大學叢書

機械設計

趙國華編

商務印書館出版

序

關於機械設計之大學教本過去大率採用歐美原著。一般多用 Kimball and Barr: Elements of Machine Design 一書。該書內容雖稱豐富，但取材未見新穎，說理亦欠明晰。不佞先後承乏國立西北工學院、國立交通大學講席，教授機械設計，頗知原本不適之處，教本須用國文，刻不容緩。乃斟酌取捨而旁參他籍，纂爲是編，俾適應吾國學者之需要。斯編範圍如 Kimball and Barr 之豐富，條理取 Bradford and Eaton 之明晰，演證倣 ten Bosch 之詳盡。鵠的如此，固不敢遽言企及，然據歷年經驗，似於學者不無小補，用敢稍加整理，付諸手民。惟自顧譾陋，疵謬在所難免，尙冀海內碩學有以匡正之。

目 次

序

第一章　基本的定義及討論

第二章　摩擦與潤滑

第三章　軸承及滑動面

第四章　摩擦離合器及軔

第五章　軸與聯軸節

第六章 鍵及銷

第七章 鉚接與焊接

第八章 螺釘及螺釘連結法

第九章 齒輪

第十章 皮帶及鏈

第十一章　彈簧

第十二章　彎梁，平板及圓筒

第十三章　飛輪與迴轉圓盤

第十四章　裕度，公差及配合

譯名對照表

索　引

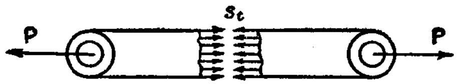
機 械 設 計

第一章　基本的定義及討論

討論一機械(machine)或其另件 (part) 之設計，須先對於數種常用名詞確切瞭解。玆將其中較爲重要者簡述之。

關於機件受載荷作用之名詞

1-1. 載荷及應力　**載荷**(load)爲加於機件之一種外力 (external force)。載荷之分類有兩種標準：依其對機件內部結構(internal structure) 所起之作用，分爲張力 (tension)，壓力 (compression)，及剪力 (shear)；依施力之情形則分爲活載荷 (live loading) 及死載荷 (dead loading)。



第 1-1 圖　受單純張力作用之桿

一機件受力之後，所起物理的效應爲形狀之變化。於第 1—1 圖中，直接抗張載荷(direct tensile load) 之作用線通過每一橫斷面之重心，此載荷使長度增加而寬與厚則減少。桿之內部結構欲抗外加載荷之作用，乃起**內力**(internal force)(s)。於直接張力載荷之情形，內力係均勻分佈於橫斷面。平衡之際，此均佈內力之和必須等於外力。此內力稱爲**應力**(stress)，因其均勻分佈故得次式：

$$P=s\times A \tag{1—1}$$

其 P＝外力或載荷；

s＝應力強度或單位應力(unit stress)；

A＝與載荷作用線正交之橫斷面積。

P 如以磅計，A 以方吋計；故由上式可知 s 得以每方吋之磅數計，即應力強度或單位應力乃單位面積上之力。張力與壓力作用於桿軸之方向，單純剪力作用於桿軸之垂直方向，(1—1)式均得適用。

1-2．變形 變形(deformation)爲形狀之變化。全長之變化稱爲全變形。單位變形(unit deformation)乃原長每一單位之變化。

變形不僅發生於施力之方向，亦發生於其諸垂直方向。今設施力方向之單位變形爲 e_x，垂直方向者爲 e_y，則其比爲一常數，即

$$\frac{e_y}{e_x}=-\mu \tag{1—2}$$

其 μ 稱爲柏生比(Poisson's ratio)。上式負號表示此兩變形性質相反，例如設施力方向伸長，則其垂直方向收縮。

1-3．彈性係數 在某種限度以內，單位應力與單位變形成正比，

即
$$\frac{s}{e}=E$$

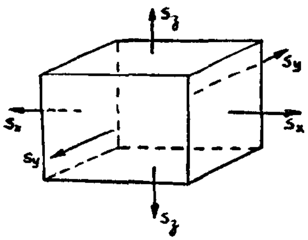
其 s＝張力，壓力或剪力之單位應力；

e＝單位變形；

E＝比例常數稱爲彈性係數(modulus of elasticity)。

如非特別聲明，則 E 恆指直接張力載荷情形之彈性係數。鋼之 E 值常取 30,000,000 磅每方吋，鋁者爲 10,000,000 磅每方吋，故鋼與鋁中所起應力雖相同，但後者之變形約三倍於前者，即鋼較鋁堅硬三倍。

設一平行六面體(parallelopiped)同時受三主應力(principal stress) s_x，s_y 及 s_z 作用，如第 1—2 圖所示，則其各單位變形爲：



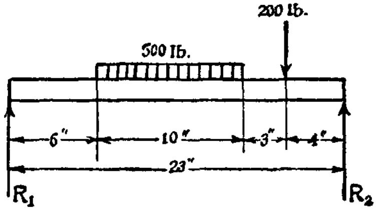
第 1-2 圖

$$e_x=\frac{s_x}{E}-\mu\frac{s_y}{E}-\mu\frac{s_z}{E},$$

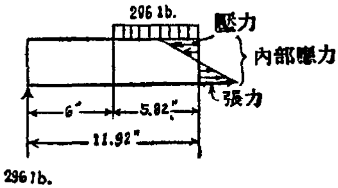
$$e_y=\frac{s_y}{E}-\mu\frac{s_z}{E}-\mu\frac{s_x}{E},$$

$$e_z=\frac{s_z}{E}-\mu\frac{s_x}{E}-\mu\frac{s_y}{E}。\qquad (1\text{—}3)$$

1-4. 彎曲矩　參閱第1—3及1—4各圖：作用於一物體上不相交之諸力，產生一力矩 (moment) 使之轉動。如該體並無角加速度(angular acceleration)，則此等力對於任一斷面力矩之和必須爲零，卽諸外力對於此斷面之力矩和必等於此斷面內在的應力之力矩。簡述之，簡單梁(simple beam)中任一斷面之彎曲矩(bending moment)等於任一反應力 (reaction) (共有兩反應力) 之力矩減去此反應力與該斷面間所有載荷之力矩，由材料力學知最大力矩



第 1-3 圖



第 1-4 圖

在垂直剪力 (vertical shear) 爲零之處，卽該斷面之右或左所有垂直力之和爲零。又如中立面 (neutral surface) 爲直的或近乎直的，則內部應力之偶力 (couple) 等於外表面處所起應力與該斷面處斷面係數(section modulus)之積，以此積等於彎曲矩，則得

$$M=s\frac{I}{C}\qquad (1\text{—}4)$$

其　M=斷面之右或左所有外力之力矩之代數和；

I=斷面之直角惰性矩(rectangular moment of inertia)，

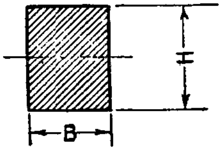
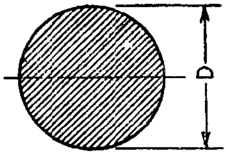
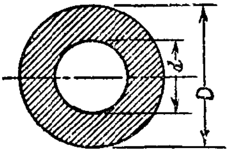
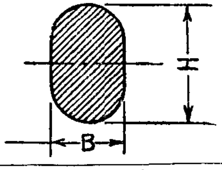
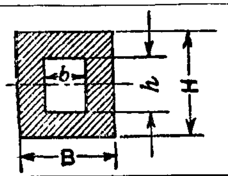
C＝自斷面之中立軸(neutral axis)或重心軸至最外表面之距離，

此最外的表面在張力一側或壓力一側，則視所論情形而定；

s＝最大應力強度。

各種斷面之惰性矩 I 及斷面係數 $Z=\dfrac{I}{C}$ 示於第 1—1 表。

第 1—1 表　斷面性質——用於彎曲

斷　面　式　樣	惰　性　矩 I	斷　面　係　數 $Z=\dfrac{I}{C}$
	$\dfrac{BH^3}{12}$	$\dfrac{BH^2}{6}$
	$\dfrac{\pi D^4}{64}$	$\dfrac{\pi D^3}{32}$
	$\dfrac{\pi(D^4-d^4)}{64}$	$\dfrac{\pi(D^4-d^4)}{32D}$
	$\dfrac{\pi BH^3}{64}$	$\dfrac{\pi BH^2}{32}$
	$\dfrac{BH^3-bh^3}{12}$	$\dfrac{BH^3-bh^3}{6H}$

例　設有簡單梁，其橫斷面成矩形，寬 $\frac{1}{2}$ 吋，深 3 吋。梁之載荷及支座情形如第 1—3 圖所示。求頂表面所起之最大應力。

解

$$R_1=\frac{500\times12+200\times4}{23}=296\ \text{磅}$$

$$R_2=\frac{500\times11+200\times19}{23}=404\ \text{磅}$$

最大力矩起於垂直剪力爲零之處，即距 R_1

$$6+\frac{296}{50}=11.92\ \text{吋}$$

設於此處將梁切爲兩段，以斷面左邊之一段作爲自由體(free body)，則作用於該體上之諸力如第 1—4 圖所示。垂直剪力爲零處之彎曲矩爲

$$M_{\max}=296\times11.92-296\times\frac{5.92}{2}=2652\ \text{磅吋。}$$

矩形之斷面係數爲 $\frac{BH^2}{6}$，故

$$\frac{I}{C}=\frac{\frac{1}{2}\times(3)^2}{6}=\frac{3}{4}\text{。}$$

所起最大應力爲

$$s=M\frac{C}{I}=\frac{2652\times4}{3}=3536\ \text{磅每方吋。}$$

梁受力之後發生撓曲(deflection)。梁軸之撓曲線(deflection curve)可解次列微分方程得之：

$$EI\frac{d^2y}{dx^2}=M \tag{1—5}$$

其　EI＝梁之撓曲剛性(flexural rigidity)，

　　x＝任一斷面之軸向位置，

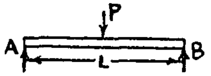
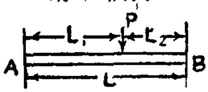
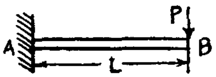
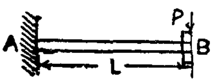
1-5

y＝該斷面之撓曲，

M＝該斷面之彎曲矩。

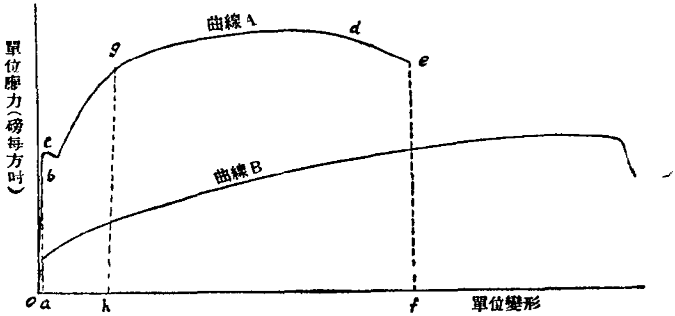
各種梁之最大彎曲矩及最大撓曲示於第 1—2 表。

第 1—2 表 梁之性質

梁之載荷情形	最大彎曲矩 M	最大撓度 Δ
簡單梁 中央有集中載荷 	在中央 $\frac{PL}{4}$	在中央 $\frac{PL^3}{48EI}$
簡單梁 均匀載荷 	在中央 $\frac{WL}{8}$	在中央 $\frac{5WL^3}{384EI}$
簡單梁 集中載荷 	在載荷處 $\frac{PL_1L_2}{L}$	
懸桁梁 集中載荷 	在A處 PL	在B處 $\frac{PL^3}{3EI}$
懸桁梁 均匀載荷 	在A處 $\frac{WL}{2}$	在B處 $\frac{WL^3}{8EI}$
懸桁梁 導端的一端固定 	在A或B處 $\frac{PL}{2}$	在B處 $\frac{PL^3}{12EI}$

材料之重要物性

1-5. 單位應力——單位變形圖　應力與變形相伴而起,兩者均難獨存。故一機件中之應力及其所起之變形,其間正確關係,設計者須有確切觀念。設計某一機件,使起低的應力,則就強度而言當屬可取,但此機件或以扭歪(distorsion)太甚而不適於用, 此種情形以互相關聯之機件最需注意。欲矯此弊,機件材料須另選擇。如須保留原件之大小與形狀, 則另選之材料受前此應力時所起變形必須較小; 卽新材料須較堅硬,亦卽具有較大之挺性(stiffness)。材料之挺性與第 1—5 圖中曲線之直線部分之斜率成正比,故此斜率可用以比較種種材料之相對挺性。參閱第 1—5 圖: A 爲軟鋼之張力試驗之特性曲線; B 爲黃銅之特性曲線。由圖可知,鋼比黃銅爲挺。



第 1-5 圖　鋼與黃銅之張力試驗特性曲線

1-6. 彈性限度　特性曲線(第 1—5 圖曲線 A)上 b 點所示之應力稱爲彈性限度 (elastic limit), 材料中應力如未超過此極限,則載荷完全除去之後並無永久的應力或變形剩留。ob 線極近直的。受載荷作用之鋼的試樣, 當達單位應力 b, 則起單位變形 oa。今將載荷漸漸除去。當載荷逐步減除之際,相對的變形亦由 a 向 o 消滅, 逮達零載荷時,不

再有應力或變形留着。此點實驗上無從精確測定,蓋須藉極精密之儀器且費相當時間與努力,始能測得精確。

1-7. 屈服點 過 b 點之後,應力不復與變形成比例,由 b 至 e 一段曲線形狀與所試驗之材料大有關係。如軟鋼等之展性材料 (ductile material),其特性曲線一過彈性極限,卽突然彎曲。此彎曲點 c 稱爲屈服點(yield point),容易測得,且頗精確。屈服點可視爲一種單位應力,與曲線上某點相對應,過該點後應力所增雖微,變形卻顯著增加。由於材料屈服點之易測及該點與彈性限度甚相接近,設計者乃捨彈性限度而用屈服點,作爲一種極限應力,機件應力不得逾此。

1-8. 極限或最大強度 材料之極限或最大強度 (ultimate or maximum strength)乃視最大試驗載荷作用於試樣之原有橫斷面上而測得之一種應力強度。此強度在第 1—5 圖之曲線 A 上最高點 d 記之。就工程而言,此爲材料中之最高應力強度。

1-9. 斷裂强度 材料之斷裂強度 (breaking strength) 爲斷裂時之應力強度,乃就試樣原有橫斷面積每方吋算得者。當展性材料受抗張載荷時,極限應力纔過,試樣卽起明顯的引頜(necking)現象;此表示已達極限強度。今將試樣所負之載荷減輕之,則引起面積之收縮,終致破裂。故展性材料之斷裂強度小於極限強度。設計者幾不採用斷裂強度,除非此強度乃與極限強度接近而無從區別者也。

機械設計上所用之名詞

1-10. 功及功率 設有一力能產生加速度或維持運動,則稱此力作功(work)。功爲一複量,包括力與空間或距離。時間則不在其內。功以受力物體所行距離與作用力在該體運動方向上分力之積以計之。今用算式示之,

$$功 = F \times d \tag{1—6}$$

其　F＝作用力在運動方向上之分力，

d＝所行之距離。

如力以磅計，距離以呎計，則功之單位爲呎磅。上述功之定義不論該力產生運動或抵抗運動，均適用。

功率(power)爲作功之率(rate)，亦卽單位時間內作功之量，以算式示之，

$$功率 = \frac{功}{時間} = \frac{F \times d}{T} \tag{1—7}$$

式中 T＝作此功所需之時間。設功以呎磅計，時間以分或秒計，則功率之單位爲呎磅每分鐘或每秒鐘。工程上常以馬力 (horsepower) 計量功率。一匹馬力等於 33,000 呎磅每分鐘或 550 呎磅每秒鐘。設力之運動於任一時間內均屬均勻，則可採用與此段時間相對應之距離。力之運動倘可變動，則時間與距離均須無限小。前述兩情形中，其 $\frac{d}{T}$ 或 $\frac{d}{dT}(d)$ 均爲力之速度，故功率乃力與其速度之積。卽

$$功率 = 速度 \times 運動方向上之分力 = V \times F \tag{1—8}$$

以上關於功與功率之論列甚屬重要，讀者應澈底瞭解。

1-11. 彈能　機件之彈能 (resilience) 以該件變形所需之功計之，如應力並未超過彈性限度，機件所吸收之功稱爲彈性彈能 (elastic resilience)。如機件所吸收之功足以使之破裂，則稱爲變形之全功 (total work of deformation)。彈能常以每立方吋材料之吋磅數計，設第 1—5 圖中曲線 A 表示軟鋼等展性材料之應力變形特性曲線。設試樣繼續受力，逮其應力等於彈性限度，則至 b 點，其 ob 幾成一直線，單位變形 oa 與 b 處應力相對應，故 o 至 b 之平均應力 $\frac{1}{2}ab$，行經 oa 距離。

因內功(internal work)等於內力與該力所行距離之積，故彈性彈

能爲 $\frac{1}{2}ab\times oa$，此與三角形 oab 之面積相等。故作用至彈性限度爲止，

其
$$彈性彈能=\frac{1}{2}ab\times oa=\frac{1}{2}s\times e$$
$$=\frac{1}{2}\frac{P}{A}\times\frac{\Delta}{L}=\frac{1}{2}\frac{P\times\Delta}{容積} \qquad (1—9)$$

其 Δ＝在彈性限度內之全變形；

P＝使試樣達彈性限度之應力時之全載荷；

A＝試樣之橫斷面積；

L＝試樣之長度。

試樣之應力如超過彈性限度，例如設已達 g 點，今自該點起將載荷減輕，則應力變形線與 ob 平行並與橫軸交於 h。永久變形(permanent set)oh 業已形成；彈能 $obgh$ 已消失，祇有 $hgdef$ 尙存，是爲破裂之全功。

前述作用對於受活載荷機件之設計關係綦重。此種活載荷所起應力應在彈性限度以內。載荷如重所起應力將超過彈性限度，此情形與第1—4 圖所示者相似。載荷屢施屢停反復頻仍，則機件所剩之全彈能爲之減少，終至連甚輕之衝力(impulsive load)亦不克勝任而遭破裂。因此起重機上吊物之具及鈎等機件須經常施行退火(annealing)，蓋適當之熱處理(heat treatment)可將內部應力除去，材料回復其原態。

1-12. 強度學說 以往研究構造材料恆藉試驗機爲之。試樣置於此機中受最簡單的應力作用。關於金屬強度之記錄大多得自簡單張力試驗；至於石或混凝土類脆性材料 (brittle material) 之強度則用壓力試驗考究之。倘材料所受應力情形較爲複雜，則其強度祇於特殊情形始得探討之。於設計上常遇合成應力(combined stresses)情形，欲使所定之工作應力(working stress)有所根據，乃提出種種強度學說(strength theory)。此種學說之目的在乎建立一種定律，俾由受簡單張力或壓力

試驗之材料情形，以推測其損壞將由於何種合成應力。此處所稱損壞乃指屈服或實際折裂，卽指此兩者之中發生較先者。

受應力作用之物體中一微小部分，其應力情形之最普通者可由三主應力 s_x, s_y 及 s_z 定之，如第 1—2 圖所示。假設主應力之代數値間之關係如次：

$$s_x > s_y > s_z$$

其中張力取作正號，壓力取作負號。

最大應力說(maximum stress theory) 取最大應力以評定強度；且假設在展性材料情形其屈服之開始必其最大應力已等於簡單張力時材料之屈服點，或其最小應力已等於簡單壓力時材料之屈服點。故屈服之條件爲

$$s_x = s_{y.p.}$$

或

$$s_z = s'_{y.p.} \tag{1—10}$$

其 $s_{y\,p.}$ 爲張力之屈服點，$s'_{y\,p.}$ 爲壓力之屈服點。今有不少事實不符此說。例如於簡單張力情形中滑動(sliding)所在之平面，與試樣的軸線傾斜，但此面上抗張或抗壓應力並非最大。又如勻質等方性材料(isotropic material)其簡單壓力之強度雖弱卻能受極大水壓而不致屈服。由此可知僅憑最大抗張或抗壓應力之值實不足以定屈服之條件。

最大變形說 (maximum deformation or strain theory) 假定展性材料屈服之開始必其最大單位變形(伸長度)已等於簡單張力中屈服發生時之單位變形，或其最小單位變形(壓縮變形)已等於簡單壓力中之單位變形。故由第(1—3)式得

$$\frac{s_x}{E} - \frac{\mu}{E}(s_y + s_z) = \frac{s_{y\,p}}{E},$$

$$\frac{s_z}{E} - \frac{\mu}{E}(s_x + s_y) = \frac{s'_{y\,p.}}{E} \tag{1—11}$$

亦有事實與此學說不符。例如一板於其兩垂直方向受張力作用，則據最大變形說其屈服點應高於簡單張力時情形，蓋各方向之伸長爲其垂直方向上之張力所減小。此項結論實驗無從證實之。又以試樣受力壓試驗結果亦與此說不符。

最大剪力說(maximum shear theory) 頗能與實驗結果一致，對於 $s_{y\,p.}=s'_{y\,p.}$ 之展性材料尤然。此說假定屈服之開始必其最大抗剪應力等於簡單張力中屈服點時之最大抗剪應力。因最大抗剪應力等於最大及最小兩主應力之差之半，故屈服條件爲

$$\frac{1}{2}(s_x-s_z)=\frac{1}{2}s_{y\,p} \tag{1—12}$$

於機件設計上最大剪力說今已普遍應用於展性材料，此說與實驗結果頗相符合且使用甚易。

最大彈能說(maximum resilience or strain energy theory) 以材料之單位容積內所貯彈能之量取爲測定屈服開始之根據。設有一立方體，於其三垂直方向上受均勻張力作用(第 1—2 圖)。如立方體每邊爲單位長，則各面上張力之值等於 s_x, s_y, s_z, 與此相對應之伸長爲 e_x, e_y, e_z。則貯於一立方吋中彈能爲

$$W=\frac{s_xe_x}{2}+\frac{s_ye_y}{2}+\frac{s_ze_z}{2}$$

其各伸長以第(1—3)式之值代入，則得

$$W=\frac{1}{2E}(s_x^2+s_y^2+s_z^2)-\frac{\mu}{E}(s_xs_y+s_ys_z+s_zs_x) \tag{1—13}$$

上式亦可應用於法線應力(normal stress)之爲壓力者，祇予抗壓應力以負號卽得。以第(1—13)式之能與簡單張力情形中屈服點時之能相等，則得屈服之條件爲

$$\frac{1}{2E}(s_x^2+s_y^2+s_z^2)-\frac{\mu}{E}(s_xs_y+s_ys_z+s_zs_x)=\frac{s^2_{y\,p.}}{2E} \tag{1—14}$$