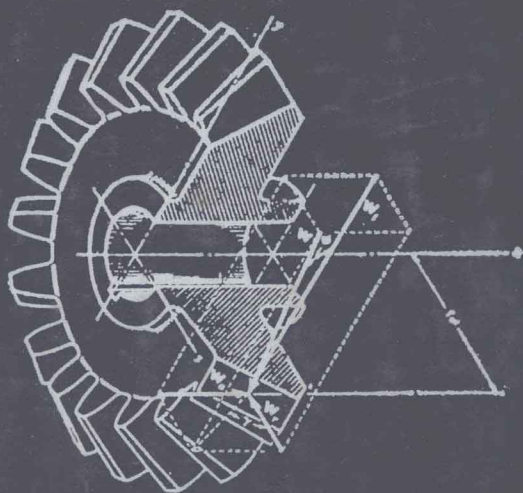


大專用書
MACHINE DESIGN
機械設計

陳明雄編著



文化圖書公司印行

目 錄

第一章 基本原理

1-1	靜力平衡與分離體原理	1
1-2	工程材料	3
1-3	張應力與壓應力	3
1-4	力與質量之SI國際單位	7
1-5	拉與壓力負荷之靜不足問題	9
1-6	重心	10
1-7	慣性矩	12
1-8	平行軸定理	13
1-9	樑之彎曲	14
1-10	偏心負荷與重量疊原理	18
1-11	剪力與彎矩圖間之關係	19
1-12	梁之撓度	24
1-13	圖解積分法	27
1-14	剪應力	32
1-15	梁內橫向剪應力	32
1-16	柱效應	37
1-17	元件之應力分析	41
1-18	莫爾圓	43

第二章 設計應力

2-1	安全度	62
2-2	應力應變圖	64
2-3	應力集中	67
2-4	材料之耐久限	77
2-5	延性材料和脆性材料之損壞型式	79
2-6	延性材料受穩定應力	80
2-7	最大剪力理論	81
2-8	最大主應力理論	83
2-9	脆性材料受穩定應力	85

2-10	延性材料承受變動負荷之設計	87
2-11	延性材料受完全反向應力	90
2-12	耐久強度圖	91
2-13	疲勞壽命之預計	94

第三章 軸

3-1	軸之分類及材料之選用	105
3-2	圓軸之扭轉	107
3-3	傳動馬力	112
3-4	軸之設計	114
3-5	承受變動負荷之軸設計	118
3-6	鍵	119
3-7	應力集中	124
3-8	非同平面彎矩負荷	126
3-9	軸頭之設計	132
3-10	曲柄軸之設計	136
3-11	矩形桿之扭轉	139
3-12	能量法求不等徑軸之撓度	141
3-13	能量法求軸之斜度	144
3-14	軸之臨界轉速	147
3-15	三支座之軸	149

第四章 螺紋

4-1	螺紋之定義	166
4-2	螺紋之種類	167
4-3	美國國家標準及統一螺紋	169
4-4	國際公制 SI 螺紋	172
4-5	螺紋之力學	174
4-6	螺紋之應力	177
4-7	螺紋之預緊力	179
4-8	預緊力與疲勞強度之關係	184
4-9	應力集中	187
4-10	螺帽鎖緊裝置	189
4-11	螺栓強度與偏心負荷	192

4-12	動力傳導螺紋·····	197
------	-------------	-----

第五章 正齒輪

5-1	引言·····	211
5-2	齒輪傳動基本定律·····	212
5-3	漸開線之性質·····	214
5-4	輪齒之大小·····	217
5-5	標準齒制·····	219
5-6	齒輪之製造及精密加工·····	223
5-7	接觸率·····	227
5-8	齒輪之過切與極限齒數·····	230
5-9	非互換性之移位齒輪·····	232
5-10	正齒輪之傳動功率·····	236
5-11	輪齒之抗彎強度·····	237
5-12	輪齒之磨損負荷·····	241
5-13	輪齒之動力負荷·····	244
5-14	輪齒之誤差·····	244
5-15	彈簧常數與有效質量·····	245
5-16	動力負荷之設計方程式·····	248
5-17	動力負荷之 SI 單位·····	250
5-18	力之分析·····	252
5-19	太陽行星齒輪系·····	255
5-20	齒輪材料與損壞·····	259

第六章 螺旋齒輪、蝸桿蝸輪及斜齒輪

6-1	螺旋齒輪·····	272
6-2	螺旋齒輪之負荷力·····	274
6-3	螺旋齒輪之虛齒數·····	277
6-4	交叉軸之螺旋齒輪·····	279
6-5	設計強度·····	284
6-6	蝸輪裝置·····	286
6-7	蝸桿與蝸輪之傳力及效率·····	290

6-8	蝸桿蝸輪裝置之設計	296
6-9	斜齒輪	298
6-10	斜齒輪之設計強度	299
6-11	斜齒輪之傳力	302

第七章 聯軸器、離合器及制動器

7-1	聯軸器	309
7-2	離合器	319
7-3	制動器	323

第八章 熔接與鉚接

8-1	熔接	340
8-2	熔接性	342
8-3	熔接的符號	343
8-4	熔接的強度	346
8-5	承受偏心靜負荷之熔接	348
8-6	熔接之應力集中	352
8-7	變動負荷之設計	353
8-8	鉚釘接合	354
8-9	薄壁圓筒之應力及效率	356
8-10	承受偏心負荷之鉚接	357

第九章 摩擦與潤滑

9-1	摩擦的種類	365
9-2	液體的摩擦	367
9-3	黏度的測定	368
9-4	軸承模數與摩擦係數之關係	374
9-5	彼得洛夫軸承方程式	376
9-6	流動力摩擦之條件	377

9 - 7	潤滑之種類及方法	377
-------	----------	-----

第十章 軸承

10 - 1	軸承的性能	382
10 - 2	徑向滑動軸承	383
10 - 3	頸軸承之熱平衡	387
10 - 4	軸向止推軸承	389
10 - 5	軸承之構造與潤滑方法	391
10 - 6	滾動軸承之構造及型式	394
10 - 7	滾珠軸承之計算	398
10 - 8	軸向負荷之效應	402
10 - 9	對於變動負荷之設計	403
10 - 10	軸承之安裝	406
10 - 11	球與圓柱體之接觸應力	408

第十一章 飛輪

11 - 1	飛輪之作用	414
11 - 2	速率變動係數	414
11 - 3	碟形飛輪之應力	417
11 - 4	飛輪之速度	419
11 - 5	具輪輻之飛輪應力	421
11 - 6	飛輪之動力平衡	424

第十二章 撓性傳動

12 - 1	平皮帶之傳動	429
12 - 2	三角皮帶傳動	435
12 - 3	鏈傳動裝置	440
12 - 4	鋼索傳動	447

第十三章 彈簧

13 — 1	彈簧之功用與種類	453
13 — 2	彈簧之材料	454
13 — 3	彈簧之剛度及特性線	456
13 — 4	圓柱形螺旋壓縮彈簧	458
13 — 5	彈簧承受變動負荷之設計	461
13 — 6	螺旋彈簧之端圈及公差	463
13 — 7	葉片彈簧	467
13 — 8	扭轉彈簧	469
13 — 9	碟形彈簧	471
13 — 10	環形彈簧	473
13 — 11	彈簧之能量	474

第十四章 公差配合與優先數.....479

14 — 1	基本要義	479
14 — 2	雙向和單向公差	480
14 — 3	美國 A S A 公差配合	482
14 — 4	美國最新公差配合制	484
14 — 5	I S O 國際公差配合制	489
14 — 6	優先數列	499
14 — 7	表面粗度	502

附 錄.....513

A、	均勻截面梁之剪力、彎矩與撓曲	514
B、	美國 U S A S 公差配合標準	518
C、	常用工程材料之性質及符號（美國）	525
D、	常用工程材料之性質及符號（日本）	534
E、	常用工程材料之性質及符號（德國）	541
F、	各國工業標準規格總覽	550

第一章 基本原理

1. 靜力平衡與分離體原理

一系統或物體呈靜止不動或以等速運動時，即為作用於其上諸外力處於平衡狀態。對於任一形式力系之平衡條件為，諸力在任何方向分力之代數和必等於零，且對於任何軸線之力矩和亦必為零。

大部份靜力學問題，皆涉及一物體或一物系為另一物體所支持而呈平衡狀態。例如一引擎機軸為其軸承所限制及拘束；或車廂於鐵軌上運動等情形均屬之。由拘束條件之特性，可知機械結構物各分件之運動被限制，因而可決定拘束位置之反力作用於結構之方向。

當研究一物系中某一物件之平衡時，必須先將該物件由物系中分離。似此於一物系中，將一部份自其餘部份中分離出來，並可列成一組平衡方程式之原理，即為分離體原理 (Free body Principle)，圖 1-1 示一壓機 (Press) 之分離體圖。

此原理可應用於單一物體，亦可應用於該物之任何部份上。當設計一機件並實

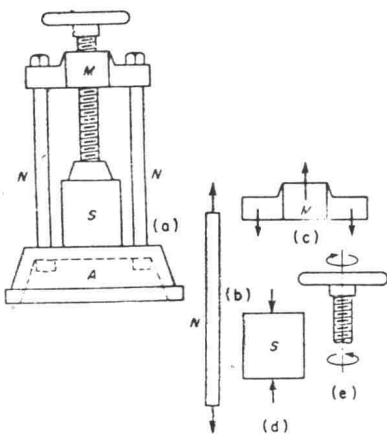


圖 1-1

施應力分析時，有時須選取於機件之某適當部位剖切之，以便於僅考慮該一部份之平衡而求解力之問題。各剖切面上所受之內力必須與維持機件分離部份之外力系統成平衡狀態。如圖 1-2 所示。

Structure	Free-body diagram	Analysis
		$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ N - 1000 &= 0 \\ N &= 1000 \text{ lb} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R - 1000 &= 0 \\ R &= 1000 \text{ lb} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ M - (10)(1000) &= 0 \\ M &= 10,000 \text{ lb ft} \end{aligned}$
		$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ N - 500 &= 0 \\ N &= 500 \text{ N} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ 10R_B - (3)(1000) &= 0 \\ 10R_B &= 3000 \text{ N} \\ R_B &= 300 \text{ N} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ -10R_B + (7)(1000) &= 0 \\ -10R_B &= -7000 \text{ N} \\ R_B &= 700 \text{ N} \end{aligned}$
		$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ R - 1000 &= 0 \\ R &= 1000 \text{ N} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ M_A - (10)(1000) &= 0 \\ M_A &= 10,000 \text{ N m} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum (M_A)_B &= 0 \\ M_A - (10)(1000) &= 0 \\ -T + (4)(1000) &= 0 \\ T &= 4000 \text{ N m} \end{aligned}$
		$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ 200 - N_A &= 0 \\ N_A &= 200 \text{ lb} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_B - 500 &= 0 \\ R_B &= 500 \text{ lb} \end{aligned}$
		$\begin{aligned} \sum (M_A)_B &= 0 \\ (7)(500) - T &= 0 \\ T &= 3500 \text{ lb m} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum (M_A)_C &= 0 \\ (7)(200) - M'_C &= 0 \\ M'_C &= 1400 \text{ lb m} \end{aligned}$ $\begin{aligned} \sum (M_A)_D &= 0 \\ M'_D - (10)(500) &= 0 \\ M'_D &= 5000 \text{ lb m} \end{aligned}$

設在一個呈平衡或於運動狀態之物系中取出一物件，使與其餘部份分離。以傳遞至該分離體之作用力為外力來替代所移開部份之力系，則此分離體仍保持其未被移開前之平衡或運動狀態。

分離體原理不僅可應用於靜力學問題上，亦可應用於動力學之範圍。假如物體有加速度，則應將慣性力之影響包含於平衡方程式中。

2. 工程材料

機械設計上所使用之數學方程式，係依據理想材料而導出，所謂理想材料乃係假設具有下列性質：

(1) 完全彈性 (Perfect elasticity) 物體於負荷作用之下，均將導致形狀與尺寸之變化。具完全彈性之材料，必在負荷移去之後能立刻回復原形。設計上所使用之方程式常為導自此一完全彈性之假設。不過應加注意的，於若干情況下，理想材料所得之應力與實際應力，其間有甚大之差異。有的材料對於較小負荷，可顯示高度彈性；但若干材料於負荷甚大時，則保持永久變形。

(2) 均質性 (Homogeneity) 材料於各處均具有相同之性質：

(3) 各向等彈性 (Isotropy) 材料於各方向均具相同之彈性。

實際上，金屬並非均質性之物質，乃係由甚多微小晶粒所組成，其強度決定於作用力之施加方向。當微小結晶無同一方向性時，如鑄造，熱軋或退火等製程，材料須假設均質性與各向等彈性。但冷軋或冷拉之材料，結晶有一定之方向，且顯示晶粒之效應，則強度取決於負荷所施之方向，而不能視為均質性與各向等彈性之材料。

3. 張應力與壓應力

當外力作用於一物體而保持平衡時，將使此物體發生變形，亦將使物體內部產生內力（應力）。

圖 1-3 (a) 示一拉力 P 作用於一均質材料，其斷面面積為 A 的機件上，若此作用力通過斷面形心 (Centroid) 並與斷面垂直，則在

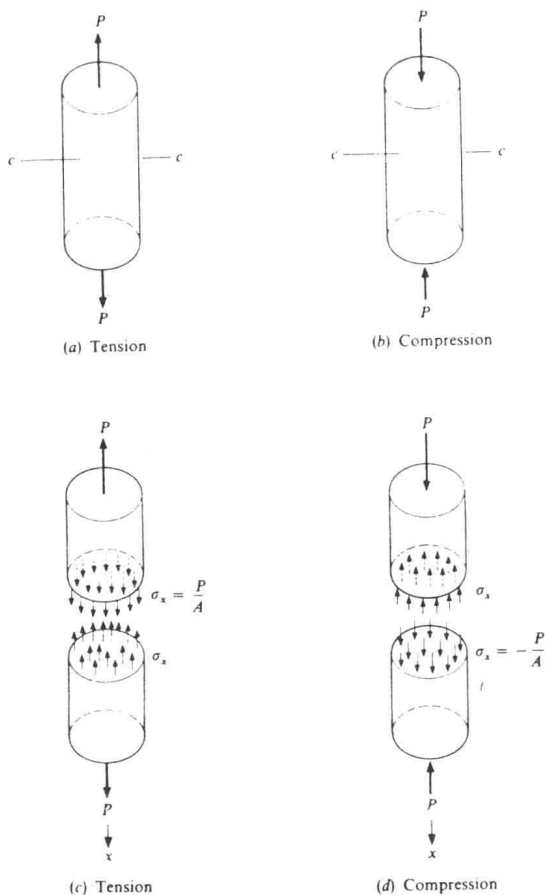


圖 1-3

機件之斷面上產生均勻分佈之應力。依據前節靜力平衡之原理，對於任意之分離體圖，機件斷面 C—C 上之總內力應等於外力 P，抵抗作用力之力量，由桿件中之纖維傳達之，各纖維抵抗力之總和，即為該桿之總抵抗力，亦即總內力，該總內力等於作用力 P。吾人所欲求者，

非其總內力而係其強度，此強度稱為應力或單位應力，以 σ 表之，其意義為單位面積所受之力，以公式表之為

$$\sigma = \frac{P}{A} \dots\dots\dots(1)$$

若作用力係壓力時，如圖 1-3(b) 則

$$\sigma = - \frac{P}{A} \dots\dots\dots(2)$$

作用力 P 之單位為磅，面積 A 為平方吋，應力 τ 以磅／平方吋成 PSI 表之，式中之正負號係用以區別拉應力或壓應力。

如圖 1-4 所示之機件，在外力 P 作用下，將發生長度之變化，此種長度之改變，可為伸長亦可為壓縮稱為應變 (strain)。

應變有總應變及單位應變之別，總應變為桿件總長之變化，設桿件原長為 L ，外力作用下長度之改變量為 δ ，則桿件單位長度之變化即為單位應變 ϵ ，以公式表之為

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \dots\dots\dots(3)$$

外力如係拉力， δ 自屬伸長量，則 ϵ 稱為張應變。反之外力如為壓力， δ 即為縮短量， ϵ 稱為壓應變。

工程上所用的許多材料，在彈性限以內“應力係與應變成正比例”此一簡單直線關係名曰虎克定律 (Hook's Law) 以代數式表之為 $\sigma \propto \epsilon$ ，以等式表之為

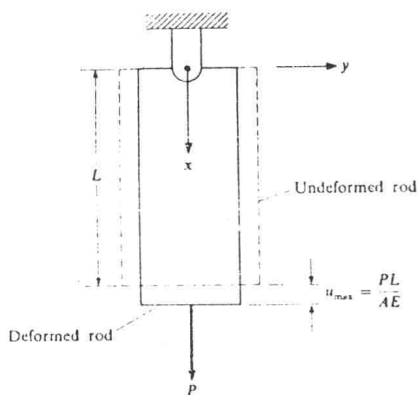


圖 1-4

6 機械設計

$$\sigma = E \epsilon \quad \dots\dots\dots (4-a)$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad \dots\dots\dots (4-b)$$

式中比例常數 E 為任何已知材料之彈性模數 (Modulus of elasticity) 或稱楊氏係數 (Young's modulus)

將公式 (1) 和 (4-b) 代入 (3) 可得一重要之關係

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad \dots\dots\dots (5)$$

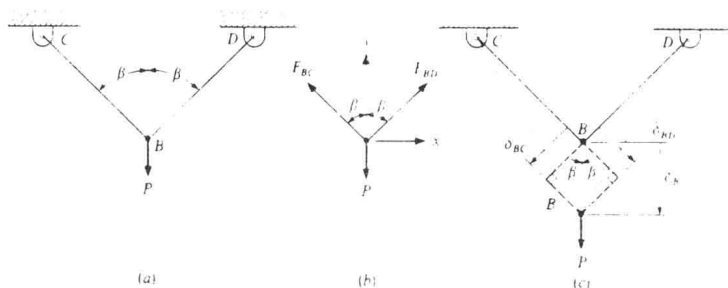


圖 1-5

【例題 1】 圖 1-5 所示一垂直荷重，由兩斜旁之鋼桿所支持，鋼桿長度 ℓ 均為 60 吋，橫斷面積為 0.5 吋²，荷重 P 為 5000 磅， β 為 45° 試決定 B 點之變位，及鋼桿之應力。

解： 首先繪出 B 點各力之分離體圖如 1-4 b

在 x 方向之平衡導致 $F_{BC} = F_{BD}$ ， y 方向之平衡則為
 $(F_{BC} + F_{BD}) \cos \beta = P$

$$\therefore F_{BC} = F_{BD} = \frac{P}{2 \cos \beta} = 3536 \text{ lb}$$

$$\delta_{BC} = \delta_{BD} = \frac{[P / 2 \cos \beta] L}{AE} = \frac{PL}{2AE \cos \beta}$$

$$\begin{aligned}\delta_B &= \frac{\delta_{BC}}{\cos \beta} = \frac{PL}{2AE \cos^2 \beta} \\ &= \frac{5000 \times 60}{2 \times 0.5 \times 30 \times 10^6 \times 0.707^2} = 0.02 \text{ 吋} \\ \sigma &= \frac{3536}{0.5} = 7072 \text{ psi}\end{aligned}$$

4. 力與質量之 S I 國際單位

牛頓第二運動定律說明了力與質量間之關係為

$$\text{力} = \text{質量} \times \text{加速度}$$

對於自由落體運動，重力加速度之值設為 g ，重量或力設為 P ，則

$$\text{質量} = \frac{P}{g} \quad \frac{\text{lb sec}^2}{\text{ft}} \quad \text{或} \quad \frac{\text{N sec}^2}{\text{m}}$$

美國習用單位， g 值為 32.174 ft/sec^2 ，一單位質量稱為斯勒格 (slug)，則 P 之重為 32.174 磅 (lbf) 。國際單位， g 值為 9.8066 m/sec^2 ，一單位質量稱為公斤 (kilogram) 則 P 重量為 9.8066 N (牛頓) 。

美國習用單位，一公斤等於 2.2046 磅 ，所以磅既可代表力，亦可代表質量，惟需於其後加一指定標記，即

$$1 \text{ kg} = 2.2046 \text{ lb (mass)}$$

$$1 \text{ lb (mass)} = \frac{1}{2.2046} = 0.4536 \text{ kg}$$

作用於質量 1 kg (2.2046 磅) 之重力為 9.8066 牛頓 ，而作用於質量 1 磅 之重力為

$$1 \text{ lb (force)} = \frac{1}{2.2046} \times 9.8066 = 4.448 \text{ N}$$

$$1 \text{ N} = 0.2248 \text{ lb (force)}$$

國際公制之應力單位為 Pa (Pascal) ，其值為 1 N/m^2 ，因數值

過小，一般實用單位以 MPa (Mega Pascal) 表示每平方公釐面積上受力百萬牛頓以 1 N/mm^2 表之。

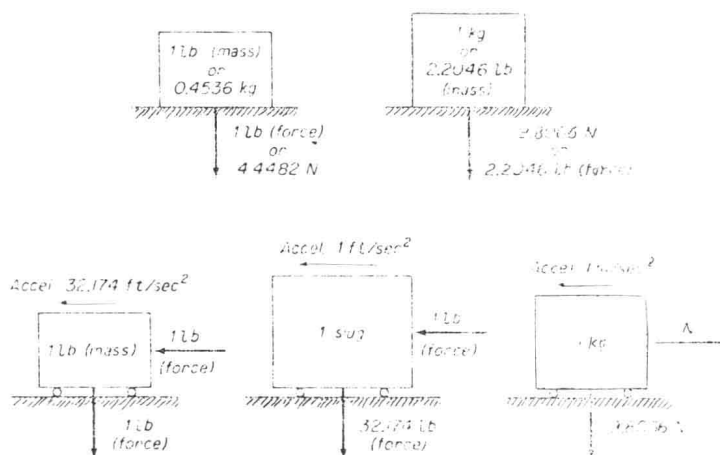


圖 1-6

前述之有關定義及數值轉換，可用 1-6 圖表之。

【例題 2】若圖 1-5 中鋼桿之橫斷面積為 250 mm^2 ，長度為 1500 mm ，所受之力為 20000 N 試求其應力值及變形量。

解： $\sigma = \frac{P}{A} = \frac{20000}{250} = 80 \text{ MPa}$

$$\delta = \frac{P L}{A E} = \frac{20000 \times 1500}{250 \times 206900} = 0.580 \text{ mm}$$

美國習用單位與 SI 國際單位之間有如下之關係

$$1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \frac{0.2248 \text{ lb}}{\left(\frac{\text{in}}{25.4}\right)^2} = 145 \text{ psi}$$

即 1 MPa 之應力相當於 145 psi 之應力。

5. 拉與壓力負荷之靜不足問題

機件的安排，有時其軸向力僅用靜力公式，不能決定。這種力系即屬靜不定問題。支座或構件數較結構平衡之最低數為多，乃此類問題之特性。對於此種情形，另需考慮各部份的變形，不能再視為剛體。以下之例題為解決此種問題之典型方法。

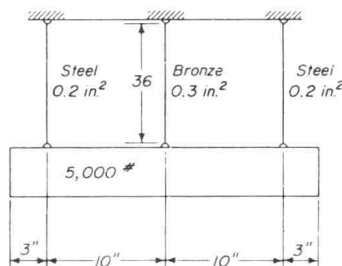


圖 1-7

【例題 3】 試求第 1-7 圖每一垂直桿件之力。重物可假設係剛性的，且和三垂直桿的連接保持於一直線，設頂部支座亦係剛性的。

解： 因位置和負荷皆為對稱的，外側兩桿件的力應屬相等，由靜力平衡可寫出下列方程式。

$$2F_1 + F_2 = 5000 \quad \dots\dots\dots (a)$$

由於出現兩未知數，須利用另一方程式以解題，即考慮桿的變形，因所有桿件均有同量的變形。故

$$\delta_1 = \delta_2 \quad \text{或} \quad \frac{F_1 L_1}{A_1 E_1} = \frac{F_2 L_2}{A_2 E_2}$$

以各關係數值代入上式

$$\frac{36 F_1}{0.2 \times 30 \times 10^6} = \frac{36 F_2}{0.3 \times 15 \times 10^6}$$

$$3 F_1 = 4 F_2 \dots\dots\dots(b)$$

同時解方程式(a)和(b)得

$$F_1 = 1818 \text{ lb 和 } F_2 = 1364 \text{ lb}$$

靜力不定構件因各件尺寸的小量變化，力的分佈有顯著的不同。機件加工尺寸，小而未知的誤差，即可促成負荷分佈的極大變化。

溫度的變化亦可改變靜力不定系統內的力值。假如溫度可促成組合各部份長度間的相對變化，則其影響和加工錯誤者相似。設計者在靜力不定構件的計算，必須考慮溫度變化以及尺寸誤差。

解靜力不定問題，通常須假設某件或支座乃屬剛體，但因無完全剛性，這些假設剛體的任何變形，將使計算的力值變化。

6. 重心

一物體之重量乃是地球對物體作用之萬有引力。此重量亦即是物體中所有質點重量之合力，通過之一點，即稱為該物體之重心 (Center of gravity)。

就面積言，我們使用形心 (Centroid) 這一名詞，有很多問題需要知道一物體重心之位置或面積形心之位置。如 1-8 圖設令 dw 為組成物體之微塊重，則

$$dw = \gamma t dA \dots\dots\dots(a)$$

式中 dA 為表面之微面積，
 t 為厚度， γ 為物體之比重量，
其總重為

$$W = \int \gamma t dA \dots\dots\dots(b)$$

一個質體各部份對於任一軸之力矩和等於整個質體與重心距離之乘積。若以 $\bar{x}$ $\bar{y}$ $\bar{z}$ 表其重心之座標。即得

$$\bar{x}W = \int x \gamma t dA \quad \bar{y}W = \int y \gamma t dA \quad \bar{z}W = \int z \gamma t dA$$

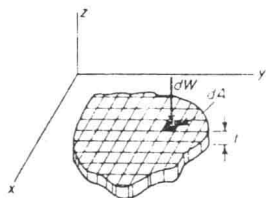


圖 1-8