

輥軋車間的基本設備 及運送設備計算法



重工業出版社

33.3

軋軋車間的基本設備及運送設備計算法

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНОГО И ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРОКАТНЫХ ЦЕХОВ

原 著 者： А.И.舍洛瓦金 (А.И.СЕРОВАТИН)
原 出 版 者： 國 家 科 學 技 術 出 版 社
原 出 版 年 份： 一 九 五 〇 年
譯 者： 史 通
編 輯 者： 中 央 重 工 業 部 鋼 鐵 工 業 管 理 局
譯 本 出 版 者： 重 工 業 出 版 社
印 刷 者： 北 京 市 生 產 教 養 院 印 刷 廠
總 經 售： 中 國 圖 書 發 行 公 司

版 次： 初版1953年8月

(印數1—5000冊)

目 次

(一) 緒言	(1)
(二) 軋軋機工作機架零件的強度的計算	(3)
1. 工作軋軋	(3)
2. 軋機軸承	(10)
3. 邊架	(12)
4. 工作機架之壓下與平衡機構	(19)
5. 保安裝置	(33)
6. 底板及將機架固着於基礎的零件	(35)
(三) 軋軋機連接裝置的強度的計算	(40)
1. 連接軸	(40)
2. 梅花式輔助套筒	(41)
3. 各種構造之主接合器	(42)
(四) 軋軋機傳動機構強度之計算	(52)
1. 飛輪	(52)
2. 減速齒輪	(55)
(五) 傳動齒輪機架強度之計算	(58)
(六) 計算剪刀與鋸之剪力及動力	(63)
1. 剪刀	(63)
2. 鋸機	(66)
(七) 車間中機器及機構所需動力的計算	(68)
1. 校直機	(68)
2. 軋道	(70)
3. 移送機	(71)
4. 升降桌	(72)
5. 加熱爐推進機	(72)
(八) 車間內各種機器及設備生產能力之計算	(74)
1. 校直機	(74)
2. 剪機	(75)
3. 熱鋸機	(76)
4. 橋式電氣起重機	(76)
5. 加熱爐	(78)
6. 軋軋機	(79)
7. 冷却床	(81)

(一) 緒 言

按照現行教學計劃，冶金專科中學軋軋專科的學生須研讀「軋軋車間的機械和運送設備」課程，目的爲了熟悉在軋軋生產中所採用的各種基本和輔助設備的構造和工作，以及熟悉關於它們的強度的計算方法，以便能完成以後的關於上述課程的學期設計和畢業論文中的相應部份（機械部份）。

由於時間的限制（114 小時講授及計算），課程內容的廣泛及缺少必需的模型，幻燈片，電影和其他工具來表演課題，故教員也就很自然地僅能詳細的講解課程計劃所列舉的設備和機構的計算方法而不能對每一種型式的設備多舉具體的數字例題。

經驗告訴我們，學生非常需要舉例的計算，因爲僅僅計算的方式對於他們顯然是不夠的，並且無論在教學計劃所推薦的阿·依·赤立可夫，阿·阿·非多索夫和尼·馬·索柯洛夫所著的課本裡「鋼的軋軋」，或者甚至在高等專科學校課本裏（依·格·庫爾拔啓奈所著「軋軋車間的機械設備」，863 頁·和阿·阿·赤立可夫所著「軋軋機」，560 頁），差不多沒有適合於專科中學學生程度的那種形式的軋軋設備計算例題。於是學生們也就不能熟悉課題，並且也不能獨立的來完成畢業論文設計。

這種情況引起了出版這本學習參考書，在這裏對於教學計劃所規定的軋軋車間的各種樣式的主要和輔助設備都說明了它們的工作原理和用途，計算方法和計算舉例。

我們假定讀者在基本課程中已學了關於確定尺寸的方法，材料的選擇，及所舉設備的一般構造，並且在「工程力學」中也已學了強度的一般計算方法。

我們認爲需要建議讀者，由於計算方法的不盡完善，特別在計算作用於軋軋設備的個別零件上的力量的時候，永遠必須將計算所得結果與已有的軋軋機的相似設備的資料相核對。

在書末附有參考書目錄，讀者於計算時應予利用。但必須指出，這個目錄是不完備的，因為讀者總是可以利用一系列的關於「機械零件」課程的課本，及在定期刊物上所載的個別論文。我們建議在計算之前，必須先了解設備之構造及工作原理，並研究所有的敘述有關設備的工作和計算以及現有相似設備的資料的參考文件，此種資料如前所述可以核對計算的結果。

祇有在這樣的條件下，才可能保證不發生錯誤。

(二) 軋軋機工作機架零件的強度的計算

工作機架乃軋軋機的主要執行部份，因為主要在牠裏面金屬得到所需的變形。

由於軋軋機的型式不同，工作機架的構造也不一樣，但主要的組成部份如下：

- (1) 兩個邊架，在其中裝備所有零件；
 - (2) 整套軋軋，在其間執行軋製工作；
 - (3) 軋軋軸承，用以配置軋軋；
 - (4) 壓下及平衡裝置，用以在垂直面內調節軋軋並保持規定高度使軋件及成品受到規定壓縮及得到需要尺寸；
 - (5) 保險裝置，在超負荷時破碎，使較貴重機件不致受損；
 - (6) 將機架固着於基礎之零件，使工作時機架不致移動。
- 各種軋軋機之機械構造在其他課本中均詳加論列。

1. 工作軋軋

在應用經驗公式求出軋軋各部尺寸後，可與已有軋軋機之尺寸比較而加以修正，然後根據「軋軋理論」書中所述方法，算出軋軋所受金屬的壓力，再據以計算軋軋強度，亦即計算事實上軋軋各部所受應力，以之與許可應力比較，如實際應力大於許可者，則必須加大軋軋尺寸或改變其材料或變更軋製時壓縮程序。

軋身照彎折及扭轉計算；軸頸照彎折，扭轉及表面單位壓力；除此之外快速軋軋機須核算軸頸之發熱及最大許可壓力；梅花接頭按照扭轉計算。

許可彎折應力 (R_b) 可採取下值 (公斤/平方公分)；

軋軋材料用普通鑄鐵

600—750

用合金鑄鐵

750—1000

用鑄鋼

1000—1200

用炭素鍛鋼

1200—1300

用合金鋼

2000—3000

帶孔型的軋輥可照以下方式計算：

計算軋件於通過每一孔型時，軋身所受彎折力矩 M_b ，在所有力矩中擇其最大者。計算彎折力矩時照下式（圖 1）：

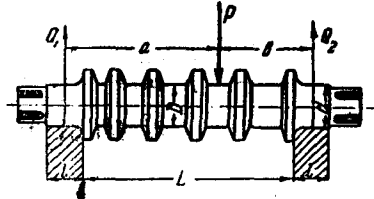


圖1. 在孔型軋輥上力之作用方式

$$M_b = P \cdot \frac{a \cdot b}{L + t} \text{ 公斤公分}$$

式中 P —金屬在軋輥上之壓力，公斤；

a 及 b —着力點與軸頸中心間之距離，公分；

L 及 t —軋身及軸頸長，公分；

軋身之扭轉力矩通常不加以計算，因在軋身中引起之扭轉應力較彎折應力小得多，

在危險斷面中軋身之抵抗力矩為：

$$W \approx 0.1 \cdot D^3, \text{ 公分}^3,$$

式中 D —與最危險孔型相適應之軋輥車轡後最小直徑，所謂危險孔型即指當軋件通過牠時，軋身將受最大彎折力矩。

軋身彎折應力為：

$$\sigma = \frac{M_b}{W}, \quad R_b \text{ 公斤/平方公分}$$

所得應力與許可應力 R_b 比較，同時須考慮到軋輥材料。

計算實際彎折應力，並與許可應力 R_b 比較時，照以下方法較為合理。

須根據公式 $\sigma = \frac{M_b}{W}$ 計算軋件於通過每一孔型時在軋輥中引起之彎折

應力，然後選取 σ 最大，以此 σ 最大與 R_b 比較

為求得軋輥軸頸之實際應力，須計算兩種力矩：

彎折力矩— M'_b 及扭轉力矩 M_d ，然後求出理想（合成）彎折力矩 M_0 ，其作用可代表 M'_b 及 M_d 。

彎折軸頸之力矩：

$$M'_b = Q_{\text{最大}} \cdot \frac{1}{2} \text{ 公斤公分,}$$

式中 $Q_{\text{最大}}$ ——作用於軋輥軸頸上之最大壓力，公斤；

Q_1 及 Q_2 反作用支力（在計算時取其大者，名之為 $Q_{\text{最大}}$ ）。

扭轉力矩：

$$M_d \approx \psi \cdot P \cdot D, \text{ 公斤公分,}$$

式中 ψ ——在孔型軋輥上熱軋時，可取為 $\approx 0,1$ ；

P ——鋼材在軋輥上之壓力，此壓力即在軸頸上引起 $Q_{\text{最大}}$ 者；

D ——軋輥旋削前工作直徑。

合成彎折力矩。

$$M_o = 0,35 M'_b + 0,65 \sqrt{M'_b{}^2 + M_d{}^2}, \text{ 公斤公分,}$$

軸頸之抵抗力矩為：

$$W_1 \approx 0,1 d^3, \text{ 公分}^3$$

（ d ——軸頸直徑，公分）。

軸頸由於彎折及扭轉變形而受之應力為：

$$\sigma_1 = \frac{M_o}{W_1} \text{ 公斤/平方公分}$$

軸頸與軸承間之單位壓力為：

$$q = \frac{Q_{\text{最大}}}{x \cdot d \cdot l} \text{ 公斤/平方公分,}$$

式中 x ——軸頸與軸承襯之接觸係數，約為 $0,6-0,7$ ；

d 及 l ——軋輥軸頸之直徑及長，公分，

算出之單位壓力應小於許可者，許可者如下：

鑄鐵軋輥—— $150-200$ 公斤/平方公分；

鋼質軋輥——可至 480 公斤/平方公分，

快速軋鋼機之軋輥軸頸，作如下之核算，如能滿足下列條件，則軸頸不致發熱。

$$l \leq \frac{Q_{\text{最大}} \cdot n}{A_1} \text{ 公分,}$$

式中 n ——軸頸每分鐘轉數；

A_1 ——按照試驗資料求得之發熱數字，等於 $\frac{1500 \cdot a_o}{f}$ ；此中 f 為軸

頸與軸承襯間之滑動磨擦係數，通常等於0.07—0.10，與軸承之型式及軸承襯之材料有關； a_0 —軸頸單位磨擦工作，由下式求得：

$$a_0 = \frac{Q_{\text{最大}} \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot f}{6000} \text{ 公斤公尺/秒。}$$

在實際工作中，時常祇限于核算軸頸強度，因在壓力 P 超過範圍時，軋輥通常在軸頸處折斷，而不在軋身處。

上述核算照下法進行，

按照前述方法算出鋼材對於軋輥軸頸之壓力 $Q_{\text{最大}}$ （公斤），核算是否滿足下列條件：

$$Q_{\text{最大}} \leq \sigma \cdot d^2,$$

式中 σ —應力係數，可取為

鑄鐵軋輥.....155公斤/平方公分

鋼質軋輥.....265公斤/平方公分

附註。公式 $Q_{\text{最大}} \leq \sigma \cdot d^2$ 由下列公式得出：

$$Q_{\text{最大}} \cdot \frac{1}{2} \leq R_b \cdot 0.1 \cdot d^3,$$

假定 $l = d$ ，彎折許可應力 R_b 鑄鐵軋輥等於750公斤/平方公分，鋼質者等於 1300 公斤/平方公分。

軋輥梅花接頭之扭轉應力可照洛索夫斯基公式計算：

$$\tau = \frac{M_d}{0.07 d_l^3} \text{ 公斤/平方公分}$$

（ d_l 梅花接頭外徑）

所得之應力不應超過許可者（ R_s ），許可者如下：

可逆式軋機軋輥：

— 鑄鐵一至160公斤/平方公分，鋼質者一至720公斤/平方公分；

非可逆式軋機軋輥：

鑄鐵一至320公斤/平方公分，鋼質者一至860公斤/平方公分

鋼板軋輥（帶光滑及圓筒形軋身者）之計算與帶孔型軋輥計算相仿，不同之點如下：

$$M_b = P \left(\frac{L+1}{4} - \frac{B}{8} \right) \text{ 公斤公分，}$$

式中 B —軋製鋼板之最寬尺寸，公分

軋頸彎折力矩：

$$M'_b = 0,25 P \cdot l, \text{ 公斤公分}$$

除此之外，薄板機軋輥尚須核算彎曲，使鋼板在寬的方向上各處均有同一厚度。

軋輥中心處最大彎曲 ψ 可照 依凡諾夫公式計算：

$$\psi = -\frac{\beta \cdot p}{384} \cdot \frac{L^4}{\epsilon I} \text{ 公分,}$$

式中 p 一軋軋時單位壓力，公斤/平方公分；

L 一軋身長，公分；

ϵ 一楊氏模數，公斤/平方公分；

I 一軋身截面慣性力矩，公分⁴；

β 一係數，與 B/L 有關，由下表算出：

$B/L =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
係數 β	8,0	7,8	7,7	7,5	7,1	6,8	6,5

若 B/L 在上表數值之間，則係數 β 用比例法推算，

其餘算法與帶孔型軋輥相同。

軋輥計算舉例

茲舉一現代化雙機架兩軋可逆式中板軋機為計算實例

軋輥：直徑 $D=850$ 公厘，軋身長 $L=2390$ 公厘，軋頸直徑 $d=630$ 公厘，軋頸長 $l=520$ 公厘，梅花頭直徑 $d_1=580$ 公厘，梅花頭長 $r_1=410$ 公厘，材料—鋼。

軋製鋼板最寬尺寸為 $B=2100$ 公厘。

鋼材作用於軋輥上之最大壓力 $P=740$ 噸，力之作用方式視（圖2）

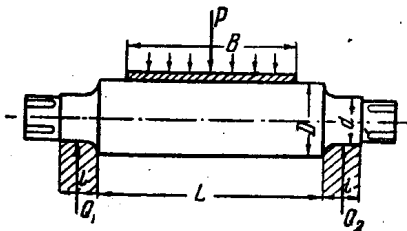


圖2. 在鋼板軋輥上力之作用方式

1. 計算作用於軋輥之力及力矩
- 作用於每一軸頸之壓力為：

$$Q_{\text{最大}} \approx Q_1 = Q_2 = \frac{P}{2} = \frac{740}{2} = 370 \text{ 噸,}$$

彎折軸頸之力矩為：

$$M'_b = Q \cdot \frac{l}{2} = 370 \cdot \frac{0,52}{2} \approx 96,2 \text{ 噸公尺}$$

軸頸之扭轉力矩爲：

$$M_d = 0,1 \cdot P \cdot D = 0,1 \cdot 740 \cdot 0,85 \approx 62,9 \text{ 噸公尺。}$$

軋身之彎折力矩爲：

$$M_b = P \left(\frac{L+1}{4} - \frac{B}{8} \right) = 740 \cdot \left(\frac{2,39+0,52}{4} - \frac{2,1}{8} \right) \\ = 344,1 \text{ 噸公尺。}$$

軸頸之合成力矩爲：

$$M'_o = 0,35 \cdot 96,2 + 0,65 \sqrt{96,2^2 + 62,9^2} = 108,4 \text{ 噸公尺。}$$

2. 扭轉抵抗力矩之計算：

軋身抵抗力矩…………… $W = 0,1 D^3 = 0,1 \cdot 85^3 = 61400$ 立方公分，

軸頸抵抗力矩…………… $W_1 = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 63^3 = 25005$ 立方公分。

3. 軋軋各部應力之計算，

軋軋軋身之彎折應力：

$$\sigma = \frac{344,1 \cdot 1000 \cdot 100}{61400} \approx 560 \text{ 公斤/平方公分，}$$

而 $R_b \geq 1000$ 公斤/平方公分

軸頸之彎折及扭轉綜合應力爲：

$$\sigma_1 = \frac{108,4 \cdot 1000 \cdot 100}{25005} \approx 433 \text{ 公斤/平方公分，}$$

而 $R_b \geq 1000$ 公斤/平方公分。

軸頸與軸承襯間之單位壓力爲：

$$q = \frac{370000}{0,7 \cdot 63 \cdot 52} \approx 161 \text{ 公斤/平方公分，}$$

許可數爲 $R = 480$ 公斤/平方公分。

按照軸頸之堅強度，最大之許可壓力爲：

$$Q_{\text{最大}} = \alpha \cdot d^2 = 0,265 \cdot 63^2 \approx 675 \text{ 噸}$$

而實際上祇有 $Q = 370$ 噸。

按照洛索夫斯基公式，梅花接頭之扭轉應力爲：

$$\tau = \frac{M_d}{0,07 \cdot d_1^3} = \frac{62,9 \cdot 1000 \cdot 100}{0,07 \cdot 58^3} \approx 461 \text{ 公斤/平方公分}$$

而可逆式軋鋼機之許可數爲 $R_s = 720$ 公斤/平方公分。

故軋輥完全滿足堅強條件。

由於上軋輥之升高度甚大，如像在中軋機，板坯中軋機及鋼板機的那樣情況，故常採用全能式聯接軸，軋輥接頭亦採用片狀式，插入全能式接軸（或套筒）之叉口內，如圖3。

設軋輥鑄削 6%，鑄削後最小軋徑為

$$D_{\text{最小}} = 0,94 \cdot D = 0,94 \cdot 850 \approx 800 \text{ 公厘,}$$

則軋輥之片狀接頭之尺寸照下法定出：

$$D_1 = D_{\text{最小}} - (5 \div 15 \text{ 公厘}) = 800 - 10 = 790 \text{ 公厘,}$$

$$\text{片狀接頭厚} \dots\dots\dots S = 0,25 \cdot D_1 = 0,25 \cdot 790 \approx 198 \text{ 公厘}$$

$$\text{片狀接頭長} \dots\dots\dots a = 0,5 \cdot D_1 = 0,5 \cdot 790 \approx 395 \text{ 公厘}$$

$$\text{凸緣寬} \dots\dots\dots b = 0,15 \cdot D_1 = 0,15 \cdot 790 \approx 118 \text{ 公厘}$$

$$\text{凸緣寬} \dots\dots\dots c = 0,65 \cdot b = 0,65 \cdot 118 \approx 77 \text{ 公厘}$$

假設全能接軸之傾斜角 $\alpha = 8^\circ$ ，則在與片狀接頭軸相垂直的平面內作用之力矩 M_1 在片狀接頭內引起扭轉應力；此力矩為

$$M_1 = M_d \cdot \cos \alpha = 6290000 \cdot 0,990 \approx 6237000 \text{ 公斤公分。}$$

扭轉抵抗力矩 W_n 為：

$$W_n = \eta \cdot D_1 \cdot S^2 = 0,28 \cdot 79 \cdot 19,8^2 \approx 8700 \text{ 公分}^3;$$

η — 係數，與 $\frac{D_1}{S}$ 值有關；

$$\text{在 } \frac{D_1}{S} = \frac{790}{198} = 4 \text{ 時, } \eta = 0,28$$

扭轉應力為：

$$\tau = \frac{M_1}{W_n} = \frac{6237000}{8700} \approx 717 \text{ 公斤/平方公分。}$$

在經過片狀接頭軸之平面內作用之力矩 M_2 ，在片狀接頭內引起彎折應力，

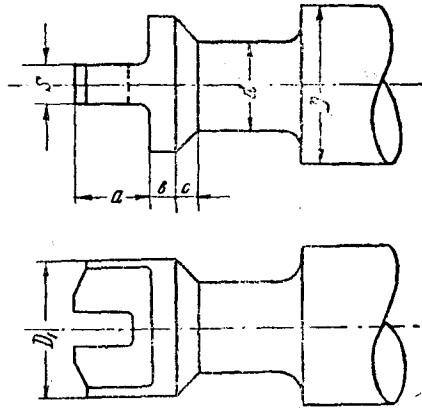


圖3. 軋輥之片狀接頭代替梅花頭

$$M_2 = M_d \cdot \sin \alpha = 6290000 \cdot 0,139 \approx 882000 \text{ 公斤公分},$$

$$\text{片狀接頭抵抗力矩 } W_2 = \frac{D_1 S^2}{6} = \frac{79 \cdot 19,8^2}{6} \approx 5160 \text{ 立方公分},$$

$$\text{彎折應力 } \sigma = \frac{M_2}{W_2} = \frac{882000}{5160} \approx 170 \text{ 公斤/平方公分},$$

複合應力：

$$\sigma_1 = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 0,35 \cdot 170 + 0,65$$

$$\sqrt{170^2 + 4 \cdot 730^2} \approx 1014 \text{ 公斤/平方公分}$$

$$\text{鍛鋼之可許應力爲 } R_p = 1200 \div 1300 \text{ 公斤/平方公分}.$$

2. 軋機軸承

軋機軸承之筐稱為軸承筐，後者由於軋鋼機之型式而有各種構造，因為某些軋鋼機在工作時軸承須堅牢的固着起來，牠的位置，在調整軋鋼機時變動很少（例如三輥式條鋼軋機，線材軋機，鋼軌鋼樑軋機及其他），而在另一些軋鋼機則上輥軸承於每道軋輥前須調節至規定高度，牠的移動在邊架窗穴內的垂直面中，（如初軋機，板坯初軋機，薄板機）；具有不同直徑的軋輥之中板軋機，牠的上輥及中輥軸承均須移動。因為軸承（軸承筐）係用鋼製造，而鋼的受壓性能很好，並且軸承筐的構造尺寸亦足夠，所以軸承筐的堅強度普通不加以核算，僅上輥托板及將托板固着於軸承筐之螺栓須加以核算，托板由於上輥之重量而受彎折應力。

在這樣情況下，彎折托板之力矩為：視圖4。

$$M_{b \text{ 托板}} = \frac{G \cdot l_2}{8} \text{ 公斤公分}$$

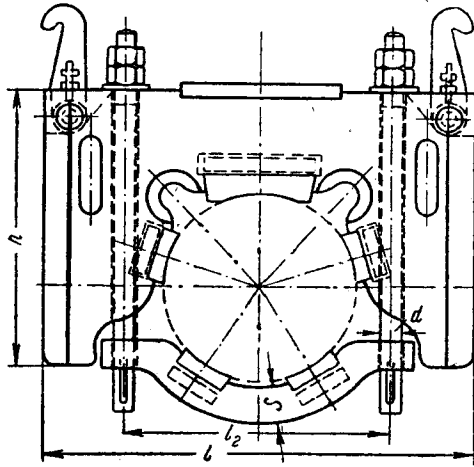


圖4. 初軋機上輥之軸承

式中 G = 軋輥重公斤；

l_2 = 將托板固着於軸承筐的螺栓之間的距離

托板厚：

$$S_{\text{托板}} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_b \cdot \text{托板}}{b_{\text{托板}} \cdot R_b}} \text{ 公分}$$

式中 $b_{\text{托板}}$ 為托板寬，通常等於邊架柱的厚度；

R_b 為許可彎折應力 $\approx 600 \div 900$ 公斤/平方公分。

將托板固着於軸承筐的螺栓，其直徑用拉力計算，此力即軋輥重量的一半，如下式：

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\frac{G}{2}}{m \cdot R_z} ;$$

由此可得 $d_1 = \sqrt{\frac{G}{\pi R_z}}$ 公分

式中 d_1 — 螺栓螺紋內徑，公分；

m — 螺栓數（通常為 2）；

R_z — 許可牽應力 $= 400 \div 500$ 公斤/平方公分，

軸承（軸承筐）之計算例，

兩邊架的中板軋機的粗軋機架（其軋輥計算前已述及），牠的下軋軸承是固定於邊架的特設凹槽內的，堅強方面不再核算，上軋軸承於每道軋輥後向下降低，鋼材因此而得到壓縮，在每一軋輥週期終了時，藉平衡設備之助，上軋在邊架窗穴內移向上方。

上軋軸承由軸承筐及托板組成。

軋輥重量按教授梯曼氏公式計算：

$$G = 1,3 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot \gamma \text{ 噸，}$$

式中 γ = 鋼之比重 $= 7,85$ 噸/立方公尺；

L = 軋身長 $= 2,39$ 公尺

D = 軋徑 $= 0,85$ 公尺，

$$G = \frac{1,3 \cdot 3,14 \cdot 0,85^2 \cdot 2,39 \cdot 7,85}{4} \approx 13,94 \text{ 噸} \approx 13900 \text{ 公斤}$$

將托板固着於軸承筐的螺栓間之距離取為 $l_2 = 1000$ 公厘 $= 100$ 公分，

托板彎折力矩：

$$M_b \text{ 托板} = \frac{Gl_2}{8} = \frac{13800 \cdot 100}{8} = 174000 \text{ 公斤公分},$$

托板寬定為 $b_{\text{托板}} = 460 \text{ 公厘} = 46 \text{ 公分}$, $R_b = 900 \text{ 公斤/平方公分}$,

則托板厚為：

$$S_{\text{托板}} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_b \text{ 托板}}{b_{\text{托板}} \cdot R_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 174000}{46 \cdot 900}} \approx 5.25 \text{ 公分} \approx 53 \text{ 公厘}。$$

螺栓螺紋內徑

$$d_1 = \sqrt{\frac{G}{\pi R_z}} = \sqrt{\frac{13900}{3.14 \cdot 400}} \approx 3.32 \text{ 公分} \approx 33 \text{ 公厘}。$$

爲了顧到托板，軸承的本身重量以及連接軸的一半重量對於螺栓牽應力的影響，所以按照工業標準 OCT 第 32 號，採取螺栓的外徑爲

$$d_0 = 39 \text{ 公厘}。$$

3. 邊 架

邊架雖由於軋鋼機的形式而有不同的構造，但一般的形狀是一個四角形彈性框，在牠裏面安裝着工作機架的各種零件，每一邊架區分爲下橫樑、柱、及上橫樑（閉式邊架）或蓋（開式邊架），現代軋鋼機的邊架祇用鋼製。

邊架的尺寸用經驗公式或數表來確定，

閉式邊架強度的核算是根據鋼材作用於軋輥軸頸上的壓力，這個壓力在邊架柱內引起複雜的彎折及牽應力，在上方及下方橫樑內引起彎折應力。

在計算開始時先確定經過邊架各部份中性線的堅固框架的尺寸。

上橫樑的中性線（視圖5）通過牠的重心；後者的位置由尺寸 y_c 確定，

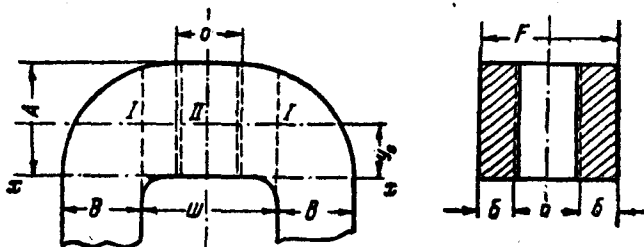


圖5. 閉形邊架的上橫樑

將上橫樑分爲兩個¼圓形 I—I, 及長方形 II, (具有孔 O, 爲裝 F 壓螺桿的螺套之用)

¼圓形之面積爲 $S_1 = \frac{\pi \cdot A^2}{4}$;

重心 $y_1 = \frac{4A}{3\pi}$

長方形面積爲 $S_2 = A(III - O)$

重心 $y_2 = \frac{A}{2}$

上橫樑重心 $y_c = \frac{2S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2}{2S_1 + S_2}$ 公分,

邊架柱之中性線通過每個柱之重心 $y_3 = \frac{B}{2}$, B 爲柱之寬度;

按照加夫里連科氏資料 $B = 0.78 \cdot D$; III 爲邊架窗穴之寬; A 爲上橫樑之高,

下橫樑之中性線經過前者之重心 i_2 (視圖 6), 此值計算如下:

$$i_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{T \cdot H_{oc}^2 + E^2(J - T)}{T \cdot H_{oc} + E(J - T)} \text{ 公分};$$

於是 $i_2 = H_{oc} - i_1$ 公分;

式中 i_1 = 中心線通過點至下橫樑底部距離;

i_2 = 中心線通過點至下橫樑頂部距離;

T = 邊架柱厚;

J = 下橫樑底寬;

E = 下橫樑凸緣厚;

H_{oc} = 下橫樑高,

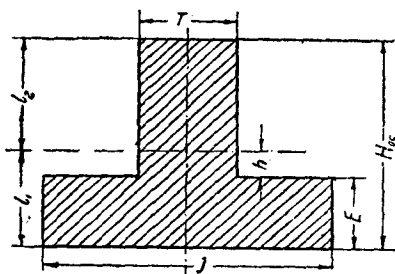


圖6, 閉式邊架下橫樑截面

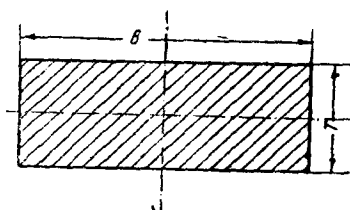


圖7, 邊架柱之截面

邊架之堅固框架之最後尺寸爲： 高 $H_p = H_1 + y_c + l_2$ (H_1 爲邊架窗穴高)，寬 $B_p = \Pi + 2y_3$ ，

邊架各部之慣性力矩及抵抗力矩之計算用下法：

上橫樑（視圖 5）：

$$\text{慣性力矩} \quad I_1 = \frac{B \cdot A^3}{6} \text{公分}^4,$$

$$\text{式中} \quad B = \frac{F - O}{2} \quad (F \text{ 上橫樑厚}),$$

$$\text{抵抗力矩} \quad W_{B.П.} = \frac{I_1}{A/2} \text{公分}^3,$$

邊架柱（視圖 7）：

$$\text{慣性力矩} \quad I_2 = \frac{B^3 \cdot T}{12} \text{公分}^4,$$

$$\text{抵抗力矩} \quad W_{CT} = \frac{I_2}{B/2} \text{公分}^3,$$

$$\text{截面面積} \quad S_{CT} = B \cdot T \text{公分}^2,$$

下橫樑（視圖 6）：

$$\text{尺寸} \quad h = l_1 - E$$

$$\text{慣性力矩} \quad I_3 = \frac{1}{3} [T \cdot l_2^3 + J \cdot h^3 - h^3 (J - T)] \text{公分}^4,$$

$$\text{抵抗力矩} \quad W_{H.П.} = \frac{I_3}{l_2} \text{公分}^3,$$

彎折力矩可照下式計算：

彎折邊架柱之力矩：

$$M_{CT} = \frac{Q_{\text{最大}} \cdot B_p}{\frac{H_p \cdot l_1}{8 \left(1 + \frac{H_p}{B_p \cdot l_2} \right)}} \text{公斤公分},$$

彎折上橫樑及下橫樑之力矩：

$$M_n = \frac{Q_{\text{最大}} \cdot B_p}{4} - M_{CT} \text{ 公斤公分},$$

牽引邊架柱之力：

$$T_1 = \frac{Q_{\text{最大}}}{2} \text{公斤},$$