \approx 0,9$  độ cứng ngang tổng cộng của dầm ngang cần trục, còn của dầm liên kết bên dưới là  $4,5/53,5 \approx 0,1$  tổng độ cứng ngang của dầm ngang cần trục (0,05 cho mỗi dầm). Lực ngang theo phương ngang được phân phối tỉ lệ với độ cứng:

Gió ngang dầm ngang cần trục (hình 6.5)



Hình 6.5

$$R = \omega_1(10 + 70 + 25) \left( \frac{10 + 70 + 25}{2} - 25 \right) \frac{1}{70} = 41,4\omega_1 = 41,4 \cdot 0,93 = 38,5T;$$

$$x = 20\text{m} ; 0_4 = \pm \left( \frac{0,93.30^2}{2} - 38,5.20 \right) \frac{0,9}{7} = \pm 39,5\text{T};$$

$$x = 25\text{m} ; U_4 = \pm \left( \frac{0,93.35^2}{2} - 38,5.25 \right) \frac{0,05}{7} = \pm 2,6\text{T} ; D_7 = 0$$

Gió dọc dầm ngang cân trục (hình 6.6)

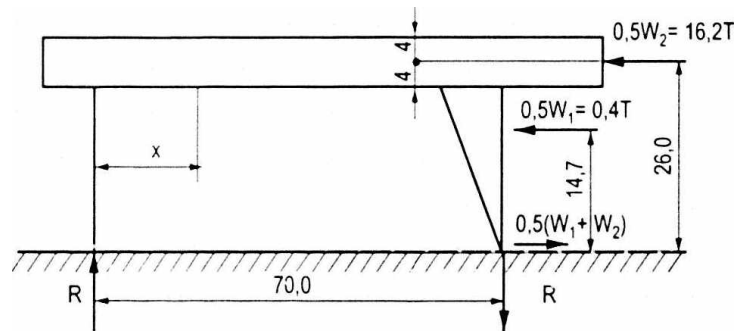
$$R = \frac{16,2.26 + 0,4.14,7}{70} = 6,12\text{T (ở một dầm)};$$

$$0_4 = \pm \frac{6,12.20}{8} = \pm 15,3\text{T};$$

$$U_4 = \pm \frac{6,12.25}{8} = \pm 19,1\text{T} ;$$

$$D_7 = \pm 6,12 \frac{9,43}{8} = \pm 7,2\text{T}.$$

Giá trị của  $x$  lấy theo hình 6.3



Hình 6.6

Lực gió tính toán:  $0_4 = \pm 39,5\text{T}$  ;  $U_4 = \pm 19,1\text{T}$  ;  $D_7 = \pm 7,2\text{T}$ .

Ứng lực do sự va chạm của xe nâng hàng vào thanh bảo hiểm (hình 6.4).

$$T = 46,5\text{T} ; 0,5T = 23,25\text{T} ; R = \frac{23,25.22,93}{70} = 7,3\text{T}$$

$$0_4 = \pm \frac{7,3.20}{8} = \pm 18,2\text{T} ;$$

$$U_4 = \pm \frac{7,3.25}{8} = \pm 22,8\text{T} ;$$

$$D_7 = \pm 7,3 \frac{9,43}{8} = \pm 8,6\text{T} ;$$

Giá trị  $x$  lấy theo hình 6.3.

### 6.1.5. Ứng lực tính toán

Ứng lực tính toán do tải trọng tính toán có xét đến hệ số xung kích nêu trong bảng 6.1.

Ứng lực do tải trọng tiêu chuẩn không tính đến hệ số xung kích nêu trong bảng 6.2.



**Bảng 6.1. Ứng lực tính toán có xét đến hệ số xung kích**

Tổ hợp tải trọng chính				Tổ hợp tải trọng phụ				Tổ hợp tải trọng ngẫu nhiên				Ứng lực tính toán
Trọng lượng bản thân	Xe nâng hàng	Hãm xe nâng hàng	$\Sigma_c$	$\Sigma_c$	Gió khi cần trục làm việc	$\Sigma_p$	$0,85 \Sigma_p$	$\Sigma_p$	Va chạm của xe nâng hàng	$\Sigma_{ng}$	$0,7 \Sigma_{ng}$	
-88,7	75	$\pm 8,1$	-5,6	-5,6	$\pm 39,5$	3,9	3,3	3,9	$\pm 18,2$	22,1	15,47	15,4
	-191,4		-288,2	-288,2		-327,7	-278,5	-327,7		-345,9	-242,13	-288
99	212,7	$\pm 10,1$	321,8	321,8	$\pm 19,1$	340,9	239,7	340,9	$\pm 22,8$	363,7	254,5	321
	-93,5		-4,6	-4,6		-23,7	-20,1	-23,7		-46,5	-32,5	-32
-19,7	35,3	$\pm 3,8$	19,4	19,4	$\pm 7,2$	26,6	22,6	26,6	$\pm 8,6$	35,2	24,6	24
	-80,1		-103,6	-103,6		-110,8	-94,1	-110,8		-119,4	-83,5	-103



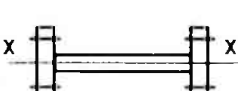
**Bảng 6.2. Ứng lực do tải trọng tiêu chuẩn không tính hệ số xung kích**

anh	Tổ hợp tải trọng chính				Tổ hợp tải trọng phụ				Tổ hợp tải trọng ngẫu nhiên				Ứng lự
	Trọng lượng bản thân	Xe nâng hàng	Hãm xe nâng hàng	$\Sigma_c$	$\Sigma_c$	Gió khi cần trục làm việc	$\Sigma_p$	$0,85 \Sigma_p$	$\Sigma_p$	Va chạm của xe nâng hàng	$\Sigma_{ng}$	$0,7 \Sigma_{ng}$	
D <sub>4</sub>		48,2		-26,4	-26,4		13,1	11,1	13,1		27,1	19	
	-80,8		±6,2			±39,5				±14			
		-122,8		-209,8	-209,8		-249,3	-211,9	-249,3		-263,3	-184,3	-2
J <sub>4</sub>		136,5		234,3	234,3		253,4	215,3	253,4		271	189,7	2
	90		±7,8			±19,1				±17,6			
		-60		22,2	22,2		3,1	2,6	3,1		-14,5	-10,15	-1
D <sub>7</sub>		22,6		7,6	7,6		14,8	12,6	14,8		21,4	15	
	-17,9		±2,9			±7,2				±6,6			
		-51,4		-72,2	-72,2		-79,4	-67,5	-79,4		- 86	-60,2	-

**Chú thích:**

Những chữ số trong bảng này nhận được bằng cách chia: đối với trọng lượng bản thân chia cho 1,1; tải trọng xe nâng hàng  $1,2 = 1,56$ ; lực hãm xe vào lực va chạm của xe chia cho 1,3; tải trọng gió chia cho 1.

**Bảng 6.3. Chọn tiết diện theo điều kiện cường độ và độ ổn định ( $R = 2700 \text{ kG/cm}^2$ )**

N, T	Sơ đồ mặt cắt thanh	Thành phần tiết diện	F, cm <sup>2</sup>	F <sub>gy</sub> , cm <sup>2</sup>	r <sub>x</sub> , cm	I <sub>x</sub> , cm	λ <sub>x</sub>	φ	σ <sub>o</sub>	σ <sub>c</sub>
-288,2		2 - 320×16	102,4	—	7,75	500	65	0,745	2670	—
		-428 × 10	42,8	—	—	—	—	—	—	—
		145,2	129,2	—	—	—	—	—	2230	
321,8		2 - 350×16	112	—	8,6	500	58	—	—	—
		-428×10	42,8	—	—	—	—	—	—	—
		154,8	122,2	—	—	—	—	—	2630	
Rõ ràng từ tính toán về độ bền mỏi, sự giảm yếu của tiết diện cần giảm gấp hai										
-103,6		2-260×16	82,3	—	6,1	0,8×943 = 755	124	0,314	2630	—
		-428 × 10	42,8	—	—	—	—	—	—	—
		126,0	110	—	—	—	—	—	940	

2) Kiểm tra về độ bền mỏi được tiến hành theo tiết diện, bị giảm yếu bởi khoét lỗ với sức bền tính toán  $R_\gamma$ , trong đó:

$$\gamma = \frac{1}{(0,81\beta \pm 0,32) - (0,81\beta \mp 0,32)\rho}$$

$$\rho = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

$$\beta = 1,5.$$

Những dấu bên trên ở mẫu số tương ứng với  $\sigma_{\max} > 0$ , còn dấu bên dưới ứng với  $\sigma_{\max} < 0$ .

$$\gamma = \frac{1}{(0,81 \cdot 1,5 \pm 0,32) - (0,81 \cdot 1,5 \mp 0,32)\rho} = \frac{1}{(1,22 \pm 0,32) - (1,22 \mp 0,32)\rho}$$

$$\text{Khi } \sigma_{\max} > 0, \quad \gamma = \frac{1}{1,54 - 0,90\rho};$$

$$\text{Khi } \sigma_{\max} < 0, \quad \gamma = \frac{1}{0,90 - 1,54\rho}.$$

Việc kiểm tra tiết diện của các thanh dàn xem trong bảng dưới:

Thanh	+N -N T	$F_{gy}, \text{cm}^2$	+ $\sigma$ - $\sigma$ $\text{kG/cm}^2$	$\rho$	$\gamma$	$R_\gamma, \text{kG/cm}^2$
$0_4$	19 -211,9	129,2	147 -1640	-0,09	0,97	2619 ( $>\sigma = 1640$ )
$U_4$	234,3 -10,15	122,2	1917 -83	-0,043	0,633	1709 ( $<\sigma = 1917$ )
Khi sự giảm yếu của tiết diện giảm hai lần (xem bảng 6.3)						
	243,3 -10,15	143,6	1632 -71	-0,043	0,633	1709 ( $>\sigma = 1632$ )
D7	15 -72,2	110	136 -656	-0,207	0,821	2216 ( $>\sigma = 656$ )

#### 6.1.7. Liên kết các thanh bằng bulông cường độ cao

Ứng lực trượt cho phép trên một mặt phẳng ma sát khi liên kết bằng một bulông cường độ cao:

$$N_b = m f P = 0,9 \cdot 0,55 \cdot 0,6 \sigma \cdot F_{gy} = 0,297 \sigma \cdot F_{gy}.$$