

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

第十七章 起重運輸設備概論

第十八章 起重機及其機構的基本計算
資料與公式

第十九章 起重機械的零件和主要部件

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

目 次

第十七章 起重運輸設備概論 (基費爾 Л. Г. Кифер, 斯皮伐柯夫斯基 А. О. Спиваковский)

起重運輸設備的用途和種類	1	作為運輸對象的各種材料特性	2
起重運輸設備的一般性能	1	中俄名詞對照表	5
起重運輸設備按其用途與結構特徵的分類	1		

第十八章 起重機及其機構的基本計算資料與公式 (基費爾)

升降機構的計算	1	起重機的改變幅度機構的計算	6
起重機及起重機行車的行動機構的計算	3	起重機穩定性的計算	6
繞立軸迴轉的機構(旋轉機構)的計算	4	起重機構的工作類型	7

第十九章 起重機械的零件和主要部件 (伏羅比耶夫 Н. В. Воробьев, 克魯季柯夫 И. П. Крутиков)

起重機械的零件	1	搬運用具(搬具)	24
鋼絲繩索	1	搬具的用途和種類	24
鋼絲繩索用的滑輪	4	搬運整箱及整件物品用的搬具	24
鋼絲繩索用的滾筒	4	搬運填充材料用的搬具	26
起重鏈及牽引鏈	7	搬具的計算基礎	29
起重鏈及牽引鏈用的滑輪、滾筒及鏈輪	8	參考文獻	32
吊鉤及吊環	9	修正意見表	33
止動輪及制動器	13	中俄名詞對照表(第十八、十九章)	35
車輪及道軌	19		

第十八章 起重機及其機構的基本計算資料與公式

升降機構的計算

起重效率 η 及落重效率 η' 的相互關係如下：

$$\eta \leq \frac{1}{2 - \eta'} \quad (1)$$

若要升降機構具有自動制動的性能，則效率 η 應小於 0.5。

要把重載懸掛在升降機構的滾筒上，可以使用吊鉤、橫樑或特殊的工具。這些工具可直接地，或者是利用滑輪或滑車（單組滑車或雙生滑車[●]）以及幾個導向滑輪的裝置來固定在撓性機件[⊙]上；導向滑輪是爲了把撓性機件從吊鉤或滑車引送到滾筒上。撓性機件經過 m 個導向滑輪，其懸重爲 Q 公斤時，所受最大拉力爲

$$S_{\max} = Qk^m \text{ 公斤}, \quad (2)$$

式中 $k > 1$ ——包括撓性機件的剛性和滑輪軸承摩擦阻力的每個滑輪的阻力係數。 k 的數值列於表 1。

滾筒上使用帶有吊鉤的滑車裝置時，在滑車附近繩索連接處的最小拉力由下式計算

$$S_{\min} = Q \frac{k-1}{k^{\alpha}-1} \text{ 公斤}, \quad (3)$$

式中 α ——滑車組的機械利益。

繩索從滑車引出，繞過 m 個導向滑輪後懸在滾筒上，這時所受的最大拉力爲

$$S_{\max} = Q \frac{k-1}{k^{\alpha}-1} \cdot k^{\alpha-1} \cdot k^m \text{ 公斤}。 \quad (4)$$

表 1 對鏈條、鋼絲繩及麻繩的導向滑輪阻力係數 k 值

撓性機件種類；滑輪及其軸承之特性	k 值	
	包角 ^① $\alpha=90^\circ$	包角 $\alpha=180^\circ$
標準鉚接鏈；標準滑輪，用滑動軸承	1.03	1.04
標準鉚接鏈；齒狀滑輪，用滑動軸承	1.04	1.06
疊板關節鏈；星輪，用滑動軸承	1.04	1.06
疊板關節鏈；星輪，用滾動軸承	1.025	1.03
鋼絲繩；標準滑輪，用滑動軸承，當 $Dd \geq 20d_k$ 時	1.04	1.05
鋼絲繩；標準滑輪，用滾動軸承，當 $Dd \geq 20d_k$ 時	1.02	1.03
麻繩；標準滑輪，用滑動軸承， d_k 在 23 公厘以下者	—	1.10
d_k 在 29 公厘以下者	—	1.15
d_k 在 46 公厘以下者	—	1.25

① 撓性機件繞在滑輪上所包的角度。——譯者

手動機構的起重速度可用下面的方法來確定。

理想機構（當總效率 $\eta=1$ 時）的速度爲

$$v_0 = \frac{P}{Q} \cdot c \text{ 公尺/秒}, \quad (5)$$

式中 c ——工人手動速度，其平均值不超過 1 公尺/秒（施於傳動手柄）或 0.6 公尺/秒（施於牽引鏈）； P ——工人加於傳動手柄或牽引鏈上的全力（公斤）。

實際的起重速度爲

$$v = v_0 \eta = \frac{P\eta}{Q} \cdot c \text{ 公尺/秒}, \quad (6)$$

式中 η ——包括滑車的升降機構的總效率。

P 力的值，採用表 2 的數據。

滾筒的轉速可由下式計算

$$n_g = \frac{v \cdot 1000}{\pi D_g} \cdot a \text{ 轉/分}, \quad (7)$$

式中 v ——起重速度（公尺/秒）； D_g ——滾筒直徑（公厘）； a ——至滾筒爲止的機械利益。

升降機構之傳動比與機構的效率及式樣無關，而由電動機 $n_{\text{電動機}}$ 與滾筒 n_g 的轉數比來決定

$$i_{\text{機}} = \frac{n_{\text{電動機}}}{n_g} \quad (8)$$

手動的升降機構之傳動比爲

$$i_{\text{手}} = \frac{S_{\max} D_g}{2 P l \eta}, \quad (9)$$

式中 l ——手柄轉臂長度（通常爲 300~400 公厘）；

η ——升降機構的效率。

表 2 根據工作持續性訂定的工人的工作力 P 及工作能力的大小

工作時間的久暫	一位工人能作出的最大力量（公斤）		所作出的功率 P_c （工人的工作能力）（公斤·公尺/秒）
	施於傳動手柄	施於牽引鏈	
長時間工作	12	20	10
短時間工作（每次工作時間不超過 5 分鐘）	25	40	15

註：1. 在幾個工人一起工作，用手工驅動時，要計及力的利用係數 φ 。兩個人一起工作，用 $\varphi=0.8$ ；四個人則用 $\varphi=0.7$ 。

2. 工人施於操縱桿之力不應大於 18~20 公斤，而操縱桿移動距離不應超過 400 公厘；施於腳踏板之力（按工作持續性而定）不應大於 25~30 公斤，而踏板的行程不應超過 250 公厘。

〔制動〕設 $S_{\min}$ ——在落重時撓性機件所受的拉力

● 雙生滑車——見第十九章圖 2。——譯者

⊙ 撓性機件——如繩索、鏈條等。——譯者

原動機的總功率為

$$N_{\max} = 0.688 \frac{Qv}{4500\eta} + 1.54 \frac{I_m}{75t_0\eta} \text{ 馬力。} \quad (18)$$

在起動期間內，施於原動機軸的扭轉力矩可由下式決定，實際應用已足夠精確

$$M_{\kappa p} = M_1 = \frac{QD_6}{2a\eta} + \frac{QD_6^2 n_0}{375a^2 i t_0 \eta} + (1.1 \sim 1.15) \frac{GD^2 n_0}{375t_0} = \frac{QD_6}{2a\eta} + \frac{n_0}{375t_0} \left[\frac{QD_6}{a^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2 \right] \text{ 公斤·公尺，} \quad (19)$$

式中 GD^2 ——轉子和電動機軸上質量的迴轉力矩；
 n_0 ——電動機轉數； i ——起重機橋的總轉動比； η ——起重機橋的總效率； t_0 ——起動時間。

原動機的正常功率可由下面的力矩計算

$$M_0 = \frac{QD_6}{2a\eta} \text{ 公斤·公尺，}$$

這個力矩必須能在平穩運轉的過程中將重載舉起。

電動機的暫時超負荷能力可用係數 ψ 表示

$$\psi = \frac{M_1}{M_0} = \frac{\frac{QD_6}{2a\eta} + \frac{n_0}{375t_0} \left[\frac{QD_6}{a^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2 \right]}{\frac{QD_6}{2a\eta}} \quad (20)$$

若已知 ψ' (超負荷係數或即最大扭轉力矩倍數，標明於電動機的工藝規格上) 的數值，則起動時間為

$$t_0 = \frac{2n_0 a i \eta}{375(\psi' - 1)} \times \frac{\frac{QD_6^2}{a^2 i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) GD^2}{QD_6} \text{ 秒。} \quad (21)$$

起重機及起重機行車的行動機構的計算

起重機 (或起重機的行車) 車輪軸的轉數可由下式決定：

$$n_{\kappa} = \frac{v_n \cdot 1000}{\pi D_{\kappa}}, \quad (22)$$

式中 v_n ——運動速度 (公尺/分)； D_{κ} ——車輪直徑 (公厘)。

行動機構的傳動比為

$$i_{\kappa} = \frac{n_0}{n_{\kappa}}. \quad (23)$$

在計算行動起重機的機構或它的某一部分 (例如橋式起重機的行車) 時，必須計及下列各種決定運動阻力的因數：

- a) 車輪的滾動摩擦、在車輪軸承處的摩擦、在車輪側緣上的摩擦及在曲折路徑上的阻力；
- b) 在傾斜道路行動時，道路的傾斜度；

- b) 在露天工作時所受的風壓；
- r) 重載及起重機的慣性；
- a) 行走道路的曲折、不平坦及阻礙等等；
- e) 行動機構的損耗。

摩擦及道路的傾斜對運動所產生的阻力可由下式計算：

$$W_1 = CG' \cos \alpha \left[\pm \operatorname{tg} \alpha + \frac{2f_{\kappa} + f_d}{D_{\kappa}} \right] \text{ 公斤，} \quad (24)$$

式中 G' ——起重機 (或起重機的行車) 及重載的總重量 (公斤)； α ——道路的傾斜角 (度)； f ——車輪軸承的摩擦係數； d ——車輪軸樞的直徑 (公分)； D_{κ} ——車輪直徑 (公分)； f_{κ} ——滾動摩擦係數 (公分)； $C \geq 1$ ——試驗係數，包括起重機行動的各種因素 (行走道路可能的曲折、不平坦、阻礙和車輪側緣的摩擦等等)。各種起重機結構的係數 C 的値，見於本章的各節中。

$\operatorname{tg} \alpha$ 的數值在起重機上坡時取為正號，下坡時取為負號。

風壓對於運動的阻力，可用下式計算：

$$W_2 = pF \text{ 公斤，} \quad (25)$$

式中 F ——起重機及懸掛在它的吊鉤上的重載之迎風面積 (公尺²)； p ——在一平方公尺迎風面積上的風壓 (公斤/公尺²) (按ГОСТ 1450-42) 為 15~25 公斤/公尺²。

當起重機的行車由外界驅動時，動力是通過一種特殊的牽引繩 (或牽引鏈) 而來。在這種情形下，起重吊鉤與滾筒之間也是同樣相連着的 (圖 1)。計算這種起重機行車的行動機構時，除了阻力 W_1 及 W_2 以外，還應考慮由起重繩所產生的對於運動增加的阻力

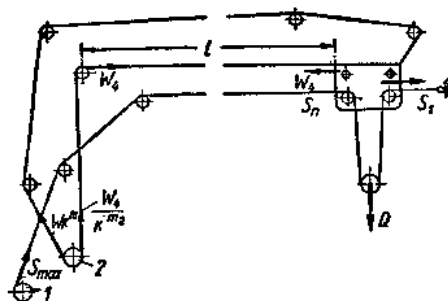


圖 1 起重機行車的行動機構示意圖：

1—起重滾筒；2—牽引滾筒。

$$W_3 = S_n - S_1 = S_{\max} (e^m - 1) \text{ 公斤} \quad (26)$$

和因牽引繩懸垂而增加的阻力

- 如果在技術條件中，沒有特別限制時，對於鐵軌上行走的起重機，道路的最大傾斜度為 $\operatorname{tg} \alpha = 0.012 \sim 0.20$ ；無鐵軌行走的起重機，其傾斜度不得大於 $\operatorname{tg} \alpha = 0.12$ 。

$$W_4 = \frac{q l^2}{8h} \text{ 公斤。} \quad (27)$$

在上兩式中, k ——一個方向滑輪的阻力係數; m ——導向滑輪數; q ——牽引索(或鏈)本身的單位長度重量(公斤/公尺); l ——細索(或鏈條)懸垂段的長度(公尺); h ——細索(或鏈條)懸垂度(公尺)。

行車正常運動的總阻力要按傳動機構的滾筒所引出的牽引索(或鏈)所受張力差而定

$$W' = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4) k^{m_1} - \frac{W_4}{k^{m_2}} \text{ 公斤,} \quad (28)$$

式中 m_1 ——負載的牽引索(或鏈)所繞過的滑輪數;
 m_2 ——不負載的牽引索(或鏈)所繞過的滑輪數。

在起動期間所受的額外阻力可由下式計算

$$W_n = n_j = \frac{G v_n}{g t_n} \text{ 公斤,} \quad (29)$$

式中 G ——起重機及重載的總重量(公斤); v_n ——行動速度(公尺/秒); t_n ——起動時間(秒)。

起重機或起重機的行車(當行動機構在行車之內)的總運動阻力為

$$W = W_1 + W_2 + W_n \text{ 公斤。} \quad (30)$$

若行動機構不在行車之內, 則起重機的行車的總運動阻力為

$$W = (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + \dots + W_n) k^{m_1} - \frac{W_4}{k^{m_2}} \text{ 公斤。} \quad (31)$$

在正常運動時原動機的功率等於

$$N = \frac{W' \cdot v_n}{4500 \eta} \text{ 馬力,} \quad (32)$$

式中 W' ——正常運動所受的阻力(公斤); v_n ——行動速度(公尺/分)。

在起動期間內, 原動機必須克服由前進運動質量 W_n 或迴轉機件所發生的慣性力。

在起動期間內加於原動機軸的扭轉力矩等於

$$M_{kp} = \frac{W' D_K}{2i\eta} + \frac{G' l_K^2 n_n}{375 i^2 \eta t} + (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_n}{375 t} \text{ 公斤·公尺;} \quad (33)$$

電動機在起動時的超負荷係數為

$$\psi = \frac{M_{kp}}{M_o} = 1 + \frac{2i\eta n_n}{375 t} \times \frac{\frac{G' D_K^2}{i^2 \eta n} + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{W' D_K} \quad (34)$$

又起動時間按已知的原動機特性為

$$t = \frac{2n_n i \eta}{375(\psi - 1)} \times \frac{\frac{G' D_K^2}{i^2 \eta^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{W' D_K} \text{ 秒。} \quad (35)$$

必須指出, 行動機構質量慣性的影響(質量的動能)與運動阻力之比值, 比升降機構的質量慣性影響與舉起的重載之比值要大得多。

要使運動着的起重機(或行車)在一定的時間內停止, 則起重機繼續運動的力(慣性力、順風力)與使起重機停止運動的力(各種摩擦阻力)必須具有某種一定的關係。

持續運動和傳到制動器軸上的力矩為

$$M_1 = \frac{W_2 D_K \eta'}{2i} + \frac{G' l_K^2 n_1 \eta'}{375 i^2} + \frac{(1.1 \sim 1.15) G D^2}{375 i^2} \text{ 公斤·公尺;} \quad (36)$$

制動器軸上的阻力矩

$$M_2 = \frac{W_1 D_K}{2i\eta'} \text{ 公斤·公尺} \quad (37a)$$

$$\text{或 } M_2' = \frac{[(W_1 + W_3 + W_4) k^{m_1} - \frac{W_4}{k^{m_2}}] D_K}{2i\eta'} \text{ 公斤·公尺;} \quad (37b)$$

制動力矩

$$M_T = M_1 - M_2 \text{ 公斤·公尺。} \quad (38)$$

當制動距離 s (公尺)及運動速度 v (公尺/秒)為已知時, 制動時間等於

$$t' = \frac{s}{2v_n} \text{ 秒。} \quad (39)$$

在行動機構的計算中, 為了避免在起動時及制動時產生衝擊起見, 必須規定有足夠長的起動時間 t_o 及制動時間 t' 。

繞立軸迴轉的機構(旋轉機構)的計算

起重機的迴轉速度, 是由位於起重機臂末端(最大臂長為 L_{max} 處)的起重吊鉤的轉動線速度 v (公尺/分), 或是由起重機的轉速 n_{max} (轉/分)而定。

起重機轉動的角速度可用下式計算:

$$\omega = \frac{v_{max}}{L_{max}} = \frac{\pi n_{max}}{30} \text{。} \quad (40)$$

在確定起重機總的轉動阻力的時候, 必須計及下列各因素:

- a) 起重機機件的轉動軸承的摩擦力;
- б) 在露天工作時所受的風壓;
- в) 行動起重機在傾斜道路上工作所發生的阻力;
- г) 起重機及重載質量的慣性力。

設 G ——起重機轉動部分本身的重量(公斤), Q ——重載(公斤)和 f ——支承部分的摩擦係數, 等於 $0.08 \sim 0.008$, 則對於用平推力軸承(樞軸半徑為 r

較小之值用於滾動軸承。

公分)的起重機,垂直載荷所產生的摩擦力矩為

$$M_1 = (G+Q) f \frac{2}{3} r \text{ 公斤·公分} \quad (41)$$

對於用圓形推力軸承, (樞軸平均半徑為 r_c 公分) 的起重機為

$$M_1 = (G+Q) f r_c \text{ 公斤·公分} \quad (42)$$

當起重機的轉動部分安裝在迴轉台之上, 而由它所產生的壓力通過滾輪而施於軌道環座上, 這時, 計算公式為

$$M_1 = (G+Q) \frac{2f_k + f_d}{D_k} \cdot \frac{D_0}{2} \text{ 公斤·公分}, \quad (43)$$

式中 D_0 ——環座直徑 (公分); D_k ——滾輪直徑 (公分); d ——滾輪中心直徑 (公分); f_k ——滾動摩擦係數 (公分)。

在多滾輪支承裝置中, 裝在水平軸線上的圓柱形或圓錐形的滾輪是在兩環座之間迴轉。由垂直載荷所產生的摩擦力矩可由下式計算

$$M_1 = C(G+Q) \cdot \frac{f_k D_0}{d_p}, \quad (44)$$

式中 D_0 ——環座的平均直徑 (公分); d_p ——滾輪直徑 (公分); f_k ——滾動摩擦係數; $C > 1$ ——圓柱形滾輪的額外滑動摩擦及圓錐形滾輪端面上的額外摩擦的係數。

在起重機的迴轉部分, 由水平力 R 所產生的摩擦力矩, 對於直徑為 d_1 公分的立軸承, 等於

$$M_2 = R f \frac{d_1}{2} \text{ 公斤·公分} \quad (45)$$

當上下兩水平軸承在尺寸上有所不同時, 力矩要分別從每一個軸承計算

$$M_2 = M'_2 + M''_2 \text{ 公斤·公分} \quad (45a)$$

若支承裝置具有直徑為 D_k 公分的滾輪裝在軸承為 d_1 公分的軸上, 形成圓心角 α , 和支托在直徑為 D_0 的不動軌道環座上, 則

$$M_2 = \frac{R}{\cos \frac{\alpha}{2}} \left(\frac{2f_k + f_d}{D_k} \right) \left(\frac{D_0}{2} \pm \frac{D_k}{2} \right) \text{ 公斤·公分} \quad (46)$$

當輪子在軌道環座的外表面滾動時, 式中 $\frac{D_k}{2}$ 的符號取為正; 若在內表面滾動時則取為負。

同一圖中, 在相反的情形下: 當環座被固定在不動支承中的滾輪所承托着, 並和起重機的迴轉部分一起轉動時 (圖 2, 6), 則

$$M_2 = \frac{R}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{2f_k + f_d}{D_k} \cdot \frac{D_0}{2} \text{ 公斤·公分} \quad (47)$$

在帶有 m 個滾輪 (直徑為 d_p 公分) 及帶有不動的外環座或內環座 (直徑為 D_0 公分) 的多滾輪支承裝置中, 起重機迴轉部分的水平總反作用力 R 按照 $\alpha, 2\alpha,$

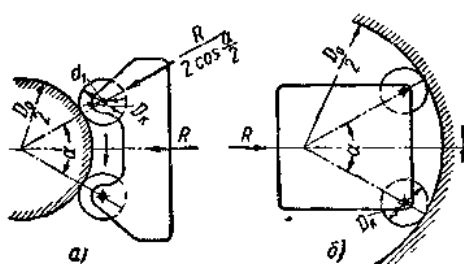


圖 2 起重機轉動機構的計算簡圖。

$3\alpha, \dots$ 等角度的餘弦定律分配於所有滾輪之半數上。

在這種情形下, 施於中間滾輪的壓力為最大, 等於

$$R_{\max} = \frac{1.25 R}{\cos^2 \alpha} \quad (48)$$

$$1 + 2 \sum_{\alpha=0}^{90^\circ} \cos^2 \alpha$$

$$1 + 2 \sum_{\alpha=0}^{90^\circ} \cos \alpha$$

$$\text{及 } M_2 = 1.25 R \frac{0}{90^\circ} \times \frac{f_k (D_0 \pm d_p)}{d_p}$$

$$1 + 2 \sum_{\alpha=0}^{90^\circ} \cos^3 \alpha$$

$$\text{公斤·公分} \quad (49)$$

在用不動的內環座時, 式中 d_p 的符號取為正; 在用不動的外環座時, 則取為負。

風壓對於轉動所生的阻力矩的決定, 是由於起重機及載荷的迎風面積 (公尺²) 上所受的風壓和起重機迴轉部分水平力 R 的增加 (R 增加時支承部分的摩擦阻力亦增加)。可由下式算得

$$M_R = P(F_k p l_1 + B_p p l_2) \text{ 公斤·公分} \quad (50)$$

式中 P ——每平方公尺迎風面積上的風壓, 等於 $15 \sim 25$ 公斤/公尺²; $F_k p$ ——起重機轉動部分的迎風面積 (公尺²); l_1 ——起重機迎風面積的重心至迴轉中心線的距離 (公分); $B_p p$ ——重載的迎風面積 (公尺²); l_2 ——重載面積重心至迴轉中心線的距離 (公分)。

當起重機在傾斜道路上工作時, 轉動所受的阻力矩為

$$M_{yR} = Q L \sin \alpha + G l \sin \alpha \text{ 公斤·公分}, \quad (51)$$

式中 α ——起重機行經道路的傾斜角 (度); L ——起重機機臂的長度 (公分); Q ——重載及起重機的“攔具”的重量 (公斤); G ——起重機轉動部分的本身重量 (公斤); l ——起重機的重心至迴轉中心線的距離 (公分)。

起重機及重載質量慣性產生轉動的阻力矩可由下式計算

$$M'_{an} = \sum J \frac{\omega}{t} \text{ 公斤·公分}, \quad (52)$$

式中 $\sum J = J_p + J_k + J_{ep}$ ——起重機轉動部分慣性

力矩的總和; J_{ϕ} ——起重機機構的慣性力矩; J_K ——起重機機構轉柱的慣性力矩; J_p ——重載的慣性力矩; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ ——轉動角速度(每秒); t ——起動時間(秒)。

傳至電動機軸的力矩為:

$$M_{un}^v = \frac{M_{un}'}{i\eta} = \frac{G_K D_K^2 n_{\phi}}{375 t i^2 \eta} \text{ 公斤·公分, } (53)$$

式中 $G_K D_K^2 \approx 40 \sum J$;

由機構的迴轉機件所產生的阻力矩為

$$M_{un}^r = (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_{\phi}}{375 t} \text{ 公斤·公分; } (54)$$

慣性力所產生的總力矩為

$$M_{un} = \frac{G_K D_K^2 n_{\phi}}{375 t i^2 \eta} + (1.1 \sim 1.15) \frac{G D^2 n_{\phi}}{375 t} \text{ 公斤·公分。} (55)$$

對轉動的總阻力矩

$$M = M_1 + M_2 + M_B + M_{yK} + M_{un} \quad (56)$$

在正常運轉時,旋轉機構的電動機的功率為

$$N = \frac{(M_1 + M_2 + M_B + M_{yK}) \omega}{75 \eta} \text{ 馬力, } (57)$$

在起動期間內,電動機的功率為

$$N_p = \frac{(M_1 + M_2 + M_B + M_{yK} + M_{un}) \omega}{75 \eta} \text{ 馬力。} (58)$$

在起動期間內,電動機超負荷係數為

$$\psi = 1 + \frac{n_{\phi} i \eta}{375 t} \times \frac{G_K D_K^2 + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{M_1 + M_2 + M_{yK} + M_B} \quad (59)$$

在一定的 ψ' 值下,起動時間可由下式計算

$$t = \frac{n_{\phi} i \eta}{375 (\psi' - 1)} \times \frac{G_K D_K^2 + (1.1 \sim 1.15) G D^2}{M_1 + M_2 + M_{yK} + M_B} \text{ 秒。} (60)$$

旋轉機構的制動器要計及一切的慣性力、風力及道路傾斜等的影響。制動力矩等於

$$M_T' = M_B + M_{yK} + M_{un} - (M_1 + M_2) \text{ 公斤·公分; } (61)$$

傳至制動器軸的力矩等於

$$M_T = \frac{M_T'}{i} = \frac{n_{\phi}}{375 t_0} \left[\frac{G_K D_K^2 \eta}{i^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2 \right] - \frac{(M_1 + M_2) - M_B - M_{yK}}{i \eta} \text{ 公斤·公分 } (62)$$

又制動時間為

$$t_0 = \frac{n_{\phi} \left[\frac{G_K D_K^2 \eta}{i^2} + (1.1 \sim 1.15) G D^2 \right]}{375 \left[M_T + \frac{M_1 + M_2 - M_{yK} - M_B}{i \eta} \right]} \text{ 秒。} (63)$$

起重機的改變幅度機構的計算

改變幅度可由下列兩法中的任一法得到: 1) 藉助

於起重機(或起重機的行車)的行動機構在水平面上移動已舉起的重載; 2) 改變起重機臂的傾斜角度。

參看圖3, 設 Q ——載荷(公斤), G_1 ——起重機臂的重量(公斤), l_c ——臂長(公尺), $l_{c.m}$ ——自起重機臂重心至迴轉中心線的距離(公尺), s_1 ——起重繩索受力(公斤), b ——自起重機臂轉動軸下支承(在立柱的最低處)至 s_1 力作用線的垂直距離, α ——起重機臂的水平仰角, 則改變臂長機構的滑車中的拉力等於

$$T = \frac{(Q l_c + G_1 l_{c.m}) \cos \alpha - s_1 b}{h} \text{ 公斤, } (64)$$

又最大拉力(當 $\alpha = 0$ 時)為

$$T_{\max} = \frac{(Q l_c + G_1 l_{c.m}) - s_1 b}{h} \text{ 公斤。} (64a)$$

當滑車的滑輪數為 n_{ϕ} , 滑車效率為 η 時, 改變臂長機構的繩索受力為

$$S_2 = \frac{T}{(n_{\phi} + 1) \eta} \text{ 公斤。} (65)$$

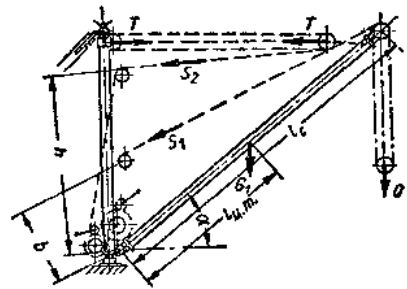


圖3 起重機的改變幅度機構的計算簡圖。

當起重機臂從最低位置升至最高位置時, 若滑車的動滑輪的軸中心須移動距離 s (公尺), 所需時間為 t , 又滑車機械利益為 α , 則繩索捲上滾筒的速度為

$$v_s = \frac{s \cdot \alpha}{t} \text{ 公尺/秒, } (66)$$

又改變幅度機構的電動機的功率為

$$N = \frac{S_2 v_s}{75 \eta} \text{ 馬力。} (67)$$

起重機穩定性的計算

固定式起重機的穩定性可由基礎吸收傾側力矩的能力來保證。傾側力矩等於

$$M_{\text{傾}} = \xi_1 Q L + G_1 l_1 - G_2 l_2 - Q_{np} l_3 \quad (68)$$

保證旋轉台上的固定式起重機的穩定性(圖4, δ), 應滿足下列方程式:

$$\xi_1 Q (L - l_4) + G_1 (l_1 - l_4) - G_2 (l_2 + l_4) - Q_{np} (l_3 + l_4) = 0 \quad (69a)$$

$$\text{及 } \xi_2 [Q_{np} (l_3 - l_5)] + G_2 (l_2 - l_5) - G_1 (l_1 + l_5) = 0. \quad (69b)$$

在(63)、(69a)、(695)各式中,設 Q ——起重的重量(公斤); G_1 ——起重機臂的重量(公斤); G_2 ——在起重機臂相反方面的迴轉結構之重量(公斤); Q_{np} ——平衡重量(公斤); L ——起重機臂的長度(公尺); l_1 ——起重機臂重心至起重機旋轉中心線的距離(公尺); l_2 ——旋轉結構重心至起重機旋轉中心線的距離(公尺); l_3 ——平衡重量的重心至其旋轉中心線的距離(公尺); l_4 ——傾側邊緣 A 至旋轉中心線的距離(公尺); l_5 ——傾側邊緣 B 至旋轉中心線的距離(公尺); $\xi_1=1.4$ ——不計算道路的傾斜、風壓及慣性力在內的起重機穩定係數, $\xi_2=1.15$ ——起重機自身的穩定係數。

處於斜坡上的行動起重機,在受到實際上可能發生的複合作用力時,也不應翻倒。

使起重機翻倒的力有以下各種: a) 在過度長的機臂 a 上的過度重載 Q ; 6) 風力 W ; Б) 起重電動機驟然加速或驟然制動(± j); r) 道路的坡度過大; n) 行動着的起重機驟然停止; e) 起重機在旋轉時制動或起動過於急劇。

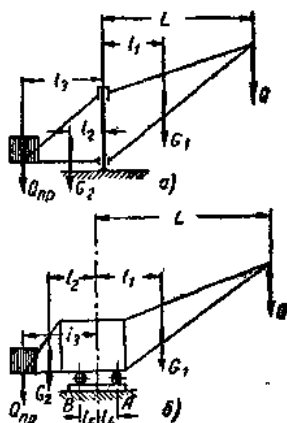


圖4 計算固定式起重機的穩定性的簡圖。

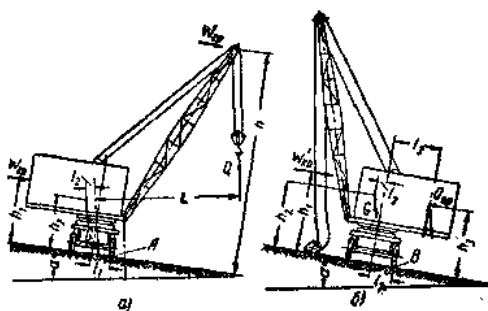


圖5 計算行動起重機的穩定性的簡圖。

當起重機的迴轉部分橫過道路時(圖5, a),對於傾側邊緣 A 的轉矩方程式:

$$Q(L-l_1)\xi_1 + \frac{Q}{g} \cdot \frac{v}{t}(L-l_1) + W_{sp}h + W_{kp}h_1 + \frac{Qn^2hL}{900-n^2h} + \sin\alpha Gh_2 - G(l_1+l_2) = 0; \quad (70)$$

$$\text{以及} \quad Q(L-l_1)\xi'_1 - G(l_1+l_2) = 0 \quad (71)$$

能够得到滿足,則起重機在起重時的穩定性就能得到

保證。

式(70)及(71)中,設 Q ——起重的重量(公斤); G ——起重機的重量(公斤); $W_{sp} = pF_{sp}$ ——重載迎風面積上所受的風力(公斤); $W_{kp} = pF_{kp}$ ——起重機迎風面積上所受的風力; p ——風壓(公斤/公尺²); F_{sp} ——重載的迎風面積(公尺²); F_{kp} ——起重機的迎風面積(公尺²); L ——自起重機旋轉中心線起至起重機臂重載的長度(公尺); l_1 ——自起重機旋轉中心線至邊緣 A 的距離(公尺); l_2 ——自起重機旋轉中心線至起重機重心的距離(公尺); h ——自起重機臂滑輪的軸心至地面的距離(公尺); h_1 ——自風力 W_{kp} 作用點至地面的距離(公尺); h_2 ——自起重機重心至地面的距離(公尺); v ——重載舉高或降落的速度(公尺/秒); n ——起重機的轉速(轉/分); t ——起動或制動的時間(秒); g ——重力加速度(公尺/秒²); $\alpha \approx 3^\circ$ ——斜坡的傾斜角度; $\xi_1=1.15$ ——已計算慣性力、風壓及坡度等影響在內的起重穩定性係數(按照鍋爐管理規範); $\xi'_1=1.4$ ——不計算坡度、風壓及慣性力在內的起重穩定性係數。

處於斜坡上的起重機,在重載取下以後,當受到風力時,應不致向平衡重量的一方傾倒(圖5, б)。

若能滿足對於傾側邊緣 B 的轉矩方程式:

$$Q_{np}(l_3-l_1)\xi_2 + W_{kp}h_1 + \sin\alpha(Q_{np}h_3 + Gh_2) - G(l_2+l_1) = 0, \quad (72)$$

即可保證起重機的穩定性。式中 $\xi_2=1.15$ ——起重機自身的穩定係數。

在所有情況下計算起重機穩定性時,要考慮最惡劣的工作條件。這樣,在計算起重穩定性(向重載方向傾倒)時,就要考慮在最大臂長處的最大重載,在重載方面的風壓及道路的坡度,在起動或制動時的最大慣性力以及未貯滿的燃料箱及水箱的情形;而在計算自身穩定性時(向平衡重量方面傾倒),則要考慮起重機臂沒有負載而又升至最高位置、平衡重量方面的風壓及道路的坡度以及燃料箱及水箱都已裝滿的情形。

起重機構的工作類型

由於工作性質中的操作時間百分數($ПВ\%$),一小時內的操作次數、起重及行動的速度以及最大載荷的起重頻率或承受最大阻力時的行動頻率,將所有的起重機構分為四類:

P類——手動機構,它的特徵是工作的間歇性很大和速度很低;

I類——輕型工作的機動機構,它的特徵是:工作

的間歇性較大，很少在最大載荷下工作，速度很低，操作時間百分數很小，操作次數不多，以及僅在輕載荷下運動而在重載荷下為固定的起重機構（這些起重機構只做生產車間工藝設備的安裝、修理及拆卸等工作）；

II類——中型工作的機動機構，它的特徵是：在各種大小載荷下連續工作，中等速度，中等操作時間百分數及中等的一小時內操作次數（機械製造工廠的機械加工車間及裝配車間，鑄鐵及鑄鋼車間、金屬結構車間等的起重機構）；

III類——重型工作的機動機構，它的特徵是：在接近最大載荷下持續工作，速度較高，操作時間百分數及操作次數都較大（用作冶金車間、搬運工作等的起重機構，以及所有不是因工作類型而列入這一類的下列各種起重機構：因受地方限制而在人的上空運輸物品的起重機構，搬運爆炸物品、易燃物品、毒品、酸類及熔化的或燒紅的金屬的起重機構）。

各類起重機構的操作時間百分數及操作次數的大約數值見表3所列。

操作時間百分數可按式計算

$$PB\% = \frac{\Sigma t}{60}, \quad (73)$$

式中 Σt ——在一小時工作過程內，機構的操作時間的總和(分)。

如果電動機構的工作類型，應該取十分鐘一個週

表3 各類起重機構及各種工作類型的
操作時間百分數及操作次數的數值

起重機構種類	工作類型	操作時間百分數 (PB%)	一小時內大約操作次數
手動(P類)	—	—	—
機動	I類 輕型	15	30以下
	II類 中型	25	30~60
	III類 重型	40及以上	60及以上

期來計算，則操作時間百分數可由下式求得

$$PB\% = \frac{\Sigma t'}{10}, \quad (74)$$

式中 $\Sigma t'$ ——在十分鐘一個週期內，電動機的操作時間(分)。

對於起重高度很大、速度很低、電動機一次連續操作時間超出十分鐘的起重機，連續操作時間可按下面的標準選定：

起重機構的種類及工作類型	I類 (輕型工作)	II類 (中型工作)	III類 (重型工作)
在額定載荷下電動機一次連續工作的時間	30分以下	自30至60分	自60至90分

一些個別的起重機構可能有各種不同的工作類型，在這種情況下，就按照升降機構的工作類型來確定總的工作類型。