

連續運輸機械

陳超常編譯

陳超常編譯

79.702
7
001.57

大東書局出版

本書主要敘述幾種應用最廣的連續運輸機械，
如板式運輸機、括板式運輸機、皮帶運輸機及斗式
提升器等之構造與設計。本書可供大專師生及一
般機械設計人員之參考。

陳超常編譯

1955年1月發排(大東排) • 1955年4月上海第一版
1955年5月上海第一版第一次印刷(0001—3000冊)
書號: 5186•30''×42''•1/16•106千字•7印張•定價: 九角

大東書局(上海山東中路 201 號)出版

上海市書刊出版業營業許可證出〇四三號

上海圖書發行公司(上海山東中路 128 號)總經售

三風印刷所印刷

2090/33

前 言

說起運輸機械，我們所熟悉的最普通的是汽車、吊車捲揚機、手推車等機械，但這一類機械並不是我們所說連續式的運輸機械，因為它的運輸方法，並不是採用連續的方式，不能達到單位時間內均勻的運輸量；同時，因為不能採取連續運輸的方式，在加料與卸料中浪費不少時間，因此也不能達到各種不同的卸料與加料的要求。

事實上，連續式與非連續式的運輸機械是各有不同的使用範圍，並不能說誰比誰優越；不過在短距離進行大量的自動化運輸，則連續式的運輸機械是有着特出的優點的，也是大規模生產與大量節省人力中不可少的機械。

連續式的運輸機械的特點在於它是固定的，運輸量是大量的，管理是簡單的，卸料是連續的與均勻的。由於以上的性質，運輸的距離與運輸機同長，因此，運輸機的長度就有了限制，屬於這一類的機器種類很多，其應用的範圍也很大，例如，倉庫堆料、工廠運化工原料、礦山運礦石、鑄工廠運砂、木工廠的運木屑、回砂的處理、熔爐加料、運水泥、水泥攪拌廠運砂石、碎石機運石子等，都需要用這種機器。除了要適合各種物質的要求外，要求運輸量大、經久耐用、可靠與管理簡易。本書所敘述的是平板運輸機、括板運輸機、皮帶運輸機與斗式提升器，雖然連續式運輸機的種類很多，不過在運輸中，要達到大量均勻的自動化運輸而被大量採用的，這幾種要算是最主要的了。

目 錄

前 言	
第 一 章 板式運輸機	1
1. 運輸機之各部分構造	1
2. 鏈的設計	6
3. 運輸機的設計	10
第 二 章 括板式運輸機	15
1. 總論	15
2. 主要構成部分	16
(1) 拉鏈與括板	16
(2) 驅動機構	23
(3) 槽節	30
(4) 尾部調節機構	34
3. 括板運輸機之設計計算	39
4. 蘇聯括板式運輸機之規格介紹	50
5. 高板式括板運輸機	53
第 三 章 皮帶運輸機	56
1. 運輸機之各部分構造	56
(1) 驅動部分	56
(2) 運輸機架與支持滾輪架	63
(3) 尾部結構	66
(4) 加料機構	66
2. 運輸皮帶	67
3. 設計中應注意的幾點	74
4. 皮帶運輸機之設計	80
第 四 章 斗式提升器	89
1. 斗式提升器之種類	89
2. 提升斗之加料	92
3. 提升斗之裝置	94
4. 提升器之設計	97
5. 提升器之特殊裝置	102
總 結	105

第一章 板式運輸機

1. 運輸機的各部分構成

板式運輸機是連續式運輸機中應用範圍較廣的一種，它可以在廠內或廠外應用，或用於運輸或用於裝配都同樣適宜。運輸量也有很大的伸縮性，其優點為堅固與適應性很大。普通的型式如圖 1，其中包括兩條連續的鏈 *a*、驅動機構 *b* 和拉緊機構 *c*，鏈上釘有板 *d*，用以裝載運輸物用。鏈上裝有輪 *e*，在軌上滾動；軌可以由鋼軌、角鋼或槽鋼造成。

現在我們先談一下鏈板這一部分的情況：

在運輸碎東西的運輸鏈上，為了防止碎塊外漏，運輸鏈上的平板都互相重疊，而且這些重疊還需保持到鏈條到了盡頭扭彎的時候，這樣方能使碎塊很適當的落入裝卸的地方。在運輸整塊東西的運輸鏈上，相鄰的兩平板間是有空隙的。

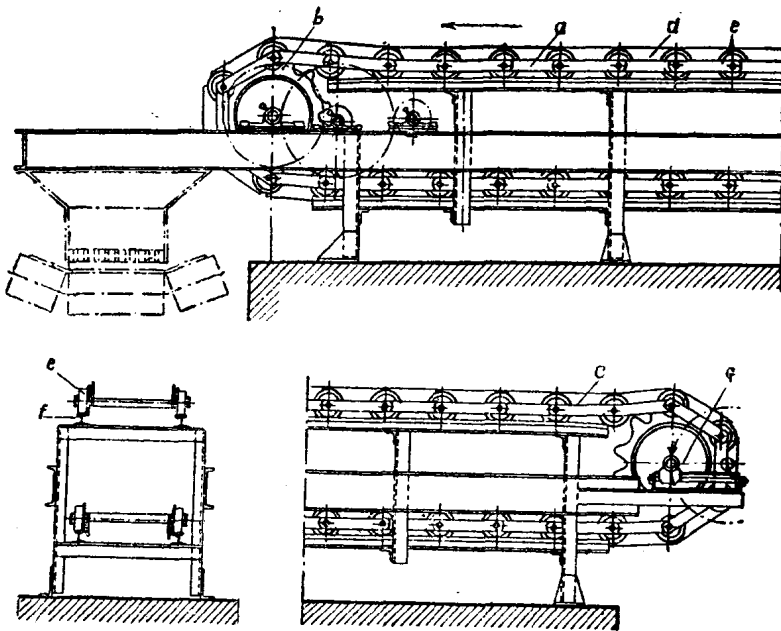


圖 1

{ 1 }

板式運輸機的平板(載重板),通常有有邊的與無邊的兩種。邊可裝在平板上或鏈板上,有時這類運輸鏈可以裝有固定的邊,如圖 2 中之 6,邊分別固定在運輸鏈兩邊的外框上,這種做法的缺點是被運輸物在邊上摩擦,因而增大摩擦力。它的好處是平板構造較簡單,尤其是當運輸物較厚時,鏈走回路時能省掉很多空間,因為它的平板上不帶有邊。這個情況在比較圖 2 中的 a 與 6 時就很明顯。除此以外,這種構造還有一個好處,就是在固定的邊上可以裝活門,因此可以隨處卸料,不一定要等到盡頭才能卸料。

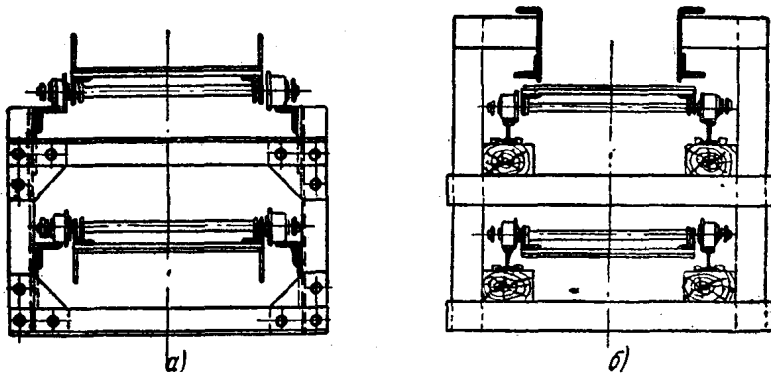


圖 2

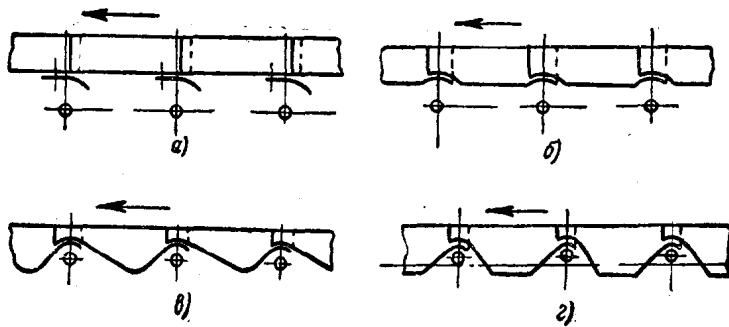


圖 3

就平板的式樣來講,可以分爲三種:就是平式、波浪式與斗式,如圖 3 中, a 與 6 均爲平式,在圖 a 上,相連平板是對接的,相連平板中之一的下面鐸有一塊彎板,彎板的曲線半徑,應以鏈輪軸爲中心而確定,使平板在盡頭時仍能保持密封。在圖 6 上,相連平板是交疊起來的,其曲線部分也應該與以上的一樣,這種樣子的平板有時稱之爲履帶式的平板。圖 b 與 7 就是波浪式與斗式板,相連的地方也是交疊起來的,不同的地方就是把平板壓成凹入的波浪形或斗形,斗型與波浪形平板的優點是能使運輸機在更斜的坡度上工作。如

斗形板再經過修改一下，可以在 80° — 70° 的坡度上工作，好像提升器一樣。運輸摩擦性甚大的東西如新壓碎的礦石等，平板上常蓋有可換的木板以減少磨損。不過，雖然有密封結構，接頭處總是有縫，所以粉末狀的東西是不適宜運輸的。

至於運輸整塊的東西，多數是用平木板或鋼板做成平板，相鄰的兩平板是對接的，中間留有很大的空隙，圖 4 是這類運輸鏈的兩種佈置方式。

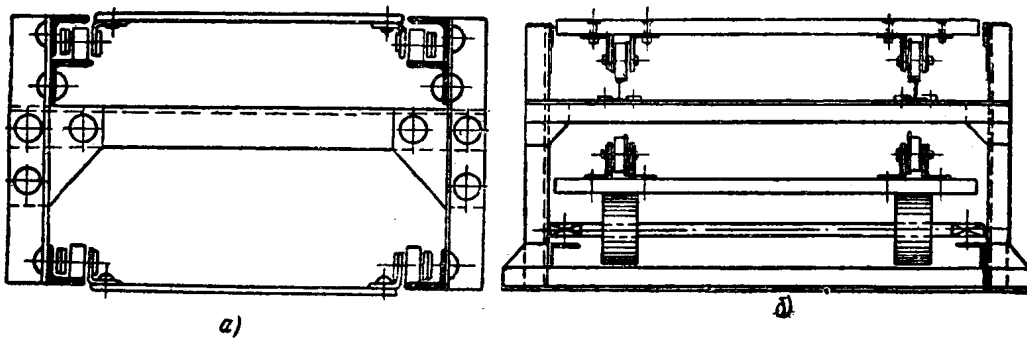


圖 4

圖 a 代表金屬做的平板，板寬小於輪距，因此當鏈在走回程時，輪子的走法和在上面的情況差不多，圖 b 表示一種木做的平板，爲了減低彎力矩而把輪距減少；如果回程中，輪在軌上的行走發生不便時，可以用 b 的那種方法，即將平板的面在大滾筒上滾回去。

以上談到的只是一般的標準式樣。爲了使工件在平板上能很穩固與方便地運送，可根據工件的特殊形狀，將板做成特殊的形式，因此，這種運輸機的應用是很廣的，從圖 5 可見一般。

關於板的設計方面，比較簡單，不再詳述。下面我們看一下拉緊機構：

拉緊部分也比較簡單，不過有些地方是需要注意的。板式運輸鏈的拉緊機構，一般形式有如圖 6 所示。

這種拉緊機構是依靠螺絲來拉緊的，但有些連續式運輸機，如皮帶式是依靠重量來拉緊的，這樣能使拉緊程度保持一定，不需經常調節。不過在這個地方是絕對不適宜用重量來拉緊的，因爲鏈輪的牙齒較少，鏈的速度不均勻，而鏈又是沒有伸縮性的，如果用重量拉緊法，會使那拉緊的重量發生可怕的震動。如果我們認爲需要使拉緊機構稍有彈性時，可以在調節機構內加入彈簧，所加入之彈簧以壓縮彈簧爲宜。

其次是拉緊機構中鏈輪的調節距離，即鏈輪的伸縮量。這個伸縮量是必需的，因爲在安裝機器時不可能很準，因此有時必需加上一對或減少一對鏈板（因爲鏈板不是每一節都

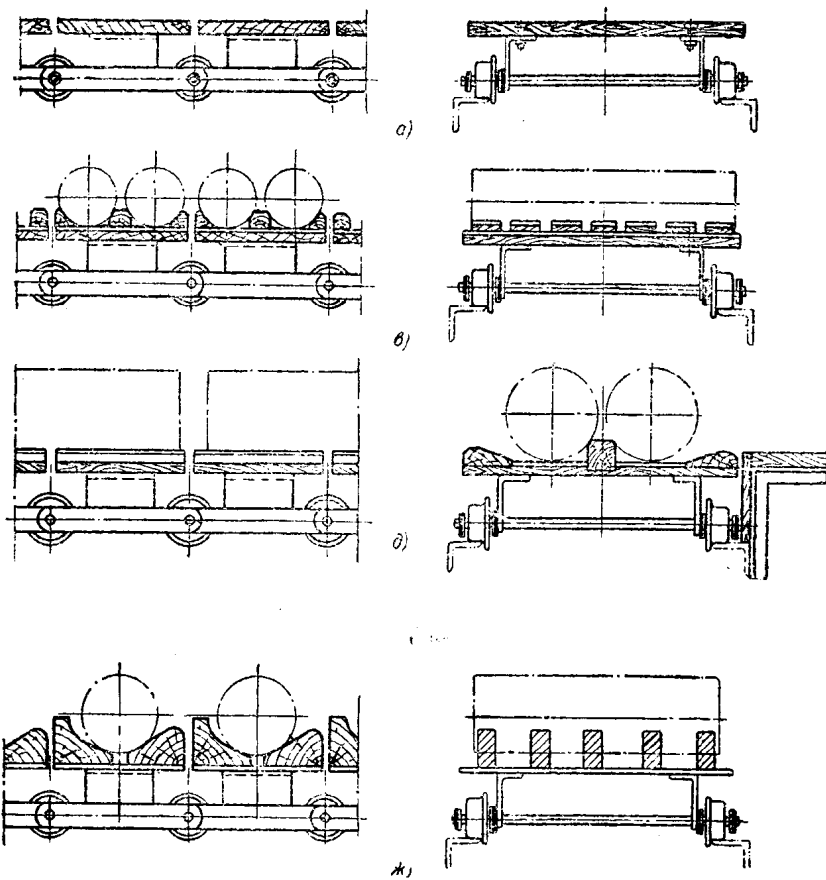


圖 5

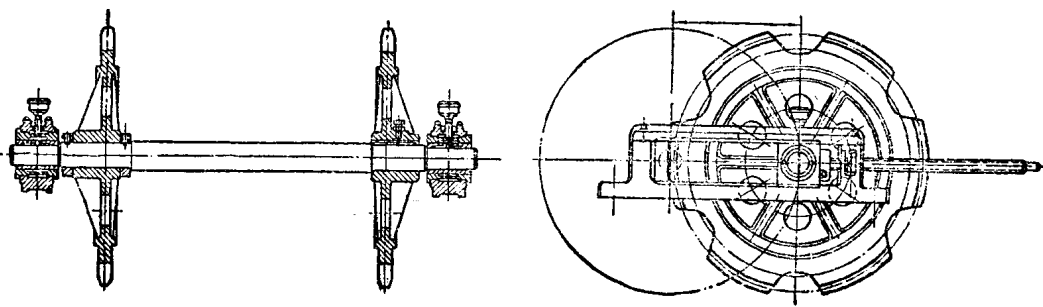


圖 6

一樣的,它是成對的),而鏈輪的伸縮量又直接與鏈節長有關,一般如表 1。

驅動機構 *b* (圖 1) 上包括鏈輪、減速器與馬達,因為鏈的速度較低,從馬達出來的轉速要減低好多倍,這樣便使減速器非常龐大。為了節省地位,可以把它放到地底,再經過

表 1

鏈 節 長	130	200	250	320	400	500	單 位 公 厘
伸 縮 量	320		500		800		

鏈與鏈輪而將動力傳到上面來。在這樣的裝置中，運輸鏈的速度是固定的，不過我們在設計時，常常不可能很準確的決定速度，尤其是常運輸機專供裝配用時為然。在這種情況下，大多在馬達與減速器間再加入一個連續式的變速器，以便按照實際情況，調整速度；變速馬達也可以用，不過保養比較困難，應該注意。

現在要談到鏈的本身了。

說到原理方面，這是與一般的鏈及鏈輪一樣的，主要的特徵是它的鏈節特別長，假使不長的話，就很不容易安上平板或直接壓上運輸品，一般的形式可以從圖 7 中看到大概。

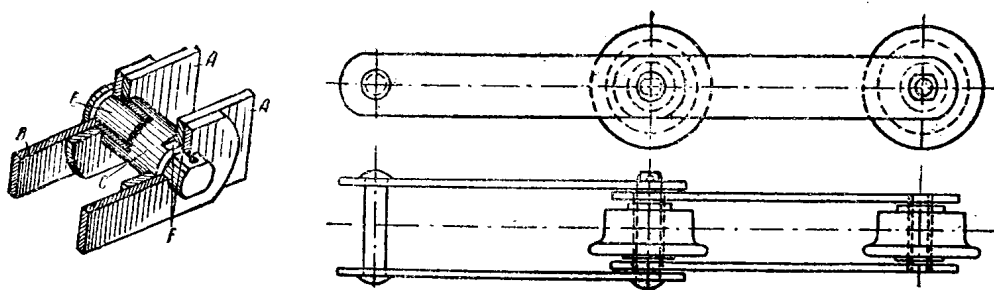


圖 7

圖 7 中所表示的是一種叫帶瓦的鏈，這種鏈最普通，應用的也最多，從圖中看出它的軸與軸瓦都是很考究的，內鏈板 *AA* 鉗緊或夾緊在軸瓦的削平部分；同樣，鏈的外板 *B* 也固定在軸的削平部分，這樣一來，內外鏈板的孔都不是圓的了。採用上述軸瓦的理由是這樣的：運輸機對鏈的要求是越小越好，這樣，當鏈小了以後鏈上的輪也小了，軸也細了，結果單位壓力便加大了。這種現象在吊車捲揚機上並不會產生不良的後果，可是在運輸鏈上就不同，因為它是每天連續工作十六小時的，在這種情況之下，轉折處的磨損是值得注意的。假如轉折處不用軸瓦，那麼一定有一對鏈板在軸上轉動，而這裏的接觸面很小，以致單位壓力很大，因此磨損便很嚴重了。反之，如果有了軸瓦，而且如上述的做法，那麼在轉彎時能保證使轉動發生在軸與軸瓦之間，這樣將壓力分散在一個較大的面積上，就可以減少軸的磨耗，因此沒有軸瓦的鏈，基本上是不用的。這種鏈的鏈節距，根據需要，可以達到一公尺以上。

關於軸固定在鏈上的情況，可以看圖 7 右邊的圖，其中左面的一個是拆不開的卸釘式的連接法，當中的一種是利用開口銷、螺帽或鎖止片，而能拆開的方式，兩條平行鏈間常用長軸相連，這種構造在板式運輸機上是必需的，這樣才能維持鏈間的距離不變。

一般說來，板式運輸鏈的鏈上是帶有輪子的，輪子就直接裝在軸瓦 C 上面。

從式樣上來看，鏈分成直的與曲的兩種，如圖 8 所示。直鏈的好處是緊湊，不過鏈節的數目一定要雙數。在曲鏈上因為每一節都相同，因此以上的要求就無必要。

鏈上的滾輪多半是有邊的，在這裏面很少例外。有的當作加料用的運輸機，因為非常的短，輪子的邊是可以不必要的。

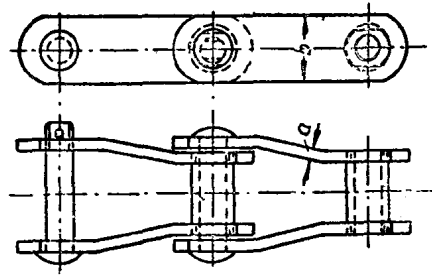


圖 8

滾輪一般均裝在軸瓦上，潤滑劑用壓力經軸裏的小孔進入需潤滑的部分，只有在加重的鏈而拉力特大時，才用滾軸承減低磨損。用了滾軸承之後，兩面都要加填料，以防止灰塵的侵入，每一接頭都如此的話，就需很大的費用，一般情況不考慮如此做。

2. 鏈的設計

任何的牽引鏈都要滿足兩個要求，就是足夠的強度與相當長的壽命。鏈節的磨損使鏈拉長，在鏈節距增長到一定限度時，就會影響運轉，所以這對壽命是很要緊的。

鏈上作用力的總力 S 是靜作用力與動作用力之和。下面分別將軸、軸瓦與鏈板三個零件加以研究：

鏈軸——軸是傳送拉力的要件，在任何情況下一直是受着彎力的，而最嚴重的情況，是當鏈在鏈輪上轉彎時，彎力矩最大，我們就根據這種情況來討論一下：

根據圖 9 每邊板的拉力為 $S/2$ 。

一般地說，軸的剛度不足，以致壓力不能根據理想的情況分佈。很顯明的，軸瓦的慣性力矩比軸的慣性力矩大，故壓力只集中在軸瓦的兩端，如同圖中所示的情況；不過這種情況不會維持過久，因為單位壓力較高的部分會迅速磨損，使壓力的分佈比較均勻，在這種情況下軸受力最大，因此在一條新鏈中，軸上的彎力從開始時慢慢的增加，一直到壓力平均分佈時變為最大。所以我們在計算強度時，也按這情況計算彎力矩與應力公式如下：

$$\frac{S}{2} \cdot \frac{e+a}{2} - \frac{S}{2} \cdot \frac{e}{4} = \frac{\pi \delta^3}{32} R_b \quad (1)$$

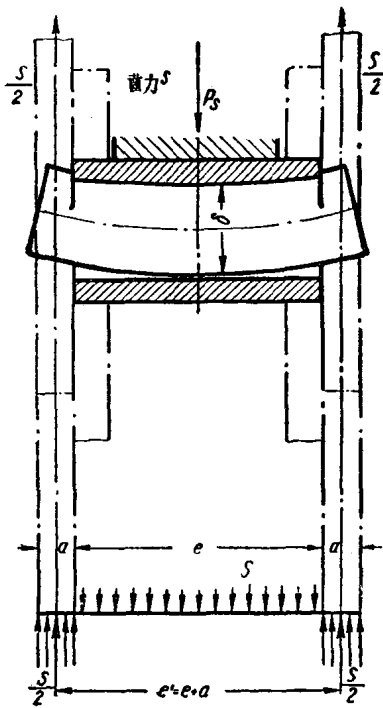


圖 9

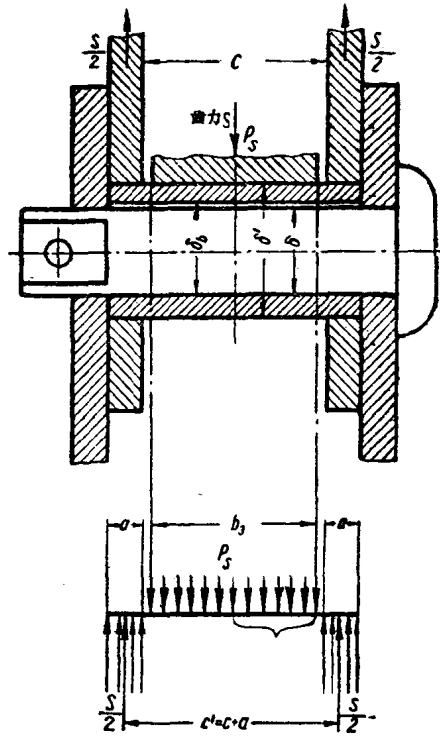


圖 10

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{S(e+2a) \cdot 1.27}{R_b}} \quad R_b \text{ 是工作應力} \quad (2)$$

假如鏈軸是由 5 號鋼做，其極限強度 = 5000~6000 公斤/公分²，那麼容許的工作應力是 $R_b = 1600 \sim 1900$ 公斤/公分²。

軸的直徑同時需要在抵抗剪力上有足夠的強度，假如在剪力部分的直徑是 δ_1 (δ_1 當然小於 δ)，那麼工作剪力 σ 為：

$$\sigma = \frac{S}{2 \frac{\pi \delta_1^2}{4}} \leq R_s \quad (3)$$

R_s 不應超過 400~500 公斤/公分²。

軸與軸瓦間的單位壓力 P 也有一定限度，簡單一點的話可用下列公式計算：

$$P = \frac{KS}{\delta e} \quad (4)$$

K 是一個係數，通常等於 0.5~0.7。

P 的值如下：

可鍛鑄鐵 60~90 公斤/公分²，鋼在可鍛鑄鐵上磨時為 100~140 公斤/公分²，鋼在磷銅上磨

時為 200~250 公斤/公分²。如果用高級材料而加工又精確時，可以用下列數字：可鍛鑄鐵在可鍛鑄鐵上摩擦用 140 公斤/公分²；鋼在可鍛鑄鐵上摩擦時用 175 公斤/公分²；鋼與鋼摩擦時用 210 公斤/公分²；用表面加炭鋼時為 245 公斤/公分²；用熱處理的合金鋼時為 450 公斤/公分²。不過為減少磨損與延長壽命起見，實用上的應力都比上述值稍為小一些。

軸瓦——軸瓦在一般情況下受力是非常少的，如果根據它在一般情況下來算是不對的。因為當鏈轉彎時，即當鏈輪上驅動齒走入鏈板間而如圖 10 所示時，這個時候是最危險的；因為這時候拉力由牙齒經軸瓦傳至鏈板，鏈上極大的拉力做成軸瓦上很大的彎力矩。

計算應力的方法如下：

$$\frac{*S(c+a)}{4} - \frac{Sb_3}{8} = \frac{\pi(\delta'^4 - \delta_i^4)}{64} \cdot \frac{1}{\frac{\delta'}{2}} \times R_b \quad (5)$$

$$\text{用 } m = \frac{\delta_b}{\delta'} \quad (\delta_b \approx \delta)$$

$$\text{所產生的應力 } \sigma = \frac{1.27S[2(c+a) - b_3]}{\delta'^3(1-m^4)} \leq R_b \quad (6)$$

m 之值常在 0.5~0.8 間，不過普通為 0.7 左右或以下。（*齒之壓力並不就是 S ，不過相差不多）

如果用 4 號鋼做時，其斷裂強度是 4200~5200 公斤/公分²；那麼容許壓力 $R_b \approx 700 \sim 750$ 公斤/公分²。

鏈板——算內外鏈板的強度時是着重在最弱的部分——鑽眼的地方。

在計算方面只能做到近似，在計算 $m-m$ 切面的強度時，我們假設鏈板上壓力的分佈情況如圖 11 所示，單位壓力以 P'' 表示。

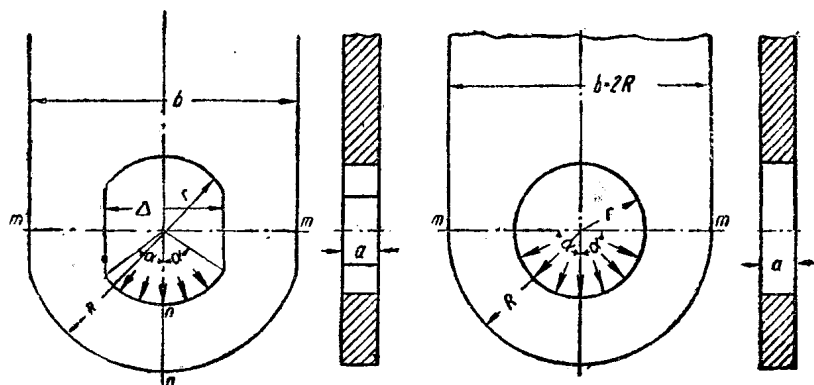


圖 11

外板之
$$P'' = \frac{S}{2a \cdot 2r \sin \alpha} \quad (7)$$

內板之
$$P'' = \frac{S}{2a \cdot 2r} \quad (\text{內板孔可能是圓的}) \quad (8)$$

m-m 上之應力是以厚壁柱體計算， P'' 的值是算得很高，用到 2000 公斤/公分²。

根據厚壁柱體的公式，則：

$$R = r \sqrt{\frac{R_2' + P''}{R_2' - P''}} \quad (9)$$

R_2' 是代表容許壓力。

用 4 號鋼做鏈板時， R_2' 可用到 900~1000 公斤/公分²，內外鏈板都要這樣計算。

鏈板的拉力強度在 m-m 切面計算，根據上式所決定後之鏈板，在拉力方面所引起之應力：

$$\sigma = \frac{S}{2a(b-\Delta)} \leq R_2 \quad (10)$$

R_2 是容許拉力，如用 4 號鋼時 $R_2 = 500-600$ 公斤/公分²，最高用到 700 公斤/公分²。

根據以上的要求，鏈的各部分有一定的比例，用以前的字母來代表，各關係如下：

$$\begin{aligned} b:a &= 8 \sim 10 & \delta':\delta &= 1.4 & c:b &= 0.65 \sim 0.70 \\ \Delta:\delta' &= 0.82 \sim 0.86 & \delta:b &= 0.35 \sim 0.40 & R:b &= 0.60 \sim 0.65 \end{aligned}$$

整個設計中，在考慮安全係數時，應按照鏈的工作情況而定。當運輸機上沒有垂直的或很大的傾斜部分時，安全係數可等於 6~8；如果有垂直部分或很大的傾斜部分時，安全係數應增至 8~10。所謂安全係數均對極限強度而言。

這裏附帶一句，就是說鏈的各部越準，則強度越大。還有，鏈板兩頭之眼間的距離是要很準的，在 100 公厘長之鏈板上，製造的公差是 ±0.05 公厘，不然的話，平行的兩條鏈就不會一樣長，因此拉緊機構上的橫軸就會拉斜，這樣會很嚴重地影響運輸鏈的工作的。

因為鏈的節距很大，所用的鏈輪與普通在傳動上用的不

一樣，下面是這種特大的鏈輪的形狀與幾何關係，供設計計算參考：

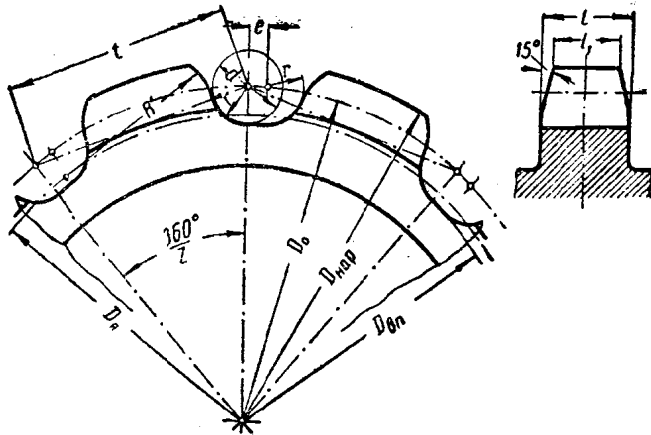


圖 12

表 2

號	名	稱	符 號	公 式
1	鏈節		t	
2	滾輪或套筒直徑		d	
3	鏈板厚		b	
4	內鏈板間距離		C_b	
5	滾輪或帶邊之滾輪之工作部分長		C_p	
6	鏈之拉斷強度		Q	
7	鏈輪齒數		Z	
8	節圓直徑		D_o	$D_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{2}}$
9	滾輪中心之鬆動距離		e	$e = 0.052 \sqrt[3]{Q}$
10	齒底圓角半徑		r	$r = 0.5d$
11	底圓直徑		D_R	$D_R = D_o - 0.2t$
12	齒面半徑		R	$R = t - (e + \gamma)$
13	外圓直徑	$d \leq 75$ 公厘	D_{Hap}	$D_{Hap} = D_o + 0.5d + 6$ 公厘
		$d > 75$ 公厘		$D_{Hap} = D_o + 0.25d + 10$ 公厘
14	齒間凹口直徑		D_{Bn}	$D_{Bn} = D_o - d$
15	齒寬		l	$l = 0.9C_p$ 或 $0.6C_b$
16	齒頂寬	$d \leq 75$ 公厘	l_1	$l_1 = l - 0.18d + 1.5$ 公厘
		$d > 75$ 公厘		$l_1 = l - 0.09d + 2.5$ 公厘

3. 運輸機的設計

馬力的消耗與鏈之最大拉力的估計：

在進行這工作時，我們一定要將運輸機的簡圖描出，在其中找出拉力最弱的一點，從這點開始一直算到最強的一點。

無邊與有活動邊的運輸機，在受到的行動阻力上是一樣的。如果運輸鏈的邊是不動的，因為被運的碎東西在邊上摩擦，會產生很大阻力。要算出被運的東西在邊上的壓力，只能很粗略的用水力學的公式來估計。

常常會有這種需要，就是在全部運輸機做出來之前，估計其馬力消耗量決定廠內的供

電情況,這時候我們就需要估計出運輸鏈的大概重量方法如下:

板式運輸機的鏈、板、輪的每公尺重量:

$$q_0 = (60B + K) \text{ 公斤/公尺}$$

B —板的寬,公尺。

K —係數由平板的型式與拉力的大小而定。 K 的大小,由表3決定。

輕型供運輸小塊與無磨礱性物用;中型供一般用;重型則供運輸大塊或有磨礱性物

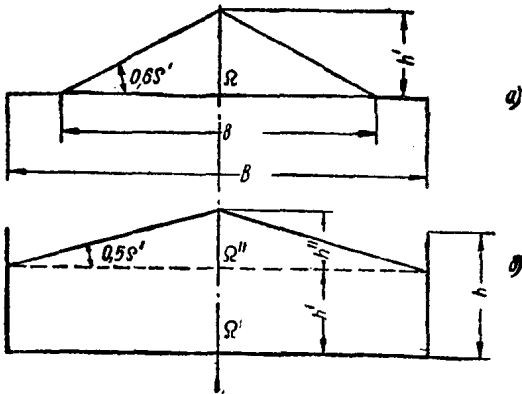


圖 13

表 3

板的型式	係 數 K	
	無 邊	有走動的邊
輕 型	—	60~70
中 型	70~80	75~90
重 型	—	90~110

用。在計算馬力時,如採用齒數較少的鏈輪,因動負荷較大,馬力應加上 15~20%。

說到運輸機的運輸量時,運輸機上堆起之材料的切面積是很重要的,橫切面的面積是根據三角形來計算。當物質(碎的)很自由地堆起來時,其外面成一個圓錐體,切面是個三角形,其底角我們叫它做該物質之安息角,以 ρ' 代表之;當物質在被運輸時,該角度因物質之受震滑下而減少。以板式運輸機來說,因為走的比較慢也比較穩定,這個角度比較算得大些。一般來說:

運煤、焦炭時,安息角 $\rho' = 30^\circ$

運礦石、碎石時,安息角 $\rho' = 35^\circ$

運穀物時,安息角 $\rho' = 25^\circ$

利用無邊之運輸機時,切面積之底角為 $0.6\rho'$, 底邊 $b = 0.85B$ 。

$$\Omega = \frac{bh'}{2} = \frac{b}{2} \frac{b \tan(0.6\rho')}{2} = \frac{0.85^2}{4} B^2 \tan(0.6\rho') \text{ 公尺}^2 \quad (11)$$

$$\rho' = 30^\circ \text{ 時, 運輸量 } Q = 3600\Omega v \quad (12)$$

將(11)代入(12),得

$$\text{運輸量} \quad Q = 3600 \times 0.18 B^2 \tan 18^\circ v r = 210 B^2 v r \text{ 噸/小時} \quad (13)$$

$$v = \text{公尺/秒} \quad r = \text{噸/公尺}^3$$

當運輸機上有活動邊時，切面積由兩部分構成，即 Ω' 與 Ω'' 兩部分。

$$\Omega' = Bh' = Bh\phi \quad (\phi \text{ 是加料係數})$$

計算 Ω'' 時，以底角 $= 0.5\rho'$ 計算。當 $\phi = 0.65$ 時，則

$$\begin{aligned} \Omega &= \Omega' + \Omega'' = Bh' + \frac{Bh''}{2} = Bh\phi + \frac{B^2}{4} \tan(0.5\rho') \\ &= 0.65Bh + 0.25B^2 \tan(0.5\rho') \text{ 公尺}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

邊的高應與運輸機之寬配合，一般說，運大塊物時，應採用寬而矮的形狀，細而輕的東西；應用高邊，假使邊是固定、不怕在卸料時漏料的話，邊可做得更高，可到寬的一半或更多些。

馬力的估計，我們用一個例子來說明：

有一板式運輸機，運送熱鑄件，鑄件直徑 500ϕ 公厘，每件重 120 公斤。1 鏈長 90 公尺，上升角度 10° ，速度 0.1 公尺/秒，鑄件間距離 0.6 公尺。

$$\text{照以上的要求，每小時運輸件數爲} \frac{0.1 \times 3600}{0.6} = 600$$

$$\text{每小時的運輸量爲} \frac{600 \times 120}{1000} = 72 \text{ 噸/小時}$$

用寬 800 公厘之板，邊高 100 公厘，按上表：

$$\text{每公尺重量 } q_0 = 60B + K = 60 \times 0.8 + 110 = 158 \text{ 公斤/公尺} \approx 160 \text{ 公斤/公尺。}$$

$$\text{每公尺鑄件重} = 120/0.6 = 200 \text{ 公斤/公尺}(q)$$

運輸鏈的摩擦阻力係數比較複雜，普通是 $0.1 \sim 0.13$ ，考慮到潤滑情況不良時的阻力增加，要乘上 1.25 即阻力係數，爲：

$$\omega' = 1.25 \times 0.12 = 0.15$$

要決定那一點是拉力最弱之點，可用下面方法，拉力最弱之點可能是 1 或 2。

下半段空鏈的靜止摩擦係數爲

$$\omega' \cos \beta = 0.15 \times \cos 10^\circ = 0.148$$

下半段空鏈的向下滑力的係數是：

$$\sin \beta = \sin 10^\circ = 0.174$$

向下滑力既大於靜止摩擦力，即表示運輸鏈要向下滑，亦即 2 處之拉力爲最小。

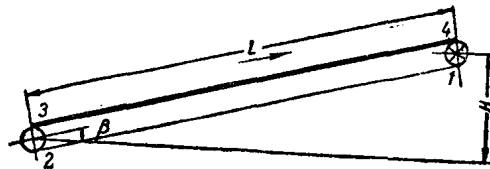


圖 14

假使 $S_2 = 500$ 公斤 (S_2 由鏈之總拉力與速度決定), 則

$$S_1 = S_2 + q_0 L (\sin \beta - \omega' \cos \beta) = 500 + 160 \cdot 90 (0.174 - 0.148) = 880 \text{ 公斤}$$

假使鏈輪上的氣力損耗為 10%, 則

$$S_3 = 1.1 \times 500 = 550 \text{ 公斤}$$

$$S_4 = S_3 + (q + q_0) L (\sin \beta + \omega' \cos \beta)$$

$$= 550 + (200 + 160) \times 90 \times (\sin 10^\circ + 0.15 \cos 10^\circ) = 10975 \text{ 公斤}$$

鏈輪的最大驅動力為 $10975 - 880 + (10975 + 880) \times 0.02 = 10330$ 公斤 (0.02 作為馬力損失係數)。

馬達馬力的決定:

減速器的傳動效率作為 0.8。

馬力消耗為 $\frac{10330 \times 0.1}{102 \times 0.8} = 12.65$ 千瓦 (102 公尺-公尺/秒 = 1 千瓦)

馬達馬力應加上 20%, 即

$$12.65 \times 1.2 = 15.2 \text{ 千瓦}$$

鏈的最大拉力應考慮動負荷, 動負荷的大小應由鏈的加速度來決定, 鏈的加速度:

$$a' = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 t} \quad (15)$$

v 是鏈速公尺/秒 z 是鏈輪齒數 t 是鏈節距(公尺)

在上例中用 500 公厘為鏈節距, $t = 0.5$, $z = 6$ 時, 代入 (15) 式得:

$$a' = 2\pi^2 \frac{(0.1)^2}{6^2 \times 0.5} = 0.011 \text{ 公尺/秒}^2$$

$$\text{動負荷為 } \frac{3(q + cq_0)L}{g} a' \quad (16)$$

q 是被載運物品之每公尺重 q_0 是鏈本身之每公尺重 g 是落體加速度

L 是鏈長(公尺) C 是係數

$$L < 25 \text{ 公尺時} \quad C = 2$$

$$L = 25 - 60 \text{ 公尺} \quad C = 1.5$$

$$L > 60 \text{ 公尺} \quad C = 1.0$$

根據上面公式, 我們的動負荷是: $\frac{3(200 + 1 \times 160) \cdot 90}{9.81} \times 0.011 = 110$ 公斤。

因此, 鏈之總拉力 = $110 + 10975 = 11085$ 公斤。

每一條鏈之拉力為 $11085 / 2 = 5543$ 公斤

最後, 我們算一下運輸鏈之總阻力係數 ω :