

機 械 零 件

(下 冊)

張 錫 聖
郭 可 謙 編 譯



首 都 出 版 社 出 版

機 械 零 件

(下 冊)

張錫聖 編譯
郭可謙



首都出版社 出版

機 械 零 件 (下冊)

25 開 258 面 184 千字 定價 17,000 元

編 譯 者	張 錫 聖 郭 可 謙
出 版 者	首 都 出 版 社
印 刷 者	北 京 市 印 刷 二 廠
發 行 者	首 都 出 版 社

北京石駱馬後宅甲36號
電 話 (二) 〇二一八 號

1954 年 3 月初版 印數 3,000 冊

北京市書刊出版業營業許可證出字第〇三三號

目 錄 (下冊)

第十三章 鏈條傳動	217
13—1 鏈條的用途與分類	217
13—2 鏈條的長度與鏈輪的中心距離	218
13—3 鏈輪的最大轉速	221
13—4 鏈條的載荷與安全係數	223
13—5 鏈輪的構造	226
13—6 鏈輪傳動的計算	228
13—7 鏈輪箱的構造與鏈條的潤滑	231
第十四章 齒輪傳動	233
14— 1 概說	233
14— 2 齒輪的主要尺寸、標準模數及傳速比	234
14— 3 齒輪的最少齒數及其修正法	236
14— 4 銜接係數	239
14— 5 齒輪的加工精度	241
14— 6 齒輪的強度設計	242
14— 7 齒輪的靜力強度與磨損設計	248
14— 8 齒輪的散熱設計	255
14— 9 根據接觸剪應力來設計齒輪	256
14—10 斜齒圓柱齒輪	262
14—11 人字齒輪	266

14—12 圓錐齒輪	270
14—13 齒輪的構造	273
14—14 齒輪的潤滑	276
第十五章 蝸輪傳動	278
15—1 概說	278
15—2 蝸輪傳動的效率	279
15—3 蝸輪設計的基本方法	281
15—4 蝸桿的受力情形及其強度計算	286
15—5 蝸輪傳動的散熱驗算	290
15—6 蝸桿與蝸輪的構造	291

第四篇 轉動件

第十六章 軸頸及滑動軸承	298
16—1 軸頸的構造與分類	298
16—2 軸頸上表面壓力的分佈與導出摩擦係數	300
16—3 徑向軸頸的單位承壓計算	303
16—4 徑向軸頸的散熱計算	304
16—5 徑向軸頸的強度計算	306
16—6 關於流體力學潤滑理論的一些概念	310
16—7 止推軸頸	316
16—8 滑動軸承的構造與分類	321
16—9 滑動軸承的軸承襯	326
16—10 滑動軸承的潤滑	328
16—11 滑動軸承的計算	334
第十七章 軸	339
17—1 概說	339
17—2 心軸	339

17—3 轉軸的強度設計	342
17—4 轉軸強度的精確驗算	350
17—5 傳動軸及其強度設計	357
17—6 軸的剛度設計	360
17—7 軸的振動與臨界速度	363
第十八章 滾動軸承	370
18—1 概說	370
18—2 滾動軸承的構造與分類	371
18—3 滾動軸承各部分的運動關係	374
18—4 滾動軸承中載荷的分佈及其計算	375
18—5 滾動軸承的選擇法	380
18—6 滾動軸承的安裝	390
18—7 滾動軸承的潤滑	393
第十九章 連軸器	395
19—1 概說	395
19—2 剛性連軸節	395
19—3 撓性連軸節	400
19—4 萬向連軸節	405
19—5 離合器	408

第五篇 彈簧

第二十章 螺旋彈簧	413
20—1 概說	413
20—2 圓柱形拉壓螺旋彈簧	414
20—3 同心彈簧	422
20—4 圓錐形螺旋彈簧	425

20—5 圓柱形扭轉螺旋彈簧	427
20—6 螺旋彈簧的許用應力	428
第二十一章 鈹彈簧	432
21—1 概說	432
21—2 鈹彈簧的構造	432
21—3 理想鈹彈簧與實際鈹彈簧	437
21—4 鈹彈簧的實際計算	438
附錄 習題	1—18

第十三章 鏈條傳動

13—1 鏈條的用途與分類

鏈條傳動用於兩軸中心距離較大(通常可達 $A = 8$ 米),其傳速比又必須準確的場合。例如用於電動機帶動精密切削機床以及運輸機的傳動等等。與皮帶傳動比較,由於它不是靠摩擦力來傳動,所以它傳達的功率比皮帶要大(目前鏈條所傳達的功率已高至 5000 馬力),因為沒有滑動,所以它的傳速比也比皮帶傳動準確。至於它的缺點就是當鏈節磨損後,鏈條容易跳出鏈輪輪齒的外面,此外還由於它本身太重,所以它的速度要比皮帶傳動的low (鏈條的速度可達 $V = 20$ 米/秒)。鏈條傳

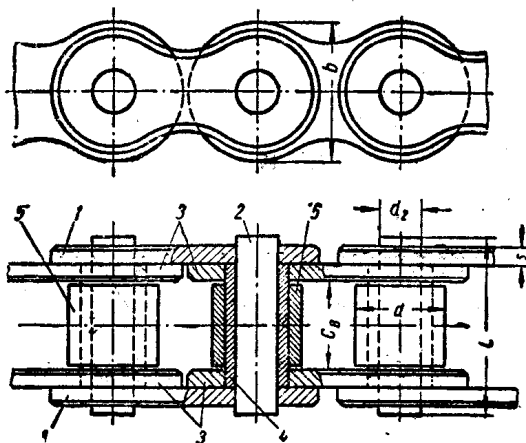


圖 13—1

動的效率,視其潤滑情形最高可達 $\eta = 0.96 \sim 0.975$ 。傳速比則可達 $i = 15$ 。

鏈條因其工作情況不同，可以分爲傳動鏈、起重鏈、與搬運鏈等等。本章只討論前一種鏈條，至於後二種鏈條將在“起重運輸機”課程內敘述。

傳動鏈因其構造不同，又可分爲滾子鏈與無聲鏈兩種。現在將這兩種鏈條的構造與標準分述如下。

(1) 子鏈——如圖 13—1 所示，其中 1 爲外鏈板；2 爲軸銷，兩端與外鏈板固定；3 爲內鏈板；4 爲軸襯，兩端與內鏈板爲壓力配合，

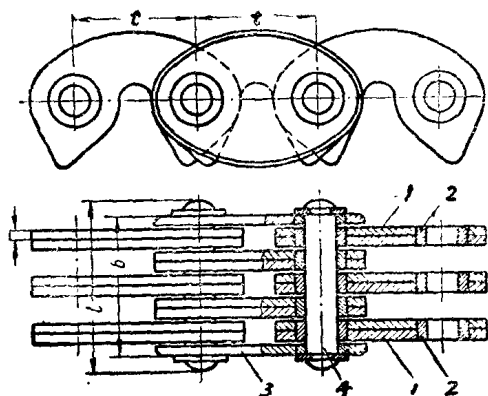


圖 13—1

能在軸銷上轉動；5 爲滾筒，可在軸襯上轉動。此種鏈的標準尺寸可參看表 13—1。

(2) 無聲鏈——如圖 13—2 所示，其中 1 爲鏈板，2 爲軸襯與鏈板爲壓力配合，3 爲導板，4 爲軸銷。此種鏈的標準尺寸可參看

表 13—2。

滾子鏈與無聲鏈比較，前者重量較輕，鏈輪齒數較少，但運轉時聲音很大（尤其當鏈節稍有伸長時，則更加利害），後者運轉平穩無聲，而且比較不易磨損，所以比較適宜於高速傳動。

13—2 鏈條的長度與鏈輪的中心距離

假設 t 爲鏈條的節距（毫米）， A 爲鏈輪的中心距（毫米）， L 爲鏈條的長度（毫米）， Z 、 Z_1 、 Z_2 分別爲鏈節的數目與主動及從動鏈輪

表 13—1 滾子鏈的各部尺寸 (參看圖 13—1)

節距 t (毫米)	破壞 載荷 Q (公斤)	內鏈板的 間距 C_B (毫米)	滾筒 直徑 d (毫米)	軸銷 長度 l (毫米)	軸銷 直徑 d_2 (毫米)	鏈板 寬度 b (毫米)	鏈板 厚度 S (毫米)	1 米長的 重量 q (公斤)
8.0	180	3.0	5	10	2	9	1.1	0.23
12.7	650	3.4	7.8	11.6	4.2	9.8	1.5	0.45
12.7	1350	5.6	8.5	14	4.5	11.65	1.5	0.60
12.7	1350	8.15	8.5	16.7	4.5	11.65	1.5	0.69
15.88	1750	6.45	10.05	19.5	5	14.40	2	0.98
15.88	1750	9.3	10.05	20.6	5	14.40	2	1.04
19.05	2000	12	12	30	6	18	3	1.39
25.4	2600	13	14	30	7	22	3	2.21
25.4	4000	16	16	37	9	23.5	4	2.96
30	3600	17	16	41.5	9	24	4	2.81
31.75	4300	20	39	40.5	9	26	4	3.49
32	3000	18	16	39	8	20	4	2.17
35	4500	18	18	39	10	28	4	3.29
38	2600	22	16	38	9	21	3	2.11
38.1	5500	23	22	52	11	33	6	6.12
40	5000	21	20	46	10	27	5	4.0
41.3	3000	26	20	42.8	9.5	25	3	3.04
44.45	10000	25	25.4	55	14	40	6	7.43
45	8500	20	25.4	45	14	36	5	7.06
50.8	16000	31	32	60	17	47	8	10.18

表 15—2 無聲鏈的各部尺寸 (參看圖 15—2)

節距 t	寬度 b (毫米)	破壞載荷 Q (公斤)	軸銷長度 l (毫米)	鏈板厚度 S (毫米)	軸銷直徑 d (毫米)	1 米長的重量 (公斤)
$\frac{1}{2}''$ (12.7)	19	1900	25	1.5	3.45	1.13
	23.5	2350	29.5			1.43
	29.5	2950	35.5			1.79
	36	3600	42			2.19
	42	4200	48			2.56
	48.5	4850	54.5			2.94
	54.5	5450	60.0			3.32
	69	6900	75			4.18
	81.5	8150	87.5			4.95
	94	9400	100			5.71
$\frac{5}{8}''$ (15.87)	107.5	10750	113.5	1.5	3.9	6.45
	29.5	3540	35.5			2.15
	36	4320	42.0			2.57
	42	5040	48			3
	48.5	5820	54.5			3.44
	54.5	6540	60.5			3.85
	69	8280	75			4.85
	81.5	9780	87.5			5.72
	94	11280	100			6.60
	107.5	12900	113.5			7.51
$\frac{3}{4}''$ (19.05)	126	15120	133	1.5	4.9	8.75
	36	5350	42			2.97
	42	6250	48			3.42
	48	7200	54.5			3.94
	54.5	8100	60.5			4.42
	69	10250	75			5.53
	81.5	12100	87.5			6.58
	94	14000	100			7.58
	107.5	16100	113.5			8.66
	126	18900	132			10.14
	138.5	20800	144			11.14
	151	22300	157			12.40
	176	26400	183			14.14
$1''$ (25.4)	201.5	30300	207.5	1.5	5.9	16.28
	55.5	9400	63.5			7.01
	80.5	13500	88.5			10.16
	97.5	16400	105			12.23
	105	17700	113			13.22
	125	21200	133			16.16
	158.5	26800	166.5			19.91
	183.5	31000	191.5			23.03
$1\frac{1}{4}''$ (31.75)	208.5	35200	216.5	2.0	7.9	26.16
	257.5	43500	265.5			30.90
	82	20500	90			15.18
	107.5	26900	115.5			17.26
	126.5	31600	134.5			20.30
	152	38000	160			24.38
	203	50800	211			32.51
	253	63200	261			40.51
	278.5	69500	286.5			44.63

的齒數，則鏈條的長度可作如下的近似計算：

由第十二章(12—11)式，已知開口皮帶的長度為

$$L = \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + 2A + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4A}$$

在上式中，用 $L = Zt$ ， $\pi D_1 \approx Z_1 t$ ， $\pi D_2 \approx Z_2 t$ ，代入，則得鏈條的近似長度為

$$L = Zt \approx \frac{Z_1 t + Z_2 t}{2} + 2A + \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \right)^2 \frac{t^2}{A} \dots (13-1)$$

鏈輪的中心距離，如前節所述最大可達 8 米。但在正常情況通常都取 A 小於此數。例如

對於滾子鏈： $A_{max} = 6 \sim 3$ 米

$$A_{norm} = (40 \sim 50)t$$

$$A_{min} \approx 1.5 D_{max}$$

對於無聲鏈： $A_{max} = 3.5$ 米

$$A_{norm} = (40 \sim 50)t$$

$$A_{min} \approx 1.5 D_{max}$$

式中 D_{max} 為大鏈輪的直徑。

13—3 鏈輪的最大轉速

參照圖 13—3，假定： q 為每米長鏈條的重量（公斤）， ω 為鏈條對於鏈輪的相對角速度（即鏈輪的角速度）， V_0 為鏈節重心對於鏈

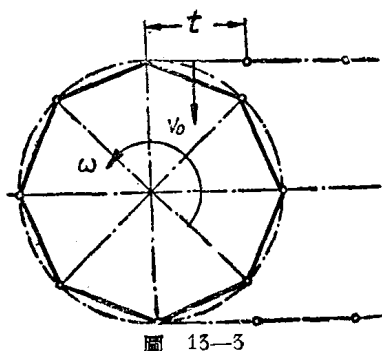


圖 13-3

輪的相對速度 (米/秒), g 為自由落體加速度 (米/秒²), t 為鏈條的節距 (毫米), E 為鏈條進入鏈輪時它們之間所產生的衝擊動能, 則

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{1}{2} m V_0^2 = \frac{1}{2} m \left(\frac{t}{2} \times \omega \right)^2 \\
 &= \frac{1}{2} \left(\frac{q t}{1000 g} \right) \left(\frac{t}{2 \times 1000} \times \frac{\pi n}{30} \right)^2 \\
 &= \frac{q t^3 n^2}{C} \dots \dots \dots (13-2)
 \end{aligned}$$

式中, C 為常數。由此式可以看出, 如果將 t 加大, 則衝擊動能 E 與鏈條的磨損將隨之加大。因此為了減小磨損起見, 應該採用較小的 t 值。但就另一方面來說, 如果 t 值減小, 則鏈條每單位長度的重量 q 值將加大, 因而由離心力所引起的附加載荷也隨之加大。不過總的說來, 由於 t 的減小對於磨損減小的影響比較顯著, 並且由於 t 的減小, 在不增加鏈輪直徑的條件下, 鏈輪的齒數可以增多, 因此運轉也比較平穩, 所以當轉速 n 越大時, 應該選擇越小的節距 t 。

設 d 為鏈條滾筒的直徑 (毫米), l_p 為滾筒的長度 (毫米), 則單位面積上的衝擊動能為

$$e = \frac{E}{d l_p} = \frac{q t^3 n^2}{C d l_p}$$

根據 e 不超過許用值 e_{don} 的條件, 可求得鏈輪每分鐘最大的容許轉速為

$$n_{max} = \sqrt{\frac{C d l_p e_{don}}{q t^3}} \dots \dots \dots (13-3)$$

式中, C 為常數, e_{don} 值可由實驗求得, 它的大小隨小鏈輪的齒數 Z_1 而定, 所以最大轉速可由上式計算而得。但是實際上由於安裝的誤差, 鏈輪不應該在這最大的轉速下工作。

根據上述理論, 對於鏈條節距 t 的選擇, 通常都採用下列的經驗公式計算:

$$\text{對於滾子鏈} \quad t = \frac{4760}{\sqrt[3]{n^2 Z_1}} \dots\dots\dots(13-4)$$

$$\text{對於無聲鏈} \quad t = \frac{5800}{\sqrt[3]{n^2 Z_1}} \dots\dots\dots(13-5)$$

式中, n 為小鏈輪的每分鐘轉速, Z_1 為小鏈輪的齒數。

13—4 鏈條的載荷與安全係數

設 P_0 為鏈條在工作時所受的總載荷, 則

$$P_0 = P + P_{q\phi} + P_f \dots\dots\dots(13-6)$$

式中, P 為鏈條的圓周力, 其值為

$$P = \frac{75N}{V} \dots\dots\dots(13-7)$$

$P_{q\phi}$ 為鏈條所受的離心力, 與皮帶傳動一樣, 其值為

$$P_{q\phi} = \frac{qV^2}{g} \dots\dots\dots(13-8)$$

P_f 為鏈條由於其本身重量下垂而產生的拉力, 此拉力的求法如下:

在圖 13—4 中, 假定 A, B 為鏈條的兩支點, $\widehat{ACB}$ 弧為鏈條因其本身重量而下垂的情形。 A, B 間的距離 L 稱為跨度 (對於傳動鏈

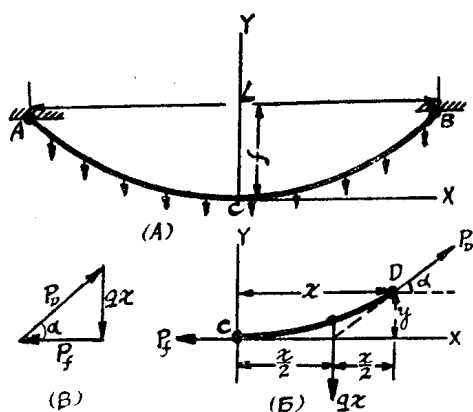


圖 13—4

條, L 約等於兩鏈輪的中心距離), f 稱為鏈條的垂度。因為傳動鏈條的 f 值通常都很小(約等於 L 的 2.5—5%), 所以我們可以假設鏈條的重量 q (公斤/米) 是沿 AB 間平均分佈的, 例如距 C 點 x 處 $\widehat{CD}$ 弧的重量就約等於 qx (參看圖 13—4 B)。由此根據

力的平衡條件可得

$$\frac{dy}{dx} = \tan \alpha = \frac{qx}{P_f}$$

式中, P_f 為鏈條在 C 點的水平拉力(常數)。

將上式積分可得

$$y = \frac{qx^2}{2P_f} + C'$$

在 C 點, $x=0$, $y=0$, 所以積分常數 $C'=0$ 。又在 A, B 兩點處, 因為 $x = \pm \frac{L}{2}$, $y=f$, 代入上式得鏈條在 A 或 B 點的水平拉力(或鏈條由於其本身重量下垂, 因而在其與鏈輪接觸點上所產生的切線水平力)為

$$P_f = \frac{qL^2}{8f}$$

如果用 $K = \frac{1}{8} \frac{L}{f}$ 代入上式, 則

$$P_f = K q L \dots \dots \dots (13-9)$$

因爲 $\frac{f}{L} = 0.025 \sim 0.05$, 所以 $K = 5 \sim 2.5$ 。實際上通常對於兩輪中心連線與水平線夾角小於 40° 的鏈條傳動都取 $K = 2 \sim 2.5$ 。大於 40° 時則取 $K = 1.0$ 。

設 Q 爲鏈條的破壞載荷, n 爲鏈條的安全係數, 則由 (13—6) 式計算的結果, 可以求得

$$n = \frac{Q}{P_0} \dots\dots\dots(13-10)$$

由上式所得的安全係數 n , 不應小於表 13—3 與表 13—4 中所列的數值。

表 13—3 由速度與鏈輪齒數而定的安全係數 n

鏈 條 速 度 V (米/秒)	n		鏈 條 速 度 V (米/秒)	n	
	$Z_1 \geq 17$ 的滾子鏈	$Z_1 \geq 19$ 的無聲鏈		$Z_1 \geq 17$ 的滾子鏈	$Z_1 \geq 19$ 的無聲鏈
0.5	12	—	5	25	28
1.0	13	20	6	27	30
1.5	15	—	7	30	32
2	16	22	8	—	34
3	19	24	9	—	36
4	22	26			

表 13—4 由節距而定的安全係數 n

節距 t (吋)	n		節距 t (吋)	n	
	滾 子 鏈	無 聲 鏈		滾 子 鏈	無 聲 鏈
$\frac{3}{8}$	100—80	75	$1\frac{1}{2}$	30	40
$\frac{1}{2}$	80—70	65	$1\frac{3}{4}$	25	35
$\frac{5}{8}$	70—60	60	2	20	30
$\frac{3}{4}$	60—50	55	$2\frac{1}{2}$	15	25
1	50—40	50	3	15	20
$1\frac{1}{4}$	35	45			

13—5 鏈 輪 的 構 造

圖 13—5 (A) 所示, 為滾子鏈鏈輪的齒廓, 其中 d 為滾筒的直徑, D_0 為節圓的直徑, D_{nap} 為齒頂圓的直徑, t 為鏈條的節距。設 Z 為

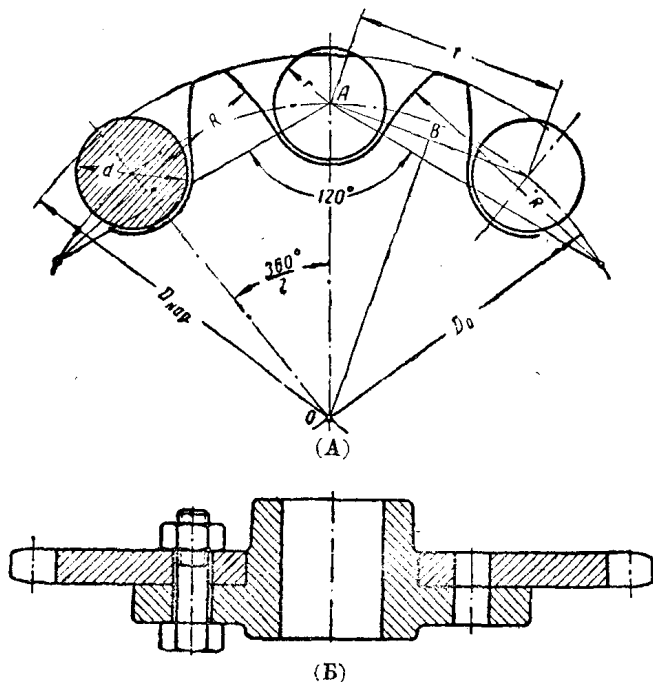


圖 13—5 上

鏈輪的齒數, 則由直角三角形 ABO 中, 可得

$$AB = AO \sin \angle AOB$$

即 $\frac{t}{2} = \frac{D_0}{2} \sin \frac{360^\circ}{2Z}$, 由此得節圓的直徑為

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \dots\dots\dots (13-11)$$