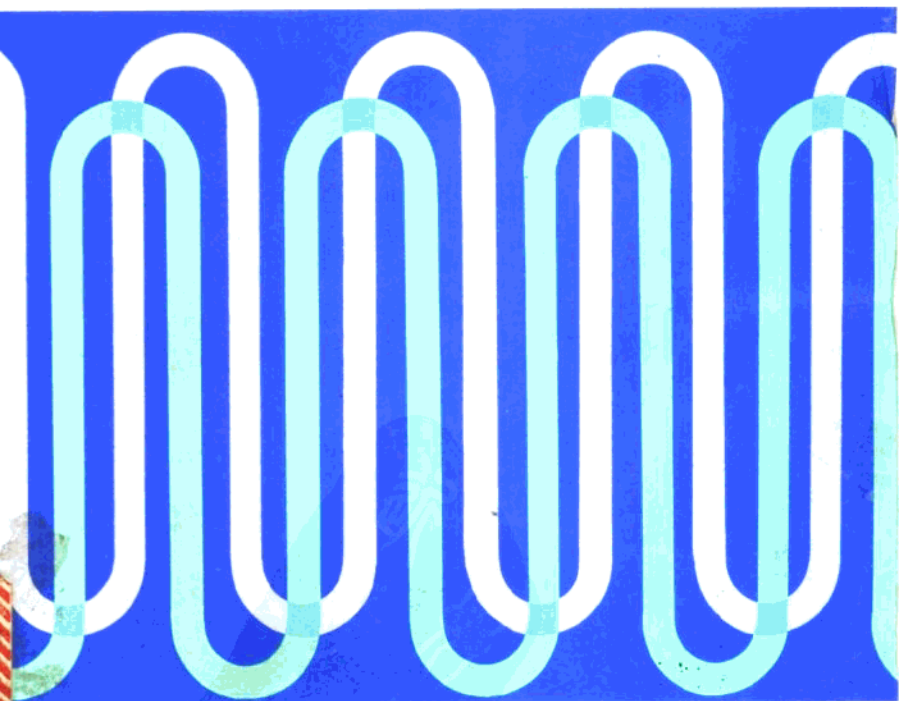


冷凍工程實務(下)

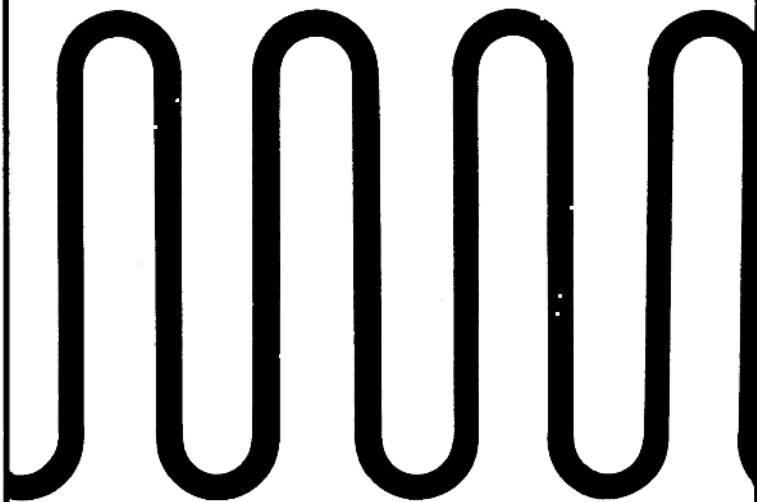
黃錦文 編著



全華科技圖書股份有限公司 印行

冷凍工程實務(下)

黃錦文 編著



全華科技圖書股份有限公司 印行



全華圖書

法律顧問：陳培豪律師

冷凍工程實務(下)

黃錦文 編著

出版者 全華科技圖書股份有限公司

地址 / 台北市龍江路76巷20-2號2樓

電話 / 5 8 1 1 3 0 0 (總機)

郵撥帳號 / 0 1 0 0 8 3 6 - 1 號

發行人 陳 本 源

印刷者 華 一 彩 色 印 刷 廠

門市部 全友書局(黎明文化大樓七樓)

地址 / 台北市重慶南路一段49號7樓

電話 / 3 6 1 2 5 3 2 • 3 6 1 2 5 3 4

定 價 新臺幣 420 元

初版 / 74年4月

行政院新聞局核准登記證局版台業字第〇二二三號

版權所有 翻印必究

圖書編號 021820

自序

當我一字一意地編寫這本書之後，頓覺得在工程科技浩瀚的知識領域裏，我像似還在拾斧啓林，雖然這些悠悠歲月裏我不知投以多少日子與心血，歷盡滄桑之後，我希望這本書能帶給我同好者有所助益與可讀性。同時爲了這本書之編著與付梓，幾乎摒棄家倫與生計之不顧，今似有所成，當在這書之首，誠摯地並以此芬芳獻給

我的父母，祝福他們永保無疆之休，及這個家、關心我的友人。

此外

由於本書是利用業餘所編寫，加之打字與校對的延誤，致使前後經有數年，職是書中所引用之資料或內容，多少又有變動，如單位或電腦程控等，而筆者又才疏學淺，或書中偶有疏漏、錯誤之處，還請先輩及讀者們鑒諒與不齒賜教，則甚幸焉。

最後我還要誌於書首，並致上萬分謝意，那些服務於台灣氯乙炔工業股份有限公司的同事們對於我的鼓勵與賜教，及舍妹的校對稿。

黃錦文

1983.8.15.

下冊目錄

第七章 機械元件之設計	7 - 1
第一節 機械元件設計的基本概念	7 - 1
第二節 轉軸的設計	7 - 9
第三節 聯軸器及鍵	7 - 45
第四節 軸承設計	7 - 66
第五節 離心式壓縮機葉輪的設計	7 - 122
第六節 筒體設計	7 - 162
第七節 容積形壓縮機之驅動機構及其設計	7 - 204
第八節 齒輪增速機	7 - 234
第九節 壓縮機各個元件之組合間隙與配合	7 - 246
第十節 高轉速機械之振動檢出系統的設計	7 - 276
第十一節 壓力容器與冷凝器、蒸發器之設計	7 - 296
參考文獻	7 - 332
第八章 冷凍及壓縮系統的設計	8 - 1
第一節 略言冷凍系統的基本型式及壓縮機的選用	8 - 2
第二節 壓縮設備系統及其系統變化控制之設計計算、選用	8 - 12
第三節 冷凍系統設計（化工工業或大型工業用示例）	8 - 73
第四節 其它在系統設計上的相關問題	8 - 106
第五節 由製造廠商提供之數據來做為選用、設計及成本估計之示例（壓縮機械或壓縮式冷凍系統者）	8 - 209
第六節 利用電腦程式設計應用於壓縮機械之計算、選用及設計	8 - 231
參考文獻	8 - 247

第三篇 運轉與保全

第九章 運轉與操作	9 - 1
-----------	-------

第一節	主機安裝、皮帶輪調整與空車試車	9 - 1
第二節	試漏、抽真空及冷媒之充灌	9 - 6
第三節	潤滑系統	9 - 12
第四節	啓動前之準備工作及啓動後之注意事項	9 - 16
第五節	驅除設備之運轉操作及停車之處理步驟	9 - 25
第六節	運轉中之故障與原因、處理對策	9 - 29
第七節	運轉記錄	9 - 41
第八節	運轉中的日常保養與檢查	9 - 45
參考文獻		9 - 47

第十章 保全..... 10 - 1

第一節	齒輪增速機之拆修與組合	10 - 1
第二節	壓縮機的拆修與組合	10 - 12
第三節	合金軸承的檢查與損壞原因	10 - 27
第四節	軸中心與水平校正	10 - 31
第五節	一般試車故障的原因	10 - 46
第六節	機械安裝及振動、空車試車記錄	10 - 49

附錄：

A：	熱力學有關之數據	附 - 1
B：	流體性質部分	附 - 6
C：	工業用冷凍系統與電氣、儀錶設計圖例	附 - 12
D：	第八章第六節之表 8-29、8-30 及該二篇電腦程式有關之符號(代號)說明	附 - 17
E：	有關壓力容器之設計圖表	附 - 23

第七章 機械元件之設計

在第五章冷凍機械構件中，分別介紹了有關冷凍機件的大概，給與讀者建立了一些基本的認識，不致於祇懂得一些機械名稱構件，而對於其作用或安裝位置一無所知；本章乃可說是第五章的延續，將第五章所述及的機械構件，依次地討論其各個元件之設計的基本理論知識，以使讀者一旦觸及此類問題時有個入門的基礎。

本章以摘要方式將各類機械構件做一設計上的探討，限於篇幅未能做整體性的討論，同時欲做整體性的討論，在實際上也有困難，蓋整套的機械設計所涉及的範圍相當廣泛，欲以三二篇幅詳細地探討之實為不可能，故本章乃以摘要的方式來敘述，盡可能地保持其整體性；致於其它零細的配件或設計，待讀者一旦觸及此些工作時再詳細研究或參考有關之資料，本章僅略約提及而已！冷凍機械的主要構件如聯軸器、傳動軸、齒輪增速箱、滑動軸承、葉輪等均將在本章做較詳盡的探討。此外對於一些機械組合間隙（Clearance）或其它配件，將以實例說明之。

機械設計一般以經驗設計之色彩較重，許多選用數據或圖表乃與經驗值脫不了關係，同時有許多精密或較特殊的機件乃屬各個廠商的保密部分，或許本書所撰寫者尚嫌空洞不足，然而本書祇不過是做一嘗試性的探討而已！期能給與讀者有最大的啟示性與可讀性。

7-1 機械元件設計的基本概念

欲從事機械設計，則在基礎知識上對於下列工程學科須有充分認識，以做為機械設計的入門。

- 1 工程力學的基本概念。
- 2 材料力學及材料科學。
- 3 機構學的基本原理。

* 本章對於初學或非從事冷凍機械設計者，可跳閱此章。

4. 流體力學及熱力學的基礎*。

5. 工程數學與工程分析*。

本文的撰述方式是假想讀者業已具有上述諸理論基礎，且能對下述者有基本上的判斷或應用。

1. 由材料之結構與物性來決定所須的工作材料（可查閱已有的資料以選用某種材料）。
2. 由材料結構應力的認識能對於所設計之機械與特殊的設計，且能求得其安全係數（S F）與工作範圍。
3. 對於其合成材料可由其所需之機械結構的工作應力，而于與適應地改變其組成、鑄造條件以爲所需。
4. 工作應力下的材料改變因素，如溫度、摩擦或其它因素等，於設計時均須考慮在內及工作時力求避免之。

於機械元件設計中，對於工作應力一詞，不但須要充分地了解其之大概且能善加應用，爲便於爾後的討論，在此擬做一簡略性之討論以建立一些設計上的基本概念，首先對於各類材料之應力應變圖（Stress-strain diagram）的特性形狀，於材料選用之前即須要有明確的判知，如極限應力值（Ultimate stress value）的預知，延性材料或脆性材料之拉力或壓力的應力應變特性（就延性材料而言，其剪力降伏強度 Yield strength 值約等於其拉力降伏強度值之 0.5 ~ 0.6），或材料經一些熱處理（Heat treatment）後的物性變化等均須於設計時于與詳加考慮在內，各類材料之許用應力、疲勞限界值、膨脹係數及彈性係數等經驗表值可參一些機械工程手冊或機械設計便覽（一般手冊中之數據均是平均值），由於形狀突變所產生的應力集中（Stress concentration）問題於設計時亦須稍加注意，如圖 7—1 及 7—2 所示者爲在形狀突變區產生應力分佈不規則的情形，一般而言機械構件鮮有因簡單之重荷重而突使機件破壞，大都因反覆或疲勞荷重、機件形狀突變所造成之應力集中等情形方使其機件被破壞，在變形處的最大應力值，可藉基本方程式（如 $P/A, MC/I$ 等**）等求出其公稱應力（Nominal stress）

* 從事較簡易的元件設計時不容易觸及，但對於較複雜的整套設備或流體機械時，非具備這類之基本知識不可〔1, 2〕。

** 有關之符號代表及計算應用可參一般之材料力學〔4, 5〕。

再乘以應力集中係數 (Stress concentration factor, K) 以求得之, K 值可藉偏光彈性分析 (Photoelastic analysis) 或數學等實驗分析來求取, 但目前業已將較簡易且常觸及的狀況製成若干圖表以便應用, 吾人於設計時應力求減輕或避免應力集中的現象發生, 致於材料之疲勞限度* (Fatigue or endurance limit)、殘留應力 (Residual stress) 之去除 (尤於熱處理者)、最大剪應力理論* (Maximum shear theory of failure) 由於延性材料係因剪力所破壞, 故選用延性材料時尤須注意)、二次元或三次元狀態的應力分佈與計算*、扭變能原理* (Mises-Henky or distortion energy theory) 等學理基礎, 於設計前或材料選用時均要有極佳的知識背景, 方談得上機械設計。一些較常觸及之工程材料的物性及機械性質表等可參附錄文獻 [7] 之內容。

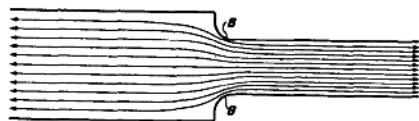


圖 7-1 剖面突變所產的應力集中現象

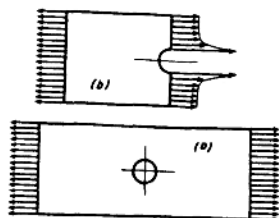


圖 7-2 具有孔洞者受拉力時之應力集中現象

機械構體的撓度與翹曲, 在一個機械構體之設計中亦須要有充分的認識, 剛性有時可以決定一個機械構體之設計, 由於彎曲或剪力而生的撓度及柱效應而生的翹曲等之軸向撓度或扭轉撓度, 於討論機械構體的剛性時是重要而具決定性地, 蓋構體之強度雖足以防止應力破壞, 但若其剛性不足時在設計上亦不可冒然選用。扭轉撓度亦可用來計算靜荷重剛性之圓軸軸徑問題, 僅受扭轉荷重時

$$\theta = \frac{32 T L}{\pi G d_o^4} \quad (\text{實心軸}) \quad (7-1)$$

$$\text{或 } \theta = \frac{32 T L}{\pi G (1-n^4) d_o^4}, n = d_i / d_o \quad (\text{空心軸}) \quad (7-2)$$

若受有彎曲荷重時

* 參附錄文獻 [6] 之內容。

(1) δ/ℓ 已知時

$$\delta/\ell = 64 m w \ell^2 / \pi (1-n^4) E d_o^4 \quad (7-3)$$

(2) i 已知時

$$i = 64 m' w \ell^2 / \pi (1-n^4) E d_o^4 \quad (7-4)$$

式中

E : 彈性係數, $[kg/cm^2]$

G : 剛性模數

θ : 軸長 ℓ 時之扭轉角, $[rad]$

i : 最大可撓角 (Deflection angle), $[rad]$

ℓ : 軸長或跨距長度, $[cm]$

m, m' : 依支持與荷重條件而決定之常數, 參表 7-1

W : 橫向荷重, $[kg]$

δ : 最大撓曲 (Deflection), $[cm]$

致於柱效應、軸向撓度及撓度等之求法

可參一般之材料力學或機械設計叢書

[4, 5, 8]。式 (7-3) 及 (7-4)

之計算公式是依彎曲變形來決定軸

徑的計算依據, 在本章第二節中有關齒

輪軸之軸徑設計即須引用此些計算公式

與觀念; 於設計時須注意其一些容許變

形量的問題, 如齒寬為 b $[mm]$ 之齒

輪軸於設計時通常將其齒輪安置點的撓

度限制在 $^3/b$ $[mm]$ 左右 (若要求更

精密之嚙合時, 往往須在 $^3/b$ $[mm]$

以下始可), 它如兩端以普通軸承 (滑

動軸承) 支持之轉動軸其撓度亦往往考慮在

0.0015ℓ 以下 (ℓ 為軸承中

心到荷重點之距離) 始較安全, 否則會造成其軸承間隙、軸承壓力及齒

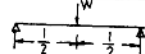
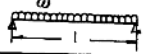
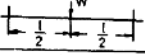
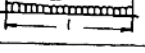
輪嚙合等不均勻或不正的現象, 致於其扭轉角之限制, 則

(1) 普通荷重者在 $1/3000$ $[^\circ/mm]$ 以下

(2) 變動荷重者在 $1/4000$ $[^\circ/mm]$ 以下

(3) 反覆荷重者在 $1/6000$ $[^\circ/mm]$ 以下

表 7-1 m 與 m' 表

荷 重	m	m'
	$\frac{1}{48}$	$\frac{1}{16}$
	$\frac{5}{384}$	$\frac{1}{24}$
	$\frac{1}{192}$	
	$\frac{1}{384}$	

等之要求。此外，若在一定之轉速（ N, rpm ）及動力（ P_s ）下而須抑制其一定的扭轉角時，則其軸徑之計算可由下式來求取

$$d_2 = 100 \left[(4.18) \cdot \frac{\ell}{\theta G (1-n^4)} \frac{P_s}{N} \right]^{1/4} \quad (7-5)$$

依此等扭轉荷重來決定軸徑之計算者，如局部直徑不同之轉軸（馬達之轉軸即是之）軸徑決定等均是其，於本章第二節中將列舉一例以說明其應用之情形。

除了機械構體之撓度與翹曲在機械構體設計中佔一重要之考慮因素外（以剛性來討論或決定時），尚有一在機械構體設計中亦為相當重要且經常觸及的問題——承受變動荷重之機械構體設計；此係以計算其強度來決定機械構體尺寸之一種設計方法。機械之構體設計的一般程序為決定機械之運轉方式、力之分析、選擇所須之材料及計算各部分之尺寸。機械構體之尺寸大小受著下列諸因素所影響者（部分或全部）：強度、剛性、臨界速率、外觀、銹蝕率、製造方法、鑄造程序及穩定性等，構體之強度則受如應力集中、疲勞或變動荷重、震動、表面修整程度及尺寸大小等條件而影響者。一般變動荷重的情形有逆向、反覆、波動及交變等四種，其變動應力亦依此四種情形而區分。若荷重為交變或完全逆向之延性材料時，其安全係數則取決於疲勞限度應力（ S_e ）與工作應力（或謂之範圍應力，Range stress, S_r ）之比值關係，即

$$SF = S_e / S_r \quad (7-6)$$

對於穩定及交變合應力之延性材料的工作應力問題頗為複雜，然而大部分的材料破壞卻導源於該類之應力，關於此種工作應力與其安全係數之關係，可由Modified Goodman圖（Modified Goodman diagram，當承受波動荷重時）及Soderberg's方程式（Soderberg's equation）等關係中求得，圖7-3為Modified Goodman線與Soderberg線之關係圖示，今以Soderberg線作為設計之根據，而以 S_e/S_F 及 S_{yp}/S_F 作為設計用之工作應力線（如圖7-4所示），則由此圖之幾何關係可得

$$1/S_F = S_{av}/S_{yp} + S_{ult}/S_e \quad (7-7)$$

式中：

S_{av} ：平均應力

S_{ult} ：極限拉應力

不過一般欲利用式(7-7)來當設計公式時，由於受尺寸效果、表面效果及變動荷重效果(如荷重非為彎力而為扭力或軸向力時)等原因，須將 S_e 值予與減少而計算所得之變動應力值予與提高，如為延性材料者，則須乘上其實際應力集中係數(K_t^*)，而脆性材料者，其平均應力則須乘以理論應力集中係數(K_t^*)，變動應力者亦須乘以係數 K_f ，即

$$S_{rp}/S_F = S_{av} + K_f S_y \rho S_r / S_e \cdot ABC$$

延性材料受張力或壓力時

(7-8)

$$S_{yp}/S_F = K_t S_{av} + K_f S_y \rho S_r /$$

$S_e \cdot ABC$ ，脆性材料(7-9)

$$S_{yp}/S_F = S_{av} + K_f S_y \rho S_r /$$

$S_e \cdot ABC$ ，延性材料受剪力時

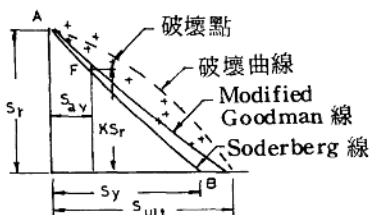


圖 7-3 非穩定荷重之工作應用圖

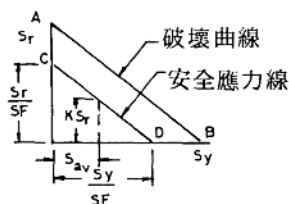


圖 7-4 以 Soderberg 線作為設計基礎之工作應力線

(7-10)

* K_f ：根據材料之凹口靈敏性而求得之實際應力集中係數。

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

q ：由應力集中而引起之凹口靈敏性實驗值，其值在 0~1.0 間。

K_t ：理論應力集中係數，其值約 1.0~3.0 或大於 3.0

** 一般說來， K 與 K_t 二值幾近於等值，故可設

$$K = K_t = K_f / ABC \text{ 或 } K = K_t = f_1 \cdot \beta \cdot 1/B \cdot 1/C$$

式中 f_1 ：對彎曲或扭轉之疲勞限度的安全係數，通常取 1.2~1.3； β ：凹口係數(Notch coefficient)

f_1 、 β 者可參附錄文獻〔9〕第三章之內容。

式中 S_{avs} : 平均剪應力, $[lb/in^2]$

S_{rs} : 變動之剪應力, $[lb/in^2]$

A: 反向彎力以外之其他荷重時應使用之校正因子, 反向軸向荷重時取值 0.7, 反向扭力荷重時取值 0.6, 若荷重為彎力時則取值 1.0。

B: 尺寸校正因子, 一般取值約 0.85 (構體在 $\frac{1}{2} \sim 2$ 吋間者)。

C: 表面校正因子, 若干機製表面及熱軋表面之 C 值如表 7-2。

表 7-2

極限拉應力, S_{ult}	機製表面之 C 值	熱軋表面之 C 值
60,000	0.91	0.72
70,000	0.90	0.68
80,000	0.88	0.62
90,000	0.86	0.58
100,000	0.85	0.55
110,000	0.84	0.50
120,000	0.82	0.48
150,000	0.78	0.38
200,000	0.72	0.30

機械結構用之碳鋼或合金鋼的疲勞限度, 可參章末附錄文獻 [3] 之內容而得知; 前述中之尺寸校正因子, 亦可由下述之方式來求取, 設

d : 欲求疲勞限度之軸徑, S_B : 軸用材料之抗拉強度, $[kg/cm^2]$,

S_{z10} : 標準試驗片 (直徑 10%) 之相反扭轉疲勞限度, $[kg/cm^2]$,

S_{y10} : 標準試驗片 (直徑 10%) 之迴轉彎曲疲勞限度, $[kg/cm^2]$,

則 (S_B, S_{z10}, S_{y10} 等值可參章末附錄文獻 [3])

迴轉彎曲 B: $1 - \frac{S_{y10}}{S_B} (0.522e^{\frac{-5.33}{d}} - 0.306)$, 適用於碳鋼、

特殊鋼

(7-11)

$$\text{相反扭轉 } B: 1 - \frac{\sqrt{3} S_{z10}}{S_B} \left(0.522e^{\frac{-5.33}{d}} - 0.306 \right), \text{適用於碳鋼} \quad (7-12)$$

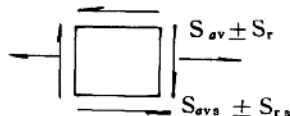
$$B: 1 - \frac{2\sqrt{3} S_{z10}}{S_B} \left(0.522e^{\frac{-5.33}{d}} - 0.306 \right), \text{適用於特殊鋼} \quad (7-13)$$

$$\text{相反拉引壓縮 } B: 1 \quad (\text{碳鋼或特殊鋼均引用此值}) \quad (7-14)$$

由於在計算上稍嫌繁複，故一般取值約 0.85（構體在 $\frac{1}{2} \sim 2$ 時間者），所得之誤差不大尚能適用。安全係數雖亦可由上述之諸關係式中求得，但其真正之值並無一定的判斷依據，況由上述之諸關係式所求得者只不過是一可供參考之值而已！一般尚須藉助工作經驗來判知及選定，如選用不當非但造成材料之損失，甚至使機械在運轉時發生危險；一般 S F 值約為 1.25 ~ 3，但若因環境或狀況不明、機械損失之代價甚高時，可取值大於 3 者。

在承受變動荷重之機械構件中，若同時受有變動法線應力及變動剪應力時，其最大剪應力（ $S_s(\max)$ ），可用合成應力理論來求取之，即可認為與等值荷重（Equivalent load）具有近似相等之靜效應，其等值靜法線應力（ S ）為

$$S = S_{av} + (S_{yp}/S_e) k_f S_r / ABC \quad (7-15)$$



或等值靜應力（ S_s ）

$$S_s = S_{avs} + (S_{yps}/S_e) k_f S_{rs} / ABC$$

（7-16）圖 7-5 元素中的波動應力

（註：若為延性材料者， $A = 0.6$ ， $S_{yps} = 0.6 S_{yp}$ ）。由式（7-15）及（7-16）可求得延性材料之靜荷重最大剪應力（ $S_s(\max.)$ ）。

$$S_{s(\max.)} = S_{yps} / SF = [(\frac{1}{2} S_{ea})^2 + (S_s)^2]^{1/2} \quad (7-17)$$

式中 $S_{yps} = \frac{1}{2} S_{yp}$ ，係依據構體在簡單之拉力荷重下破壞之最大剪應力理論（Maximum shear theory of failure）而得。

若為脆性材料時，則其最大法線應力（ $S_{s(\max.)}$ ）為

$$S_{s(\max.)} = S_{yp} / SF = \frac{1}{2} S + [(\frac{1}{2} S_{ea})^2 + (S_s)^2]^{1/2}$$

（7-18）

式(7-17)及(7-18)等二式可求得一些軸徑的問題，式(7-15)及(7-16)中之 S 及 S_0 可依負有彎曲及扭矩之合成荷重圓形軸理論而得知(參附錄文獻[4, 5, 6]或本章第二節)

7-2 轉軸的設計

機械元件設計中，各種機械及機械設備之傳動軸，乃佔一相當重要的部分，其情形未可類一，在此吾人僅限於轉軸的設計部分，轉軸係繞一軸心而旋轉者的機械元件，其傳動情形有些僅支撐旋轉體者，則於設計時主要考慮其承受彎曲之作用即可，倘尚有動力傳遞者則須考慮其承受扭轉之作用，雖然一般討論中均以靜態為基礎，然而屬於動態之情況者亦也不少，其考慮因素更形複雜，同時於實際應用上轉軸均具有承受彎曲及扭轉之作用，本節中以同時考慮此二種情形之轉軸為設計的基礎。

一般處理靜扭轉荷重之圓軸問題時，由一些基本理論即可獲得解決，然於實際應用中大多數之轉軸均承受著不同程度的應力集中彎曲及扭轉組合之波動荷重，尤其屬於疲勞荷重的問題，此外軸之設計通常尚附帶著鍵槽及聯軸器等之計算工作或軸之臨界速率(Critical speed of rotating shaft或稱超轉速率Whirling speed，此些理論涉及相當廣泛[11, 12]，本節僅略述其一些應用上的情形)，元件支持應力及應變等設計上的問題。

從事轉軸之設計工作時，於所給與的運轉條件下，須注意下列各項事件：

- 1 充分的強度以便傳遞動力。
- 2 充分的剛性(Rigidity)使不致發生過巨的變形。
- 3 所選用或設計之轉速須遠離其轉軸之臨界速率。

由於轉軸本身亦是屬於彈性體，其所有之固有振動數(一般說來轉軸具有彎曲、扭轉及拉引壓縮等三種振動數，但後者拉引壓縮所導致之振動並不造成任何的危險，故於設計時乃以彎曲及扭轉之振動數為考慮對象，彎曲振動是在軸承間隔大且軸上有大質量存在時須予與考慮，如葉輪之轉軸場合，扭轉振動是於外力有甚大之變化或軸上有甚大之迴轉體時始須予與考慮，不過一般於轉軸之臨界速率設計中大都將二者同時考慮在內)，與加之於轉軸之力矩(扭矩或彎力矩)變化頻率相互一致時

，將使轉軸引起扭轉或彎曲的共振而發生超轉，故於設計時應設法避免之，至少亦不可接近其固有振動數之25%內（參稍後之說明）。

對於上述三項的設計要求，須分別于與計算求出，此係因於其設計方法彼此獨立而互不通用，故對其每一要求所計算之尺寸大小中，擇定其最安全之數值以作為軸徑大小的參考。

致於材質的選用，須視其工作與用途之要求而決定，若工作要求不甚嚴格時，用普通之熱軋碳鋼即可，但為了其切削性（Machinability），需加以正常化或退火處理，以改進其晶粒之結構及均勻性（Uniformity）。一般而言由於此類熱軋桿表面常為銹皮所遮覆，為欲使其具有光滑之表面，故須將軸于與切削，若為動力傳遞者大都用冷拉桿，因其表面具有光澤，故切削較少，拉力或降伏點可由其冷拉之程度而予改進，當精確性要求較高時，可選用較大之軸徑而加以轉動研磨，如果所需之強度較大時，可用含碳量較高之鋼料；對於高轉速傳遞者，須具韌性、延性及具有振動與衝擊荷重等之特性，故均用合金鋼材料為之（如鎳鋼或鎳鉻鋼等），若於軸承處或其它有磨耗面者，則須利用高週波、淬火處理過之表面淬硬鋼為之。

轉軸之設計主要在於決定其軸徑，以求在各種不同之荷重及運轉狀況下，能有適應的強度與剛性，軸徑之設計由於受材料選用之不同而其所引用之計算公式亦有所差異，若為延性材料者則須根據其材料之強度而設計，並受最大剪應力理論所影響者，反之若軸用材料為脆性材料時，應根據最大法線應力理論來設計之；其設計之計算公式略述於下：

(1) 以靜荷重之強度為基礎時（最大剪應力理論）

依式（7-17）及式（7-18）之關係式以求得之，若為空心軸時須除以因子（ $1-n^4$ ）， $n = d_i/d_o$ （ d_i ：圓軸內徑， d_o ：圓軸外徑）。

(2) 以剛性為基礎時（即依變形來決定其軸徑）

當圓軸負有彎曲或扭轉之荷重時，可以以其扭轉角或最大撓曲（ δ ）及最大撓曲角（ i ）的許用值下以確定其軸徑，並運用其關係式以計算之，其計算公式可參式（7-1）至式（7-4）等計算而得。

(3) 以疲勞限度為基礎時（尤於延性材料之軸徑決定）

計算時將式(7-15)及(7-16)之值代入式(7-17)及式(7-18)即可求得，或利用下式來求取* (延性或脆性材料均可適用)。

$$d_z = \left[\frac{32 SF}{\pi(1-n^4)} \sqrt{\left\{ \frac{M_m}{S_y} + C_{wm} \frac{M_a}{S_{wz}} + \frac{d_z}{8} (1+n^2) \left(\frac{P_m}{S_v} + C_{wv} \frac{P_a}{S_{wz}} \right) \right\}^2 + \left(\frac{T_m}{S_v} + C_{wt} \frac{T_a}{S_{wz}} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (7-19)$$

式中

M_m 、 M_a 表平均、反覆彎矩，[kg-cm]

P_m 、 P_a 表平均、相反反覆荷重，[kg]

T_m 、 T_a 表平均、反覆扭矩，[kg-cm]

C_{wm} 、 C_w 、 C_{wt} 表彎曲疲勞限度、疲勞限度及扭轉疲勞限度之修正因子。

S_v 迴轉彎曲之疲勞限度，[kg/cm²]

S_{wz} 相反拉引壓縮之疲勞限度，[kg/cm²]

利用此種方式來計算其轉軸之軸徑時，須特別注意軸上之凹口及應力集中等之問題，關於軸之凹口類分及其係數計算問題可參附錄文獻[9]之內容或本章第一節所述者。

(4)以ASME Code B 17C-1927之規定來設計時

由於機械轉軸上的荷重大多數是非為固定者，尤以承受變動荷重時，故應有適當的容許以免元件受到若干程度的損壞。ASME規定公式係依據最大剪應力理論考慮在各種受力或荷重下，如扭力、彎力、軸向各種荷重、振動、疲勞及柱效應等情況下之修正因子而訂得者，如為空心軸者，則

$$S_{s(max)} = 0.5 S_{yp} / FS = \frac{16}{\pi d_o^3 (1-n^4)} \left([C_m M + \frac{\alpha F_a d_o (1+n^2)}{8}]^2 + (C_t T)^2 \right)^{1/2} \quad (7-20a)$$

* 此即利用對反覆荷重的等值靜荷重方法。