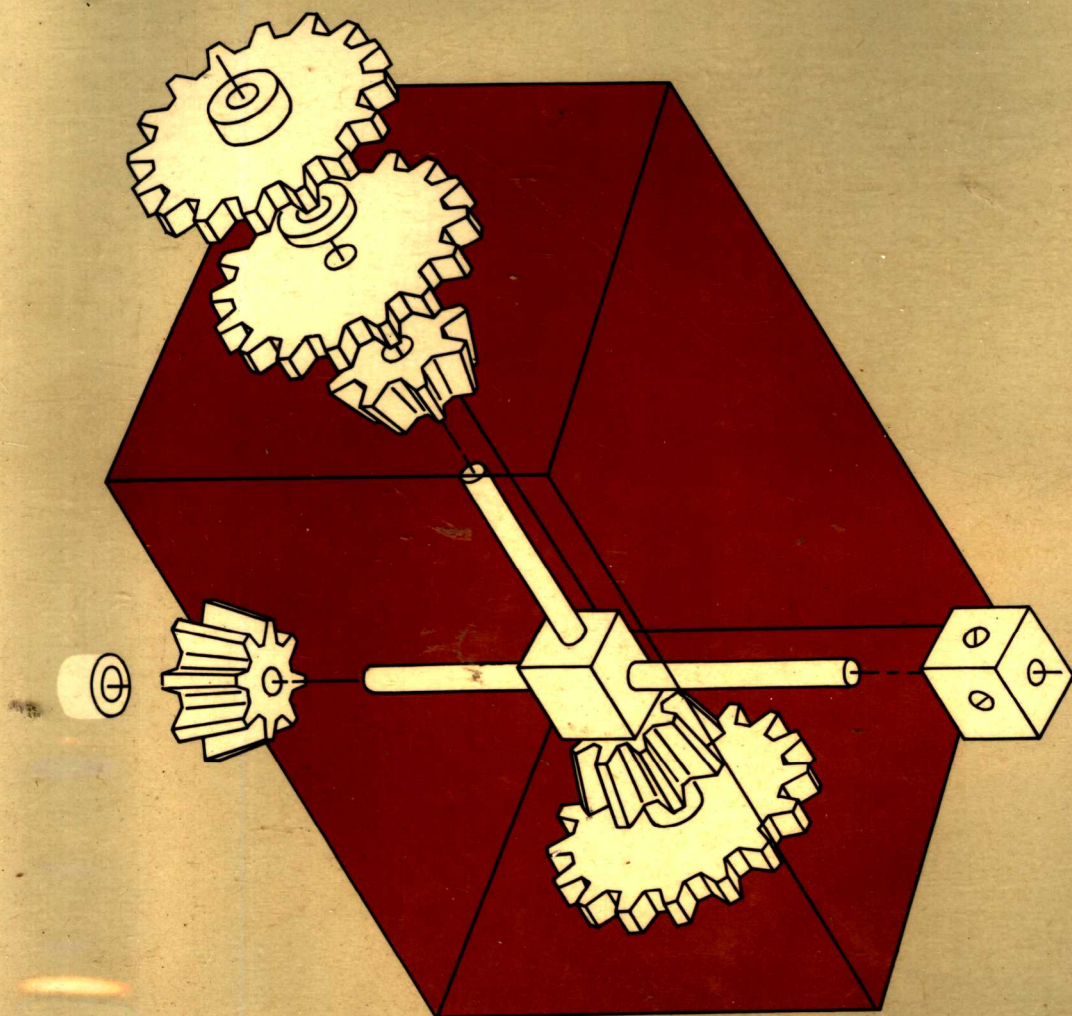


機 械 設 計

算 例 與 詳 圖

譯 述 者 彭 源 昌 劉 威 士 古 希 人
詹 德 隆 威 士 威



發 行 者 科 技 圖 書 股 份 有 限 公 司

機 械 設 計

算 例 與 詳 圖

譯述者 彭 源 昌 劉 威 士 古 希 人
詹 德 隆 威 威

發行者 科技圖書股份有限公司

本公司經新聞局核准登記
登記證局版台業字第1123號

書名：機械設計算例與詳圖
譯述者：彭源昌、劉威士、古希人
詹德隆、戚威
發行人：趙國華
發行者：科技圖書股份有限公司
台北市重慶南路一段49號四樓之一
電話：3118308・3118794
郵政劃撥帳號 15697
六十五年一月初版
七十二年七月十版
特價新台 \$62.00

前 言

民國六十年本公司創立時，曾分請詹德隆、彭源昌、劉威士、古希人、戚威諸先生等譯述日本歐姆社出版之“機械設計製圖演習”一書。是年年終，詹德隆先生首將鍋爐設計部分如約交稿，旋即依原稿付印冠以鍋爐設計書名刊印，圖文清晰，內容實用，深得各界好評。六十二年春，彭源昌教授亦將“動力鉸車”、“油壓千斤頂”、“蝸桿減速裝置”及“螺旋齒輪減速裝置”等四篇譯稿送來，六十二年終劉威士先生所譯之“手鉸車”稿及戚威先生之“泵”稿同時送到，六十三年春古希人先生所譯之“吹風機”與“吊重機”兩稿交來，至此積稿已盈尺，但工作機械（車床）沖床與汽油引擎等三篇仍未送到。四年來人事滄桑，無法再遷延，決定放棄原定計劃，將已到的稿件加以整理，合併成爲一冊，其被放棄部分，亦因鑒於本國機械工業技術之進步，此類專門性的機械設計已趕上時代，例如原書之工作機械設計已經落伍，本國之“數值控制”（N.C）機械已能自造，即予省去亦屬無妨。經取精用宏後，全書共得 390 頁，不但檢讀容易，並可減低書價以資普及。

本書以簇新的創意，開拓機械設計新觀念，融合理論與實際，貫通學習與躬行，由機械元件之基本原則，串聯成整體機械的設計。將學習的課程帶到真實的設計實務。此種特點，爲其他同類書籍所未有。原書執筆人，大部爲大學教授，具有崇高之學術地位與豐富之經驗，以其誠摯的態度、細緻的描寫成書，實屬不易多得之佳構。本公司所邀請的譯者亦均各具專長，精通此道，而其譯筆之流暢易讀，實難能而可貴。本公司編輯部同仁亦出其熱忱，不惜犧牲將原稿的優點盡量保持，所有附圖附表以及文中算式均保持清晰正確。本書自六十一年初開始出版以來，延至今日始得告一段落，先後達四年之久，此中艱苦一言難盡，謹將始末寫出，幸垂察焉。

科技圖書股份有限公司

412t 628/04

機械設計算例與詳圖

目 錄

第一篇 手絞車

1. 鋼索	1
2. 捲筒	2
3. 齒輪裝置	3
4. 中間軸	6
5. 把柄軸	8
6. 曲柄把手	8
7. 捲筒軸	9
8. 差動剎車	11
9. 棘齒輪	13
10. 棘齒輪軸	14
11. 支架	14
12. 滑動軸承	14

第二篇 動力絞車

1. 基本設計	22
2. 絞筒	29
3. 繩滑輪	30
4. 齒輪減速裝置	33
5. 軸	41
6. 軸承	46
7. 制動器	50
8. 離合器	55
爪與棘輪	59

第三篇 泵

1. 泵徑決定	74
2. 泵之全揚程之決定	74
3. 原動機之旋轉數與所需動力之決定	78
4. 叶輪之設計	81
5. 導引叶板之設計	86
6. 螺卷室之設計	87
7. 軸之設計	88
8. 泵推力檢討	89
9. 軸承之設計	91
10. 填料匣之設計	92

第四篇 吹風機

1. 配管損失	102
2. 氣態計算	103
3. 形式及原動機之決定	105
4. 叶輪設計	109
5. 筒體設計	113
6. 叶輪之強度計算	116
7. 軸之設計	118
8. 軸承之設計	121
9. 性能曲線	122

第五篇 油壓千斤頂

1. 槓桿之長度	136
2. 油缸襯套筒之內徑	136
3. 柱塞泵之直徑	149
4. 溜塊各部份之尺寸	153
5. 外筒	156
6. 柱塞泵之接裝部份	157

7. 槓桿支架	160
8. 槓桿	160
9. 油止回裝置	161

第六篇 吊重機

1. 鋼架部份	177
2. 機械部份	190

第七篇 鍋爐設計

第一章 火管式圓形鍋爐之設計	249
1.1 熱的考察	249
1.2 選擇材料	251
1.3 鍋爐各部份的強度計算	253
零件明細表	274
第二章 水管式鍋爐之設計	288
2.1 熱的設計	288
2.2 強度設計	298
零件明細表	314
第三章 鍋爐的焊接設計	323
3.1 概要	323
3.2 選定材料	323
3.3 從焊接的觀點，探知諸材料之性質	326
3.4 焊接接頭的種類	330
3.5 焊接接頭的強度	331
3.6 鍋爐各部的焊接設計	335
3.7 焊接用語的解釋	343

第八篇 蝸桿減速裝置

1. 設計之方針	345
2. 螺桿及蝸輪	346
3. 蝸輪之設計	347

4. 軸承之設計	350
5. 軸聯結器之設計	357
6. 軸之設計	361
7. 軸承壓緊托之設計	368
8. 輪轂之設計	369
9. 潤滑方法	369
10. 密封裝置	369

第九篇 螺旋齒輪減速裝置

1. 設計之方針與順序	377
2. 螺旋齒輪之設計	377
3. 軸之設計	383
4. 軸承之設計	385
5. 轂之設計	387

第十篇 車床設計

第一章 基本設計與計算	391
1.1 機械構造與主要尺寸	391
1.2 作用力與最大值的決定	391
1.3 主軸速度	392
1.4 主軸速度變換機構	392
1.5 電動機的輸出力	393
1.6 帶動帶輪	394
1.7 齒輪	394
1.8 驅動軸	395
1.9 主軸	396
1.10 主軸承	396
1.11 切螺絲用齒輪組	396
1.12 進刀傳動機構	397
第二章 其他各部的設計	397
2.1 概說	397

2.2	主軸台·····	397
2.3	對心架·····	398
2.4	往返台及前調齒輪箱·····	398
2.5	進刀齒輪節及側面齒輪·····	398
2.6	床與腳架·····	398
2.7	電力裝置·····	398
2.8	附件·····	399

概 說

原著者 塩見春雄

譯述者 劉衛士

絞車，係用一根鋼索（或鏈條），將物件由下經捲筒提升至指定高處之機械。舉凡礦場、土木工程、鐵路、鋼鐵工業、造船、林場以及其他生產事業使用極多。依其使用場所及目的而有各種不同之型式。絞車，通常分為手搖式與動力式兩種。手搖式係用人力搖動曲柄手把，經一段或二段減速齒輪裝置，轉動捲筒，將鋼索絞捲。由於使用人力，故提重能力較小。減速機構，常用正齒輪，但亦有使用蝸輪者。為防止倒轉，在捲筒之同軸上設有棘齒輪及制動裝置。當載重下降時，由棘齒打開制動裝置使其緩緩降下。

載重小者，可用一段減速，中載重以上，用二段減速。一般言之絕少用三段減速者。於必要時，可用套鉤直接扣在鋼索前端；如使用滑輪組，則更易減速。

動力絞車，由原動機（以電動機為主）將捲筒旋轉，較用手動式之作業能率倍增；常用者計有單筒式與複筒式兩種，其種類則以原動機之輸出力表示之。詳見本書第二篇。

絞車之設計，包含主要機械元件，乃為最基本之設計製圖項目。本章所設計之絞車為一簡單小型手搖式，能量為2.5公噸，適於礦場、土木施工及營造工程用。

設計例題

用 途：土木施工用

絞車載重：2.5 噸(t)

揚 程：50 公尺(m)

設計絞車時，其各部分應按標準規格，但為求生產事業之安全計，尚需同時依照勞動安全衛生規則設計之。

設計絞車時之主要項目分列如下：

- | | | |
|---------|---------|----------|
| (1)鋼索 | (5)把柄曲 | (9)棘齒輪裝置 |
| (2)捲筒 | (6)曲柄把手 | (10)棘齒軸 |
| (3)齒輪裝置 | (7)捲筒軸 | (11)支架 |
| (4)中間軸 | (8)差動利車 | (12)滑動軸承 |

茲照上列順序，分別說明並附計算例題。

1. 鋼 索

設計絞車時，首先用普通斷裂載重與揚程，以決定鋼索直徑。所謂斷裂載重，係指絞捲載重，乘上安全因數而言；按勞動安全衛生規則，安全因數規定如下：

鋼索之安全因數（factor safety）：(1)人與機械共用之電梯為10以上，(2)其他起重機為6以上，(3)拉

第一篇

手 絞 車

線為4以上。

以上所指之起重機為：

- (1)絞捲能力在3噸以上；
- (2)附有抓舉之起動機，其抓舉能力在0.5噸以上；
- (3)主支桿或梁之長度在10公尺以上之起重機；
- (4)絞捲能力在2噸以上之轉盤式起重機；
- (5)提高15公尺以上，輸送混凝土用之起重機；
- (6)裝載能力在2噸以上之人與物料共用，或載物專用之起重機。

凡不使用動力者，不在此限。故手搖式絞車之安全因數，可採用6。

斷裂載重及鋼索直徑，單線直徑，可用次式定之：

$$Q = P \times S \text{ (噸)} \quad (1.1)$$

式中Q：斷裂載重(噸)，P：絞捲重(噸)，

S：安全因數=6。

鋼索規定如表2.3（註：第二篇動力絞車所附之表）

所示，依使用條件區分自1號至17號，共17種；8號及9號，另有a, b兩種規定。又依其搓捲法，如圖1.1所示，計分：(1)普通Z搓捲（右搓），(2)普通S搓捲（左搓），(3)lang Z搓捲及(4)lang S搓捲等四種。至於

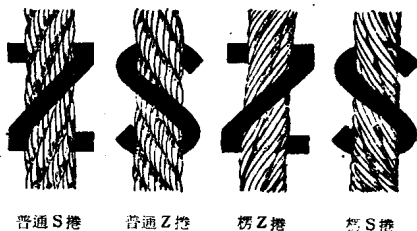


圖 1.1 搓捲種類

鋼索直徑之表示，如圖1.2所示，係按其外接圓直徑表示之。

〔例題計算〕計算鋼索，

首先由1.1式求斷裂載重：

$$\begin{aligned} Q &= P \times S = 2.5 \times 6 \\ &= 15 \text{ 噸} \end{aligned}$$

茲由(2.3)表選取3號(6×19)，用普通lang Z與S搓



圖 1.2 鋼索直徑

表1.1 許可應力

材 料	引 張			壓 縮		彎 曲			剪 切			扭 轉			備 註
	$\sigma_t(\text{kg/cm}^2)$			$\sigma_c(\text{kg/cm}^2)$		$\sigma_b(\text{kg/cm}^2)$			$\sigma_s(\text{kg/cm}^2)$			$\tau(\text{kg/cm}^2)$			
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c	
熟 鐵	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	360	240	120	表中數值係指不受衝擊，如受衝擊，則減半用之。如有不明內力，應取其小者。巴氏比 $a : b : c = 3 : 2 : 1$ 。一定大小之力作用於一定方向用 a 。力之方向雖同，但其大小作週期變化用 b 。內力之方向不同時用 c 。
軟 鐵	900	600	300	900	600	900	600	300	720	480	240	600	400	200	
	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	
	1500	1000	500	1500	1000	1500	1000	500	1200	800	400	1200	800	400	
	1200	300	400	1200	800	1200	800	400	960	640	320	900	600	300	
硬 鋼	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	~	
	1800	1200	600	1800	1200	1800	1200	600	1400	960	480	1440	960	480	
熱處理彈簧鋼	—	—	—	—	—	7500	500	—	—	—	—	6000	4000	—	
鑄 鋼	600	400	200	900	600	750	500	250	480	320	160	480	320	160	
	1200	800	400	1500	1000	1200	800	400	960	840	320	960	640	320	
鑄 鐵	300	200	100	900	600	420	280	140	300	200	100	300	200	100	
輾壓鋼	600	300	—	400	270	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	540	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
磷青銅	700	450	—	600	—	—	—	—	500	320	—	300	200	—	
	—	—	—	900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
青 銅	300	200	100	300	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
黃 銅	210	140	—	400	270	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
銅 桿	400	200	—	—	—	—	—	—	170	110	—	—	—	—	

捲鋼索：由表 2.5 (a)，按斷裂載重，求鋼索直徑。同樣由表 2.6 可得其單線直徑：

鋼索直徑 $d = 18 \text{ mm}$

單線直徑 $\delta = 1.21 \text{ mm}$

2. 捲 筒

捲筒，一般用鑄鐵 (FC15 以上) 製成，但亦有用鋼料 (SS41 以上) 製造者。

捲筒之直徑與長度，係依所用鋼索之全長，能繞捲其上並留有相當餘裕者為佳。一般捲筒之直徑，依使用鋼索直徑並用下式決定之。此處所指捲筒直徑，係依所繞鋼索之中心為準。

$$D = 25d \text{ (勞動安全衛生規定)} \quad (1.2)$$

$$D = 20d \text{ (土木施工用)} \quad (1.3)$$

$$D = (500 - 600)\delta \text{ (理論值)} \quad (1.4)$$

D ：捲筒直徑 (mm)， d ：鋼索直徑 (mm)， δ ：單線直徑 (mm)。

若捲筒直徑過小，鋼索上將產生大彎應力，致傷及鋼索本身。又捲筒之長度，可由所需之揚程定得。

$$n = \frac{1000L}{D\pi} + (2 \sim 3) \text{ (除裕捲數)} \quad (1.5)$$

$$p = d + (1 \sim 3) \quad (1.6)$$

$$B = n \times p = \left(\frac{1000L}{D\pi} + 2 \sim 3 \right) p \quad (1.7)$$

n ：捲數， L ：揚程 (m)， D ：捲筒直徑 (mm)， B ：捲筒長度， d ：鋼索直徑 (mm)， p ：捲筒之槽距 (mm)。

動力絞車捲筒之最小尺寸，如表 2.11 所規定。手搖式絞車捲筒之最大尺寸，並無規定。使用該表，比較便利。

在捲筒外周，另附螺旋槽溝，以保護鋼索。表 2.12 所示為捲筒用槽溝尺寸。

求捲筒之壁厚，可用次式。

$$t_a = \frac{P}{f_c \times p} \text{ (單層捲時)} \quad (1.8)$$

$$t_a = \frac{(1.5 \sim 1.7)P}{f_c \times p} \text{ (二層捲時)} \quad (1.9)$$

t_a ：捲筒厚度 (cm)， P ：捲筒載重 (kg)， p ：槽距

(cm), f_c : 材料之許可壓應力(kg/cm²) (見表 1.1)。

鑄鐵 FC = 600 kg/cm²

鑄鋼 SC = 600 ~ 1000 kg/cm²

中硬鋼 SS = 800 ~ 1200 kg/cm²

以上數值, 適用於受活載重情形。

[例題計算] (件號 103)

該絞車係用於土木施工方面, 捲筒直徑 D , 可用 (1.3) 式定出:

$$D \geq 20d = 20 \times 18 = 360 \text{ mm}$$

捲筒上鋼索捲數 n , 用 (1.5) 式求得:

$$n = \frac{1000L}{D\pi} + 3 = \frac{1000 \times 50}{360 \times 3.14} + 3 = 48 \text{ 捲}$$

捲筒之槽距, 由 (1.6) 式求得:

$$p = d + 2 = 18 + 2 = 20 \text{ mm}$$

捲筒長度, 因鋼索採用二層捲, 故一次用 25 捲, 利用 (1.7) 式得:

$$B = n \times p = 25 \times 20 = 500 \text{ mm}$$

實際上因螺桿頭突出, 該部分應予估入。

捲筒厚度, 因用二層捲, 可用 (1.9) 式求得:

$$t_s = \frac{(1.5 \sim 1.7) P}{f_c \times p} = \frac{1.5 \times 2500}{600 \times 2.0} = 3.12 \approx 32 \text{ mm}$$

一般估計應加 10% 的餘裕。

故 $t_s = 32 \times 1.1 = 35 \text{ mm}$ 。

3. 齒輪裝置

(1) 齒輪比

求齒輪比時, 首先求減速比 i , 其式如下:

$$i = \frac{\eta a K}{P R} \quad (1.10)$$

i : 減速比, a : 曲柄把手長度 (cm), R : 捲筒半徑 (cm), K : 人力 (kg) ... 見 (表 1.2), P : 捲筒所受載重 (kg), η : 全效率 = $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$, η_1 : 捲筒之機械效率, η_2, η_3 : 各段之齒輪效率。

表 1.2 人力與速度

動作	人力 (kg)	速度 (m/s)
拔鎖 如, 鏈鎖	25	0.3
拉手柄 如, 手剎車	20	1.0
旋轉手柄 如, 手動絞捲機	15	0.3

若將摩擦軸承加入考慮, 一組正齒輪之效率如下:

$\eta = 0.90 \sim 0.92$ 鑄造齒輪用

$\eta = 0.94 \sim 0.96$ 機銑齒輪用

齒輪尺寸, 應依其強度算定。由以下強度計算式求得模數 (module)。齒輪各部尺寸即可決定。手搖用齒

輪, 其速度較低, 可用次式求之:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot M_s}{C \phi Z}} \quad (1.11)$$

t : 周節 (cm), Z : 齒數, B : 齒寬,

M_s : 旋轉力矩 = $P \times R$ = 鋼索之張力載荷 $\times$ 捲筒半徑 (kg·cm)

C : 齒之強度係數, (18~30) ... 鑄鐵 (FC) 用, (36~60) ... 鑄鋼 (SC) 用。

ϕ : $B/t = 2 \sim 3$ (鑄造齒用), $3 \sim 5$ (機銑齒用)。

以上周節 t 算出後, 可求其模數, 由 $M = t/\pi$ (由 1.3 表) 式得齒輪比。一般齒輪之最少齒數, 以用 12 齒以上為宜。

表 1.3 模數標準值 (mm)

0.1	0.4	0.8	2	4	8	16
0.15	(0.45)	(0.9)	(2.25)	(4.5)	(9)	(18)
0.2	0.5	1	2.5	5	10	20
0.25	(0.55)	1.25	(2.75)	(5.5)	(11)	22
0.3	0.6	1.5	3	6	12	25
(0.35)	(0.7)	(1.75)	(3.5)	(7)	(14)	

附有括號者最好不要使用

(2) 齒之強度

依壓力角為 $14\frac{1}{2}^\circ$ 或 20° 之標準齒形, 以設計齒輪之強度公式, 雖有多種; 但最為一般所使用者為路易史 (Wilfred Lewis) 氏公式。

如圖 1.3

所示, 在節圓之切線方向, 傳達力 F , 作用於一枚齒端上; 但可設想成均佈作用在整個齒寬上, 其式如下:

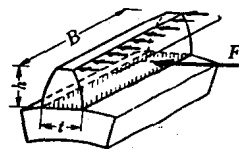


圖 1.3

$$F = \frac{\sigma}{10} B \pi M y \quad (1.12)$$

F : 安全傳達之切線力 (kg), B : 齒寬 (cm),

M : 模數 (mm), y : 齒形係數,

σ : 依圓周速率而定之齒輪材料使用應力 (kg/cm²)。

使用應力 σ 值, 係按材料強度 σ_0 (kg/cm²), 齒輪節圓之周速 v (m/s), 以及加工程度等項決定之。

(a) 低速率用 ($v = 10$ m/s 以下): 機械加工, 或機械粗加工之粗齒。

$$\sigma = \sigma_0 \frac{3.05}{3.05 + v} \quad (1.13)$$

(b) 中速率用 ($v = 5 \sim 20$ m/s): 機械加工之中度加工齒。

$$\sigma = \sigma_0 \frac{6.1}{6.1 + v} \quad (1.14)$$

(c) 高速率用 ($v = 20 \sim 80$ m/s): 正確機械加工、鉋磨、銑磨等之精密加工齒。

$$\sigma = \sigma_0 \times \frac{5.55}{5.55 + \sqrt{v}} \quad (1.15)$$

σ_0 為材料張力, 其安全因數為 3~6; 連續使用者取其大值, 不常使用者取其小值, 普通可用取(表 1.4)之許可值。

表 1.4 齒輪材料之許可應力 σ_0

材料	應力 σ_0 (kg/cm ²)	材料	應力 σ_0 (kg/cm ²)
鎳 鎳 鋼	2500~3800	黃 銅	500
鎳 鋼	3000	鑄 鐵	560
工 具 鋼	1600	膠 木	420
鍛 鋼	1400	生 皮	200~350
鑄 鋼	1100~1250	紙	200
錳 青 銅	1000	木	120
青 銅	650		

又齒形係數 y 值, 可由次式求之:

14°並齒之漸開線齒形, 設齒數為 Z 則:

$$y = 0.124 - \frac{0.684}{Z}$$

20°並齒之漸開線齒形, 及螺旋齒輪時

$$y = 0.154 - \frac{0.912}{Z} \quad (1.17)$$

表列如 1.5 表所示。

表 1.5 齒形係數之值

齒數 Z	壓力角		齒數 Z	壓力角	
	14 $\frac{1}{2}$	20°		14 $\frac{1}{2}$	20°
12	0.067	0.078	27	0.100	0.111
13	0.071	0.083	30	0.101	0.114
14	0.075	0.088	34	0.104	0.118
15	0.078	0.092	38	0.106	0.122
16	0.081	0.094	43	0.108	0.126
17	0.084	0.096	50	0.110	0.130
18	0.086	0.098	60	0.113	0.134
19	0.088	0.100	75	0.115	0.138
20	0.090	0.102	100	0.117	0.142
21	0.092	0.104	150	0.119	0.146
23	0.094	0.106	300	0.122	0.150
25	0.097	0.108	齒 條	0.124	0.154

(3) 齒輪各部之計算

[例題計算] 首先求出減速比 i , 若 $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \times 0.95 \times 0.95 = 0.85$, $a = 45$ cm, $K = 30$ kg (2 人合力), $P = 2500$ kg, $R = 18$ cm, 由 (1.10) 式得:

$$i = \frac{\eta a K}{PR} = \frac{0.85 \times 45 \times 30}{18 \times 2500} = \frac{1}{35} = \frac{1}{5} \times \frac{1}{7}$$

各段之段數為

$$\frac{1}{35} = \frac{1}{5} \times \frac{1}{7} = \frac{12}{60} \times \frac{12}{84}$$

第一段為 12 齒: 60 齒

第二段為 12 齒: 84 齒

在以下求模數時, 一併計算其強度:

第一段: 若旋轉力矩 $M_a = P \times a = 30 \times 45 = 1350$ (kg·cm), 由 (1.11) 式得

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_a}{C\phi Z}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi \times 1350}{30 \times 4 \times 12}} = 1.8$$

$$M = \frac{t}{\pi} = \frac{1.8}{3.14} = 0.57 \approx 6$$

第二段: 若旋轉力矩 $M_a = P \times a = 2500 \times 16 = 40,000$ (kg·cm)

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M_a}{C\phi Z}} = \sqrt[3]{\frac{2\pi \times 40000}{30 \times 4 \times 84}} = \sqrt[3]{\frac{251200}{10080}} = 2.92$$

$$M = \frac{t}{\pi} = \frac{2.92}{3.14} = 0.93 \approx 10$$

由此得齒形各部分之尺寸如下:

捲筒齒輪

齒頂高 $a : 10$ mm
 齒高 $b : 2.16M = 21.6$ mm
 齒厚 $t' : t/2 = M\pi/2 = 15.7$ mm
 節圓直徑 $D : ZM = 840$ mm
 齒外圓直徑 $D_b : D + 2M = 860$ mm
 齒寬 $B : 10M = 100$ mm

中間軸大齒輪 (第一段 60 齒, 模數 $M = 6$)

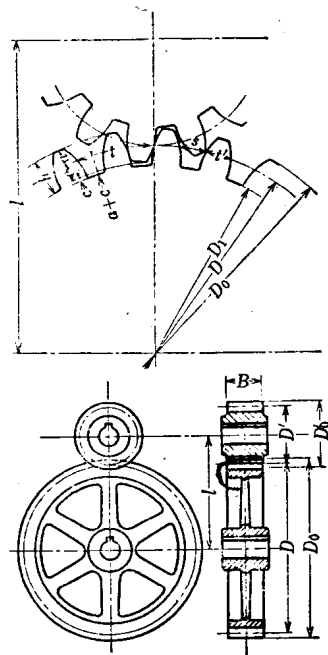
齒頂高 $a = 6$ mm
 齒高 $b : 2.16M = 12.9$ mm
 齒厚 $t' : t/2 = M\pi/2 = 9.4$ mm
 節圓直徑 $D : ZM = 360$ mm
 齒外圓直徑 $D_b : D + 2M = 372$ mm
 齒寬 $B : 10M = 60$ mm

	齒 輪 別	M	Z	D (mm)	B (mm)
第一段	大 齒 輪	6	12	72	60
	中間軸大齒輪	6	60	360	60
第二段	小 齒 輪	10	12	120	100
	捲 筒 齒 輪	10	84	840	100

表 1.6 正齒輪各部尺寸計算法（外裝齒輪用）

Z ：大齒輪齒數， Z' ：小齒輪齒數， t ：周節

名 稱	符號(單位)	計 算 式
模 數	$M(\text{mm})$	$M = \frac{t}{\pi} = \frac{D}{Z} = \frac{D_0}{Z+2} = \frac{D_0 - D}{2}$
齒 數	Z	$Z = \frac{D}{M} = \frac{D\pi}{p} = \frac{D_0 - 2M}{M}$
齒 頂 高	$a(\text{mm})$	$a = M$
齒 根 高	$e(\text{mm})$	$e = a + c = 1.16 M$
齒 間 隙	$c(\text{mm})$	$c = e - a = 0.16 M$
齒 高	$h(\text{mm})$	$h = a + e = 2.16 M$
齒 厚	$t'(\text{mm})$	$t' = \frac{t}{2} = \frac{M\pi}{2}$ 以節圓弧長測得
齒 隙	$s(\text{mm})$	$s = \frac{t}{2} = \frac{M\pi}{2}$ 以節圓弧長測得
輪 緣 厚	$T(\text{mm})$	$T = 1.5 M$ 或 $0.5 p$
節 圓 直 徑	$D(\text{mm})$	$D = ZM = D_0 - 2M = \frac{Z D_0}{Z + 2}$
齒頂圓直徑	$D_0(\text{mm})$	$D_0 = D + 2M = M(Z + 2)$
齒根圓直徑	$D_1(\text{mm})$	$D_1 = D - 2e = M(Z - 2.31)$
軸 間 距 離	$l(\text{mm})$	$l = \frac{D + D'}{2} = M(\frac{Z + Z'}{2})$
原動齒輪之節圓直徑	$D(\text{mm})$	$D = \frac{2l}{1+i} \quad (i = \frac{Z}{Z'} = 1 \text{ 對齒輪之轉數比})$
從動齒輪之節圓直徑	$D'(\text{mm})$	$D' = \frac{2l}{1+i} \quad (i = \frac{Z}{Z'} = 1 \text{ 對齒輪之轉數比})$
節圓周速	$v(\text{m/s})$	$v = \frac{D\pi n}{60 \times 1000} \quad (n \cdots \cdots \text{齒輪軸之旋轉數})$
齒 寬	$B(\text{mm})$	傳 動 齒 輪
		普通動作齒輪
		高速旋轉所生大力傳動齒輪
		$B = 6M$ $B \geq 2t$
		$10M$ $3t$
		$10 \sim 15M$ $3 \sim 5t$

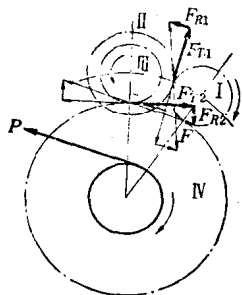


4. 中間軸

中間軸所負之載重，係捲筒齒輪與密接中間軸小齒輪之載重，以及二段減速時，手搖軸齒輪與其密接中間軸大齒輪之載重。當制車制動時，又受由制車帶之張力及扭力作用。

在計算中間軸時，可取上述之彎曲和扭轉兩作用。

(1) 齒輪齒面作用之力
在中間軸上，作用於齒輪面之力，如圖 1.4 所示。



首先齒輪 I 與齒輪 II 之切線方向力 F_{T1} ，由曲柄把手驅動，用下式計算之。

圖 1.4 作用於齒輪面之力

$$F_{T1} = \frac{K \cdot a}{r_1} \times \eta \quad (1.18)$$

又由於鋼索之拉應力而起者為

$$F_{T1} = \frac{P \times R}{r_4 \times \eta_1} \times \frac{r_3}{r_2} \times \frac{1}{\eta_2} \times \frac{1}{\eta_3} \quad (1.19)$$

此時半徑方向之力 F_{R1} 為

$$F_{R1} = F_{T1} \times \tan \alpha \quad (1.20)$$

其合成應力 F_1 為

$$F_1 = \sqrt{F_{T1}^2 + F_{R1}^2} \quad (1.21)$$

其次，齒輪 III 與齒輪 IV 之切線方向之力 F_{T2} 為

$$F_{T2} = \frac{P \times R}{r_4 \times \eta} \quad (1.22)$$

半徑方向之力 F_{R2} 為

$$F_{R2} = F_{T2} \times \tan \alpha \quad (1.23)$$

其合成應力 F_2 為

$$F_2 = \sqrt{F_{T2}^2 + F_{R2}^2} \quad (1.24)$$

上式中 K ：作用於曲柄把手之力 (kg)

a ：曲柄把手之臂長 (cm)

P ：鋼索之拉力載荷 (kg)

R ：捲筒半徑 (cm)

η ：齒輪傳動效率 (0.95 ~ 0.96)

α ：齒之壓力角 (20°)

r_1 ：齒輪 I 之半徑 (cm)

r_2 ：齒輪 II 之半徑 (cm)

r_3 ：齒輪 III 之半徑 (cm)

r_4 ：齒輪 IV 之半徑 (cm)

F_{T1} ：齒輪 I 與 II 之切線方向作用力 (kg)

F_{T2} ：齒輪 III 與 IV 之切線方向作用力 (kg)

F_{R1} ：齒輪 I 與 II 之半徑方向作用力 (kg)

F_{R2} ：齒輪 III 與 IV 之半徑方向作用力 (kg)

F_1 ：齒輪 I 與 II 之合成應力 (kg)

F_2 ：齒輪 III 與 IV 之合成應力 (kg)

(2) 中間軸上作用之水平載荷

若齒輪 I 與 II 互相嚙接時，半徑方向力為 F_{R1} ；齒輪 III 與 IV 互相嚙接時，切線方向力為 F_{T2} ，如圖 1.5 所示。軸端之反力 R_1 及 R_2 為

$$R_1 = \frac{F_{R1} \times (b+c) + F_{T2} \times c}{L} \quad (1.25)$$

$$R_2 = \frac{F_{R1} \times a + F_{T2} \times (a+b)}{L} \quad (1.26)$$

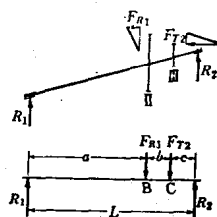


圖 1.5 水平載重 (中間軸)

設彎力矩分別為 M_a 及 M_b ，則

$$M_a = R_1 \times a \quad (1.27)$$

$$M_b = R_2 \times c \quad (1.28)$$

(3) 中間軸上作用之垂直載荷

若作用於齒輪 I 與 II 之切線方向力為 F_{T1} ，而齒輪 III 與 IV 之半徑方向力為 F_{R1} 時。軸端反力 R_1 及 R_2 為

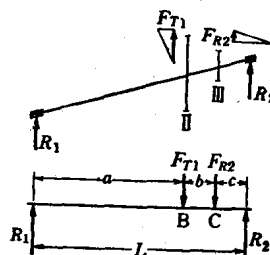


圖 1.6 垂直載重 (中間軸)

$$R_1 = \frac{F_{T1}(b+c) + F_{R2} \times c}{L} \quad (1.29)$$

$$R_2 = \frac{F_{T1} \times a + F_{R2}(a+b)}{L} \quad (1.30)$$

設彎力矩分別為 M_a 及 M_b 則

$$M_a = R_1 \times a \quad (1.31)$$

$$M_b = R_2 \times c \quad (1.32)$$

水平與垂直之合成彎力矩為

$$M_{\max} = \sqrt{M_a^2 + M_b^2} \quad (1.33)$$

扭力矩為

$$M_t : r_2 \times F_{T1} \quad (1.34)$$

M_t : 扭力矩 (kg·cm)

r_2 : 齒輪 II 之半徑 (cm)

F_{T1} : 齒輪 I、II 之切線方向力 (kg)

由此算出中間軸之軸徑為

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau} \sqrt{M^2 + M_t^2}} \quad (1.35)$$

上式中 d : 中間軸直徑 (cm),

M : 最大彎力矩

τ : 許可扭應力。

(4) 依利車制動, 定中間軸徑。

先研究在制動時, 加在中間軸上的載重狀況。齒輪 III 與 IV 之切線方向力依水平方向作用: 齒輪 III 與 IV 之半徑方向力, 以及利車拉力 T_1 、 T_2 依垂直方向作用。

齒輪 III 與 IV 之切線方向力為 F_{T2}

$$F_{T2} = \frac{P \times R}{r_4 \times \eta} \quad (1.36)$$

半徑方向力為 F_{R2}

$$F_{R2} = F_{T2} \times \tan \alpha \quad (1.37)$$

拉力 T_1 (見 1.77 式)、 T_2 (見 1.76 式), 由差動制動裝置求其合力:

$$T = T_1 + T_2 \quad (1.38)$$

制動時之垂直方向載荷:

軸端之反力 R_1 及 R_2 為

$$R_1 = \frac{T \times (b+c) + (-F_{R2}) \times c}{L} \quad (1.39)$$

$$R_2 = \frac{-F_{R2}(a+b) + T \times a}{L} \quad (1.40)$$

設彎力矩分別為 M_a 與 M_b 則

$$M_a = R_1 \times a \quad (1.41)$$

$$M_b = R_2 \times c \quad (1.42)$$

制動時之水平方向載荷:

水平方向之載荷, 因僅有齒輪 III 與 IV 之切線方向力, 水平方向可略去不計。

$$\text{扭力矩: } M_t = r_3 \times F_{T2} \quad (1.43)$$

上式中 M_t : 扭力矩 (kg·cm)

r_3 : 齒輪 III 之半徑 (cm)

F_{T2} : 齒輪 III 與 IV 之切線方向力 (kg)

中間軸徑之計算:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau} \sqrt{M^2 + M_t^2}} \quad (1.44)$$

上式中 d : 中間軸直徑 (cm)

M : 最大彎力矩 (kg·cm)

M_t : 扭力矩 (kg·cm)

τ : 許可扭應力 (kg/cm²)

[例題計算] (件號 207)

制動, 係對中間軸作用; 故依利車制動計算之。

齒輪 III 與 IV 之切線方向力 F_{T2} , 用 (1.36) 式算出, 齒輪軸之效率 η 設為 0.97。

$$F_{T2} = \frac{P \times R}{r_4 \times \eta} = \frac{2500 \times 16}{42 \times 0.97} = 983 \text{ kg}$$

半徑方向力 F_{R2} , 用 (1.37) 式得

$$F_{R2} = F_{T2} \times \tan \alpha = 983 \times \tan 20^\circ = 359 \text{ kg}$$

拉力 T_1 、 T_2 由差動利車裝置求得, 其合力 T 由 (1.38) 式得。

$$T = T_1 + T_2 = 643 + 302 = 945 \text{ kg}$$

制動之垂直方向載荷:

由圖 1.7, $a = 12$, $b = 68$, $c = 8$, $L = 88$ 。

用 (1.39) 及 (1.40) 兩式求其反力

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{T \times (b+c) + (-F_{R2}) \times c}{L} \\ &= \frac{945 \times 76 - 358 \times 8}{88} = 784 \text{ kg} \\ R_2 &= \frac{-F_{R2}(a+b) + T \times a}{L} \\ &= \frac{-358 \times 80 + 945 \times 12}{88} = -197 \text{ kg} \end{aligned}$$

用 (1.41) 及 (1.42) 兩式求彎力矩

$$M_a = R_1 \times a = 784 \times 12 = 9408 \text{ kg}$$

$$M_b = R_2 \times c = -197 \times 8 = -1576 \text{ kg}$$

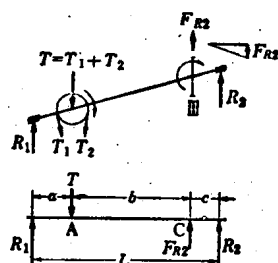


圖 1.7 制動時之垂直載重

制動之水平載荷計算從略。

用(1.43)式求扭力矩

$$M_t = F_{T_2} \times r_2 = 983 \times 6 = 5898 \text{ kg}$$

用(1.44)式算出中間軸徑

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau} \sqrt{M^2 + M_t^2}} = \sqrt[3]{\frac{5.1}{400} \sqrt{9408^2 + 5898^2}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{5.1}{400} \times 11104} = 5.22 \text{ am} \div 55 \text{ mm}$$

軸使用軟鋼，故其許可扭應力用 $\tau = 400 \text{ kg/cm}^2$ 。

5. 把柄軸

把柄軸之一端或兩端，設有四角部分，將把手插入而成。與上述之中間軸同為兼受扭轉與彎曲作用，故需區分成切線與半徑方向計算之。

切線方向力 F_{T_1} 為

$$F_{T_1} = \frac{k \times a \times \eta}{r_1} \quad (1.45)$$

半徑方向力 F_{R_1} 為

$$F_{R_1} = F_{T_1} \times \tan \alpha \quad (1.46)$$

其合成力 F_1 為

$$F_1 = F_{T_1} \times \frac{1}{\cos \alpha} = F_{T_1} \times \sec \alpha \quad (1.47)$$

上式中 k ：作用於曲柄把，手之力(kg)。

a ：曲柄把手之臂長(cm)。

α ：齒輪之壓力角。

此處之合成力 F_1 ，如圖1.8所示。 B 斷面上（當齒輪Ⅰ與Ⅱ互嚙時），及 C 斷面上（齒輪Ⅰ與Ⅳ互嚙接時），取其中之大者用之。

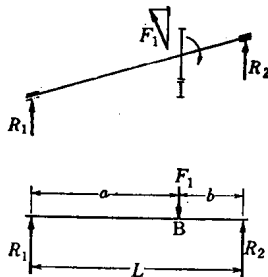


圖1.8 把柄軸上之合力

$$\text{反力爲： } R_1 = \frac{F_1 \times b}{L} \quad (1.48)$$

$$\text{反力爲： } R_2 = \frac{F_2 \times a}{L} \quad (1.49)$$

$$\text{彎力矩爲： } M_a = R_1 \times a \quad (1.50)$$

$$\text{扭力矩爲： } M_t = F_{T_1} \times r_1 \quad (1.51)$$

上式中 M_t ：扭力矩(kg·cm)

F_{T_1} ：齒輪Ⅰ與Ⅱ之切線方向力(kg)

r_1 ：小齒輪半徑(cm)

把柄軸徑爲：

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau} \sqrt{M^2 + M_t^2}} \quad (1.52)$$

上式中 d ：把柄軸徑(cm)

M ：最大彎力矩(kg·cm)

M_t ：扭力矩(kg·cm)

τ ：許可扭應力(kg/cm²)

[例題計算] (件號206)

齒輪Ⅰ與Ⅳ互嚙時，切線方向作用力為 F_{T_1} ，用(1.45)式得

$$F_{T_1} = \frac{k \times a \times \eta}{r_1} = \frac{30 \times 45 \times 0.97}{3.6} \div 364 \text{ kg}$$

半徑方向力 F_{R_1} ，用(1.47)式得

$$F_{R_1} = F_{T_1} \times \tan \alpha = 364 \times \tan 20^\circ \div 133 \text{ kg}$$

合力 F_1 ，用(1.48)式得

$$F_1 = F_{T_1} \times \frac{1}{\cos \alpha} = 364 \times \frac{1}{0.94} = 387 \text{ kg}$$

由圖1.8得， $a = 68 \text{ cm}$ ， $b = 20 \text{ cm}$ ， $L = 88 \text{ cm}$ 。

用(1.48)及(1.49)式分別定得反力為

$$R_1 = \frac{F_1 \times b}{L} = \frac{387 \times 20}{88} \div 87.9 \div 88 \text{ kg}$$

$$R_2 = \frac{F_1 \times a}{L} = \frac{387 \times 68}{88} \div 299 \text{ kg}$$

用(1.50)式定彎力矩得

$$M_a = R_1 \times a = 88 \times 68 = 5984 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

用(1.51)式定扭力矩得

$$M_t = F_{T_1} \times r_1 = 364 \times 3.6 \div 1310 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

用(1.52)式定手柄軸徑為

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.1}{\tau} \sqrt{M^2 + M_t^2}} = \sqrt[3]{\frac{5.1}{400} \sqrt{5984^2 + 1310^2}}$$

$$\div 4.27 \text{ cm} \div 43 \text{ mm}$$

6. 曲柄把手

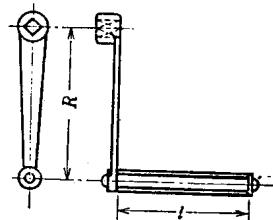


圖1.9 曲柄把手