

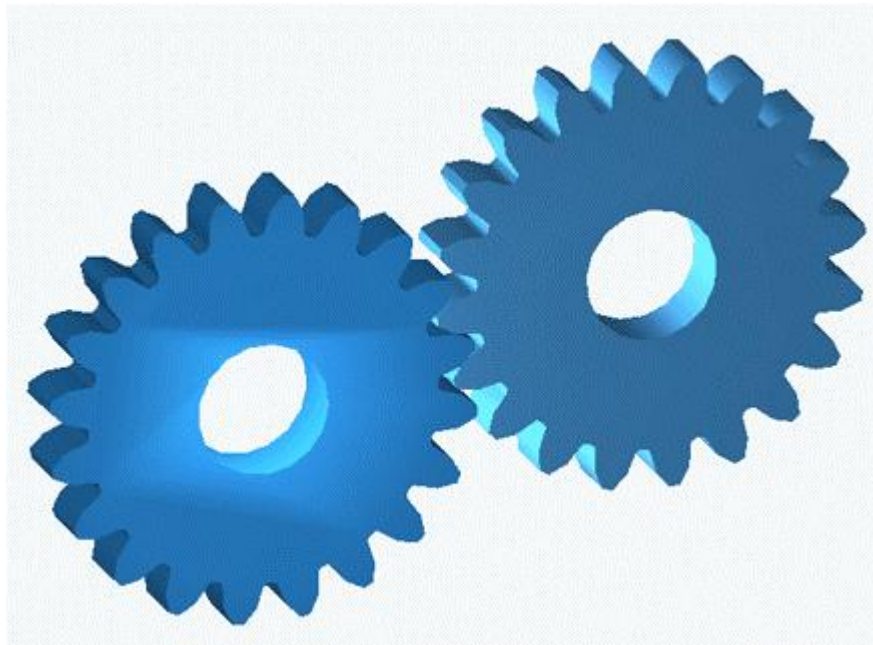
第三章 傳動元件

- ✓ “機器設計”與“結構設計”的差異。
- ✓ 機械通常必須經由組成元件的動作來達成所需功能，因此機械設計上一個非常重要的問題是如何傳輸、轉換動力，以達成設計所要求的動作與功能，這個工作主要得靠傳動元件和機構來達成。
- ✓ 這個單元裡要介紹機械設計中經常使用的傳動元件，包括
 - 正齒輪
 - 螺旋齒輪
 - 斜齒輪
 - 蝸齒輪
 - 皮帶和鏈條
 - 軸承



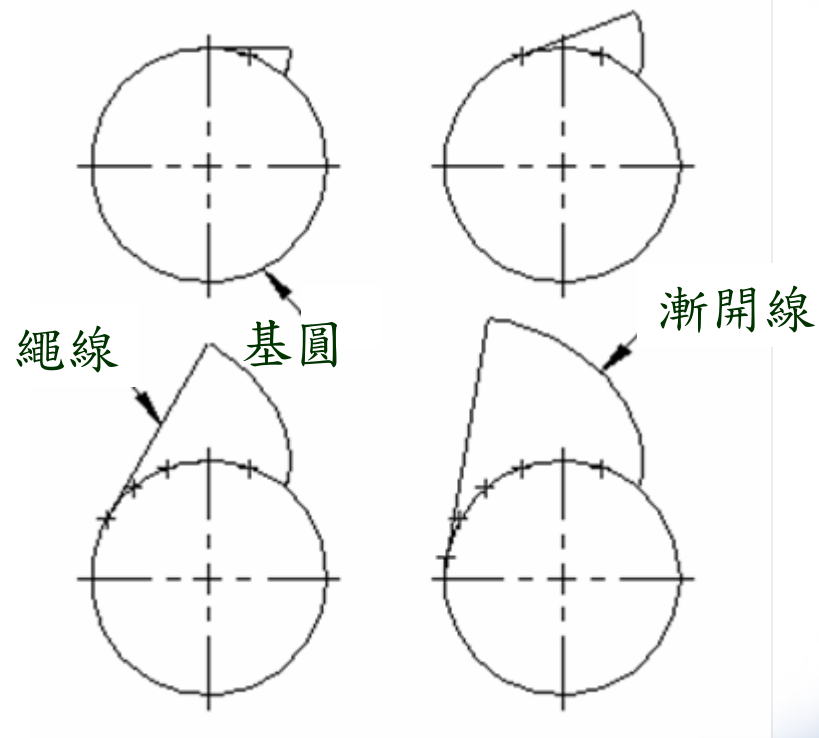
正齒輪

- ✓ 傳輸動力所用的元件當中，齒輪是最普通、最常見的，主要是用於平行軸間迴轉運動的傳遞。



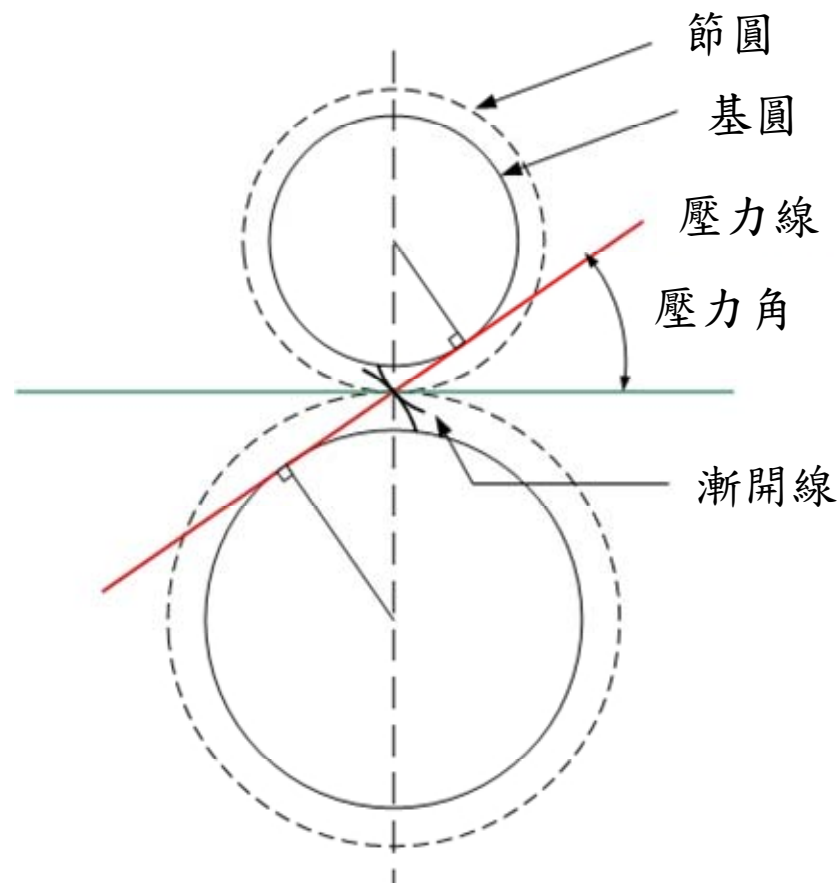
漸開線

- ✓ 正齒輪的齒形即是採用“漸開線”。
- ✓ 考慮一個圓柱體，周邊有一條繩線纏繞這個圓柱體，當我們拉住繩線的一端，使它“漸漸離開”圓柱，而由繩線端所畫出的軌跡，就是漸開線。
- ✓ 齒輪的齒形之所以要設計成漸開線，最主要的原因是希望兩個齒輪在互相咬合過程中，齒和齒之間完全只是滾動而不產生滑動。想像兩個圓形罐頭中間以一條線繩相連接



正齒輪－專有名詞 (I)

- ✓ 正齒輪的齒形即是採用漸開線，而用來產生漸開線的基準圓柱就是齒輪的「**基圓(base circle)**」。
- ✓ 兩個正齒輪咬合過程中有兩個理論圓一直相切，這兩個圓就稱作「**節圓(pitch circle)**」，而節圓的直徑稱為「**節徑(pitch diameter)**」。
- ✓ 接觸中的兩個齒互相施力的方向，稱為「**壓力線(pressure line)**」。壓力線會和兩個基圓公切，兩個節圓則有一條水平的公切線，這條水平線和壓力線的夾角稱為「**壓力角(pressure angle)**」。
- ✓ 正齒輪壓力角一般有14.5度、20度和25度三種，壓力角大小不同，齒形也會不一樣，兩個齒輪要能夠互相咬合，自然要有相同的壓力角，現今正齒輪多半採用20度的壓力角。



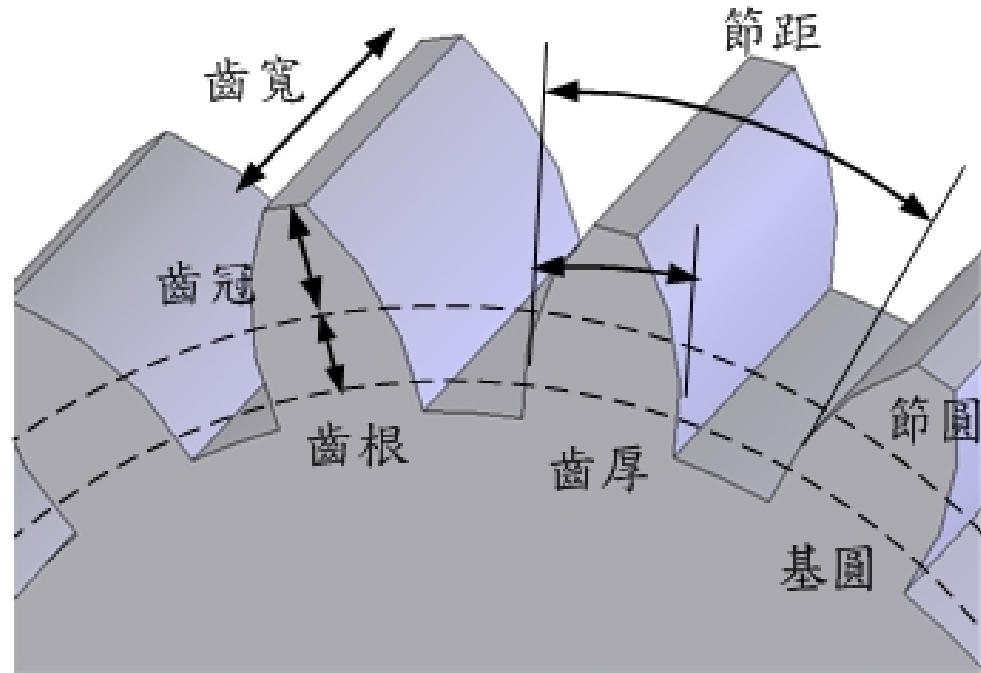
正齒輪 – 專有名詞 (II)

- ✓ 齒的大小通常用「節距(circular pitch, p)」來表示，節距是在節圓上兩個齒之間的距離，也就是節圓周長除上齒數：

$$p = \frac{\pi D}{N}$$

- ✓ 公制單位中「模數(module, m)」為齒輪齒大小的另一個指標，單位是 mm。最精細的齒輪模數僅有 0.3mm；大型齒輪模數可達 25mm。

$$m = \frac{D}{N} \quad p = \frac{\pi D}{N} = \pi \times m$$



正齒輪 – 專有名詞 (III)

- ✓ 「齒冠(addendum, a)」為齒輪節圓至齒頂的距離。

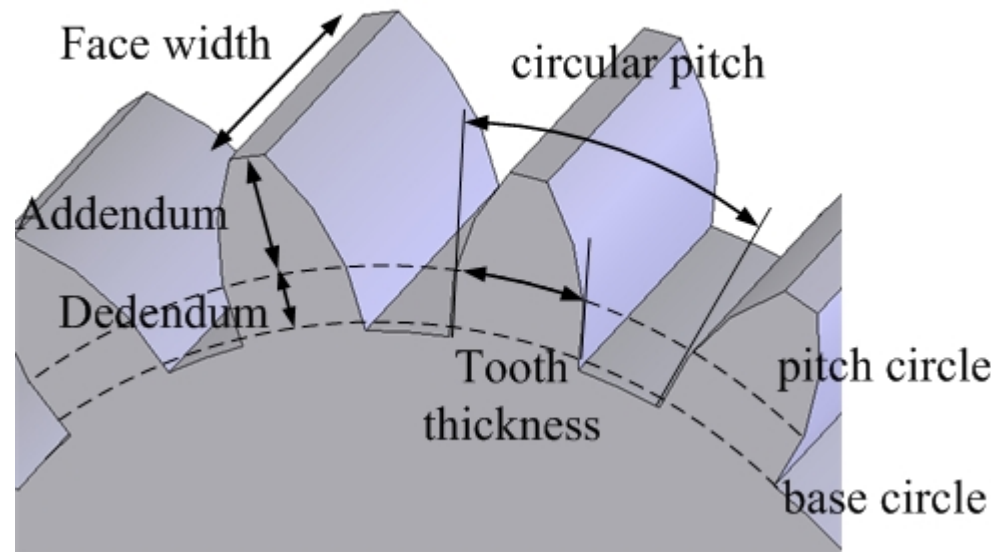
$$a = 1 \times m$$

- ✓ 「齒根(dedendum, d)」為齒輪節圓至齒底間的距離。

$$d = 1.25 \times m$$

- ✓ 「齒輪深度(whole depth)」為齒冠與齒根之和。

$$h_r = a + d = 2.25m$$



齒輪傳動

- ✓ 齒輪組(gear train)通常用來減低轉速、放大扭力。

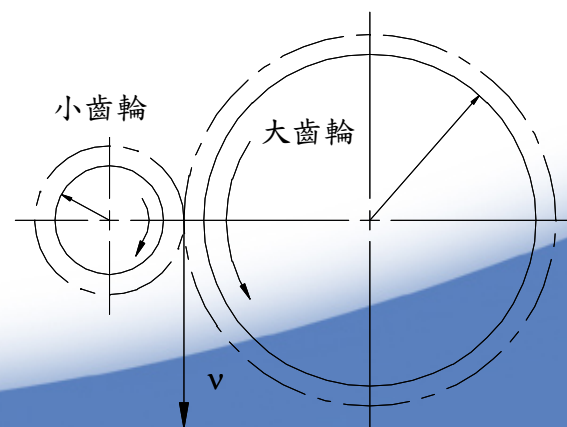
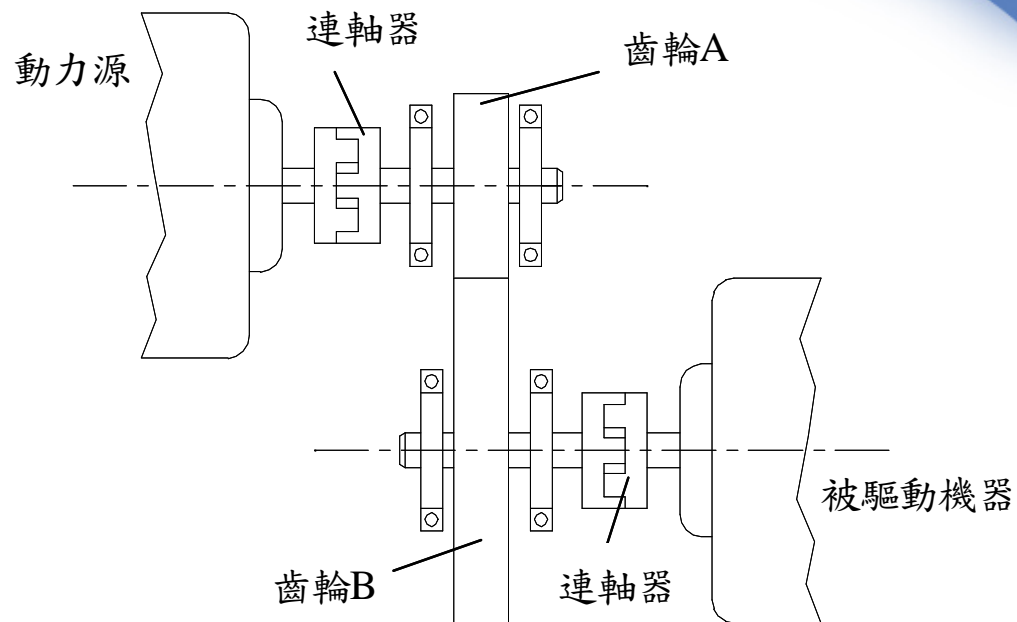
- ✓ 兩個齒輪咬合時，兩個齒輪的旋轉方向相反，如果齒和齒之間沒有滑動的話，在兩個齒輪接觸點的切線速度一定是相等的。

$$R_G \omega_G = v_t = R_P \omega_P$$

- ✓ 減速比

$$\frac{D_G}{N_G} = \frac{D_P}{N_P}$$

$$VR = \frac{\omega_P}{\omega_G} = \frac{R_G}{R_P} = \frac{D_G}{D_P} = \frac{N_G}{N_P}$$

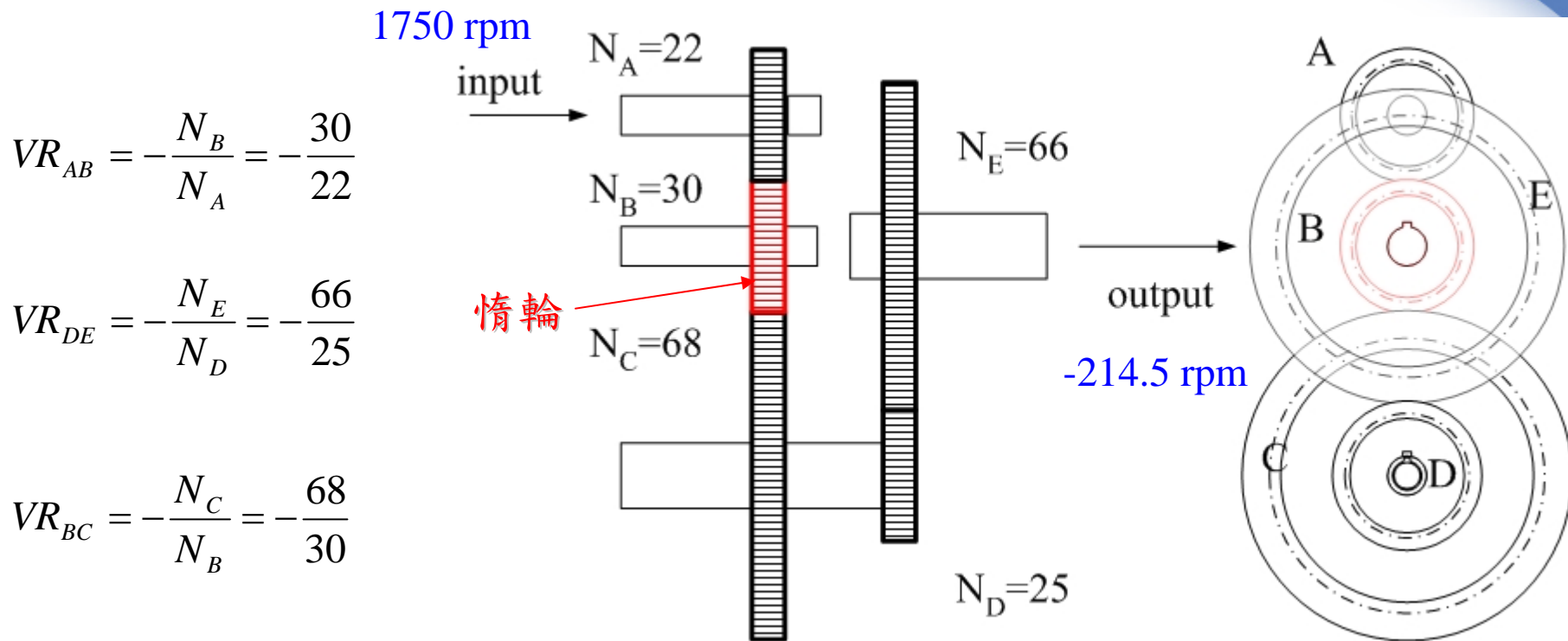


Optimal Design Lab.



最佳化設計實驗室

例題1. 齒輪組減速比的計算



$$TV = VR_{AB} \times VR_{BC} \times VR_{DE}$$

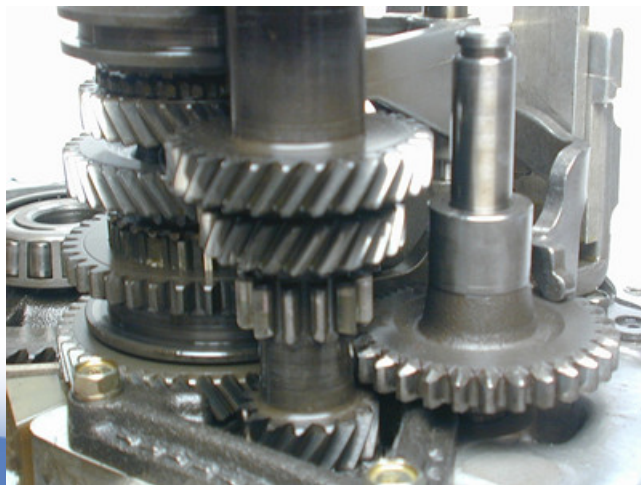
$$= \left(-\frac{30}{22}\right) \times \left(-\frac{68}{30}\right) \times \left(-\frac{66}{25}\right) = -8.16$$

$$\text{output} = \frac{1750}{-8.16} = -214.5 \text{ rpm}$$



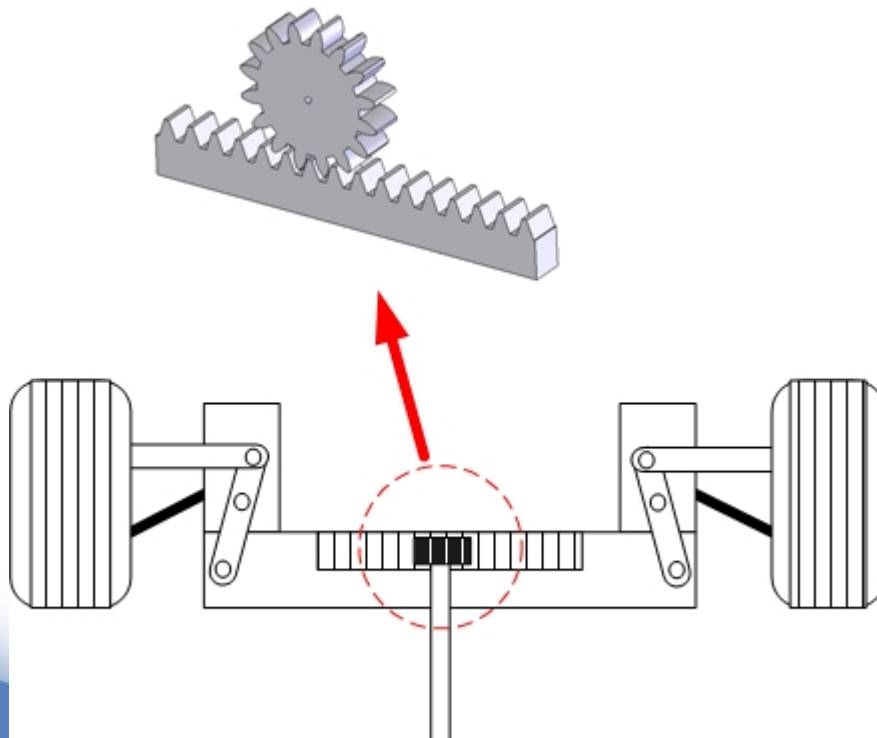
汽車的排檔

- ✓ 一、二檔減速比相當高，一檔減速比經常在3到4之間，引擎扭力被放大，加速力道強，然而車速稍微加快，引擎轉速便跟著拉得很高，因此適合在低速起步加速，或需要大扭力爬坡時使用。
- ✓ 三、四檔減速比較低，四檔的減速比通常是1，也就是在排檔箱內沒有減速，適合在一般駕駛狀況下使用。
- ✓ 大部分汽車手排檔的第五檔，減速比都低於1，稱為「超比檔(Over Drive, OD)」，也就是在排檔箱內不但沒有減速，反而轉速提升了。
- ✓ 汽車的自動排檔則是有一個相當不一樣的「行星式齒輪(planetary gear)」設計。



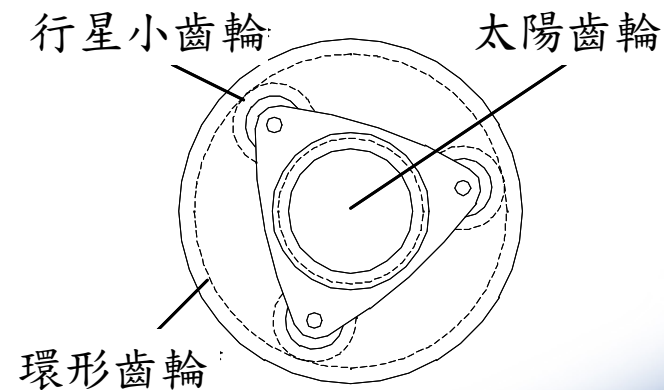
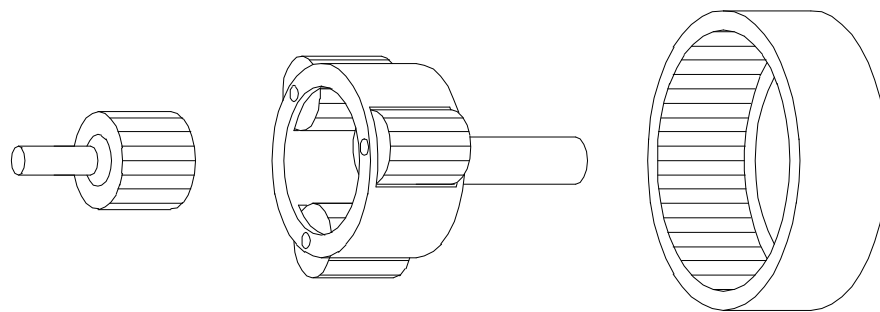
例題2. 汽車轉向機構

- ✓ 汽車轉向系統，方向盤機柱和轉向連桿之間，是靠「齒條(rack)」和小齒輪做轉向動作的傳輸，這樣的轉向系統便叫作「齒條小齒輪(rack and pinion)」轉向系統。
- ✓ 齒條可以被看成是一個直徑無限大、齒數無限多的正齒輪。



自動排檔車的行星式齒輪系統 (I)

- ✓ 行星式齒輪組中心是一個「太陽齒輪(sun gear)」，繞著太陽齒輪轉的則是三或四個一組的「行星小齒輪(planet pinion)」，由一個保持架(carrier)固定，行星小齒輪的外層，又和一只「環形齒輪(ring gear)」咬合著。



自動排檔車的行星式齒輪系統 (II)

- ✓ 在這組行星式齒輪中，太陽齒輪、行星小齒輪組和環形齒輪各有一個軸，三種齒輪互相纏繞旋轉，但是三個齒輪軸必定有一個軸固定不轉動、一個軸是驅動軸，另一個軸則是輸出軸，不同組合之下，便造成減速、加速、倒檔等不同的減速比。排列組合一下，一共有六種可能性：

組合	1	2	3	4	5	6
太陽齒輪	固定	輸出	固定	驅動	輸出	驅動
行星小齒輪	驅動	驅動	輸出	輸出	固定	固定
環形齒輪	輸出	固定	驅動	固定	驅動	輸出
速度	加速	加速	減速	減速	加速(倒檔)	減速(倒檔)



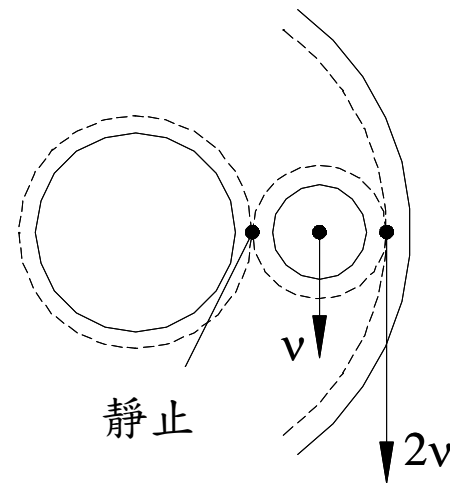
自動排檔車的行星式齒輪系統 (III)

- ✓ 當太陽齒輪被固定不動的情況（組合1與3）：

$$\frac{\omega_{\text{ring}}}{\omega_{\text{planet}}} = \frac{2v/R_{\text{ring}}}{v/R_{\text{planet}}} = 2 \frac{R_{\text{planet}}}{R_{\text{ring}}} > 1$$

- ✓ 當環形齒輪被固定的情況（組合2與4）：

$$\frac{\omega_{\text{sun}}}{\omega_{\text{planet}}} = \frac{2v/R_{\text{sun}}}{v/R_{\text{planet}}} = 2 \frac{R_{\text{planet}}}{R_{\text{sun}}} > 2$$



- ✓ 1st 檔 ➔ 組合4；2nd 檔 ➔ 組合3；3rd 檔 ➔ 直接驅動；4th 檔 ➔ 組合1（超比檔）；倒檔 ➔ 組合



例題3. 行星式齒輪組減速比計算

- ✓ 一行星式齒輪組中，環形齒輪有72齒，太陽齒輪有30齒，可以得到哪些不同的轉速比？

齒輪半徑和齒數成正比，因此 $R_{ring} : R_{sun} : R_{planet} = 72 : 30 : 51$

注意此處 $R_{planet} = R_{sun} + \frac{(R_{ring} - R_{sun})}{2}$

因此由前頁計算式，六種情況減速比計算如下：

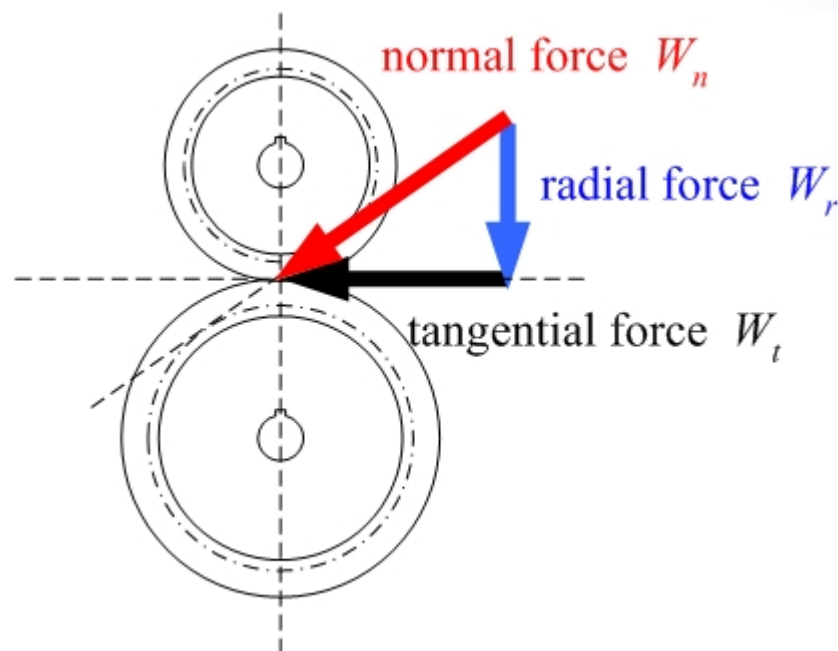
組合	1	2	3	4	5	6
減速比	1/1.42	1/3.40	1.42	3.40	-1/2.40	-2.40



正齒輪 – 受力分析

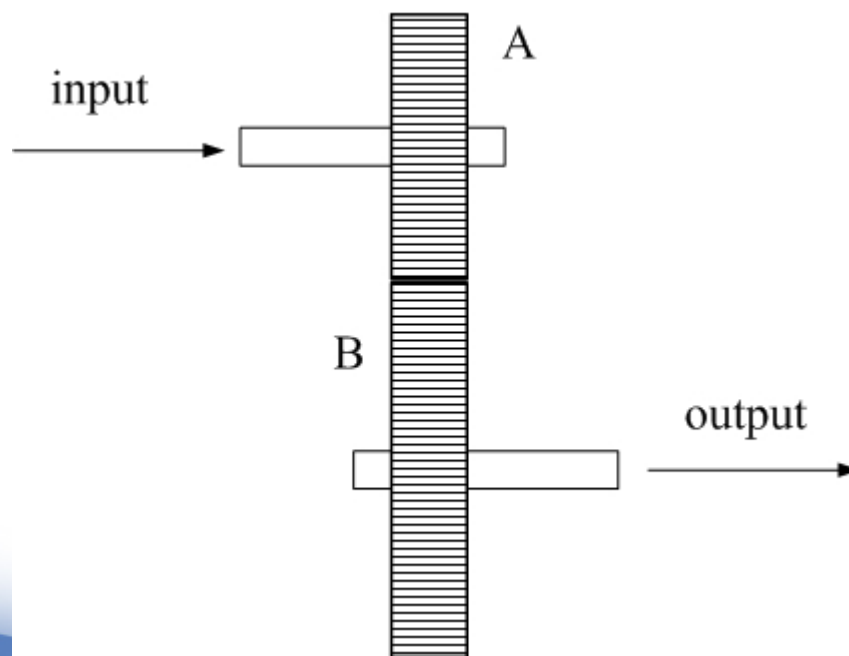
- ✓ 兩齒輪在傳遞運動時，咬合的兩齒接觸點上有一直接的作用力，這個作用力沿著壓力線的方向，稱為「正向負荷(normal force)」 W_n 。
- ✓ 正向負荷在兩節圓公切線方向的分力稱為「切線負荷(tangential force)」 W_t 。
- ✓ 兩節圓半徑方向的分力稱為「徑向負荷(radial force)」 W_r 。
- ✓ 兩齒輪之間扭力的傳遞則取決於 W_t ，是在動力傳輸計算上最重要的分力。 W_r 是決定傳動軸尺寸。
- ✓ 三個方向負荷之間的關係如下：

$$W_t = W_n \cos \phi \quad W_r = W_n \sin \phi \quad W_r = W_t \tan \phi$$



例題4. 正齒輪受力的計算 (I)

- ✓ 已知：馬達動力源傳輸功率是10KW，轉速是1750rpm，採用壓力角為20度、模數為1.5的正齒輪，齒輪A的齒數為20齒，而齒輪B的齒數為60齒。
- ✓ 求得齒輪A、B承受的正向負荷、切線負荷及徑向負荷。



例題4. 正齒輪受力的計算 (II)

$$m = \frac{D_A}{N_A} = 1.5 = \frac{d_A}{20} \quad \Rightarrow d_A = 30\text{mm}$$

$$m = \frac{D_B}{N_B} = 1.5 = \frac{d_B}{60} \quad \Rightarrow d_B = 90\text{mm}$$

$$P(\text{power}) = T(\text{torque}) \times \omega (\text{rotational speed}) \times \frac{2\pi}{60} (\text{rpm} \Rightarrow \text{rad/sec})$$

$$10,000 = T_A \times 1750 \times \frac{2\pi}{60} \quad \Rightarrow T_A = 54,567\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\omega_B = 1750 \times \frac{30}{90} = 583.33(\text{rpm})$$

$$10,000 = T_B \times 583.33 \times \frac{2\pi}{60} \quad \Rightarrow T_B = 163,703\text{N} \cdot \text{mm}$$



例題4. 正齒輪受力的計算 (III)

✓ 齒輪A：

$$W_t = \frac{T_A}{\frac{d_A}{2}} = \frac{54,567}{\frac{30}{2}} = 3637.8\text{N}$$

$$W_n = \frac{W_t}{\cos \phi} = \frac{3638}{\cos 20^\circ} = 3871\text{N}$$

$$W_r = 3871 \times \sin 20^\circ = 1324 \text{ (N)}$$

✓ 齒輪B：

$$W_t = \frac{T_B}{\frac{d_B}{2}} = \frac{163703}{\frac{90}{2}} = 3638\text{N}$$

✓ 其餘負荷也均與齒輪A相同。



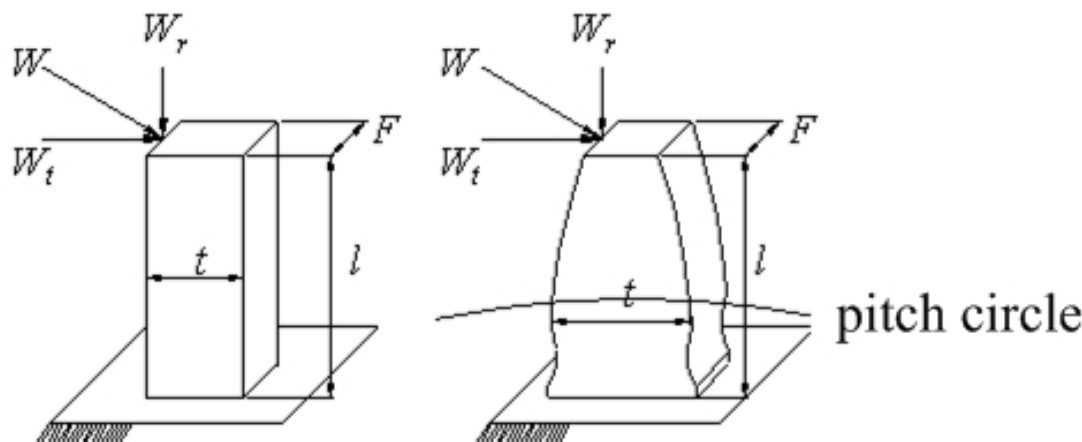
正齒輪 - 應力計算 (I)

- ✓ 以一個懸臂樑模擬齒輪一個齒受力的狀況，其中齒的厚度為 t 。
- ✓ 齒的尖端受剪力 W_t 時，齒的根部有最大應力：

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{W_t l \frac{t}{2}}{\frac{Ft^3}{12}} = \frac{6W_t l}{Ft^2}$$

- ✓ 路易斯公式(Lewis Equation)：

$$\sigma = \frac{W_t P_d}{FY}$$



- 其中 P_d 是齒輪的「徑節(diametral pitch)」，是模數的倒數。
- Y 稱作「**路易斯形狀因數(Lewis form factor)**」。



路易斯形狀因數

齒數	Y	齒數	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	rack	0.485



正齒輪 – 應力計算 (II)

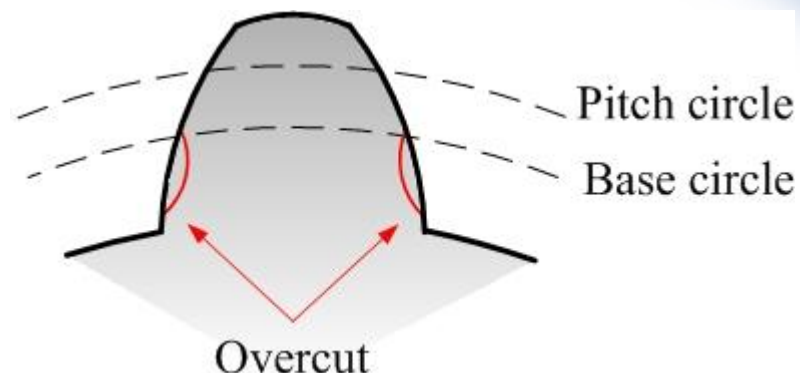
✓ 正齒輪應力值的五個相關因數：

$$\sigma = \frac{W_t P_d}{FY} \frac{K_t K_a K_s K_m}{K_v}$$

- K_t : 應力集中係數(stress concentration factor)，這個係數也和齒的形狀有關，因此有時也被包含在路易斯形狀因素之內。
- K_a : 應用因數(applied factor)，與動力源和被驅動機械動力傳輸是否平順有關，此因數範圍在1到3之間。
- K_s : 尺寸因數(size factor)，齒輪尺寸越大，材料表面處理不完全，強度會越差，因此齒輪在模數5以上時，應力計算都要估計一個尺寸因數。
- K_m : 負載分布因數(load distribution factor)，考慮負載是否均勻分布在齒的截面，齒厚越大時，越有可能分布不均勻，這個因數也越大，此因數範圍在1到3之間。
- K_v : 動態因數(dynamic factor)，考慮齒輪轉動速度和齒輪精密程度，這個因數放在分母，範圍在0.5到1之間，齒輪精密度等級越低、切線速度越大，這個因數就越小。

正齒輪的選用

1. 確認此設計狀況所需傳輸的動力和轉速，選擇適當的齒輪模數。
2. 決定小齒輪的齒數，再計算所需的減速比，決定最相近之大齒輪的齒數。**小齒輪超過18齒時，可以和齒條咬合（齒數無限大）而不會發生干涉。**



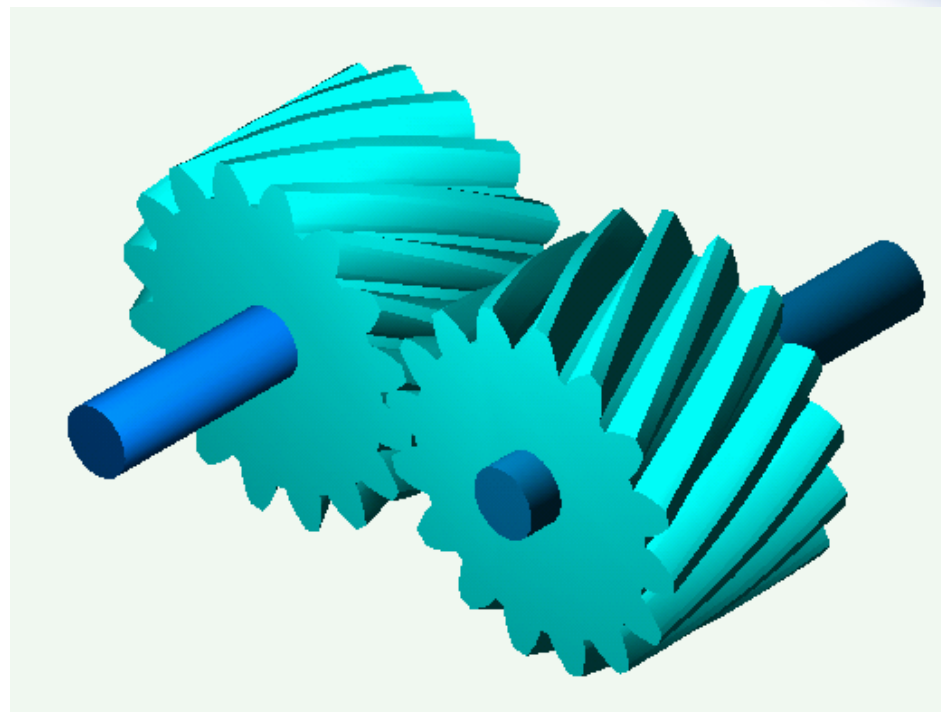
小齒輪齒數	17	16	15	14	13
最大咬合的齒輪模數	1309	101	45	26	16

3. 計算出切線負荷 W_t 。
4. 由齒輪型錄上選擇一組符合需求的齒輪，並且選定齒厚 F 。
5. 估計齒輪的應力大小，並與齒輪材料的強度相比較，齒輪應力是否太大？如果太大，便必須重新設計，選擇模數較大的齒輪或較大的齒厚度，重新計算一次。



螺旋齒輪

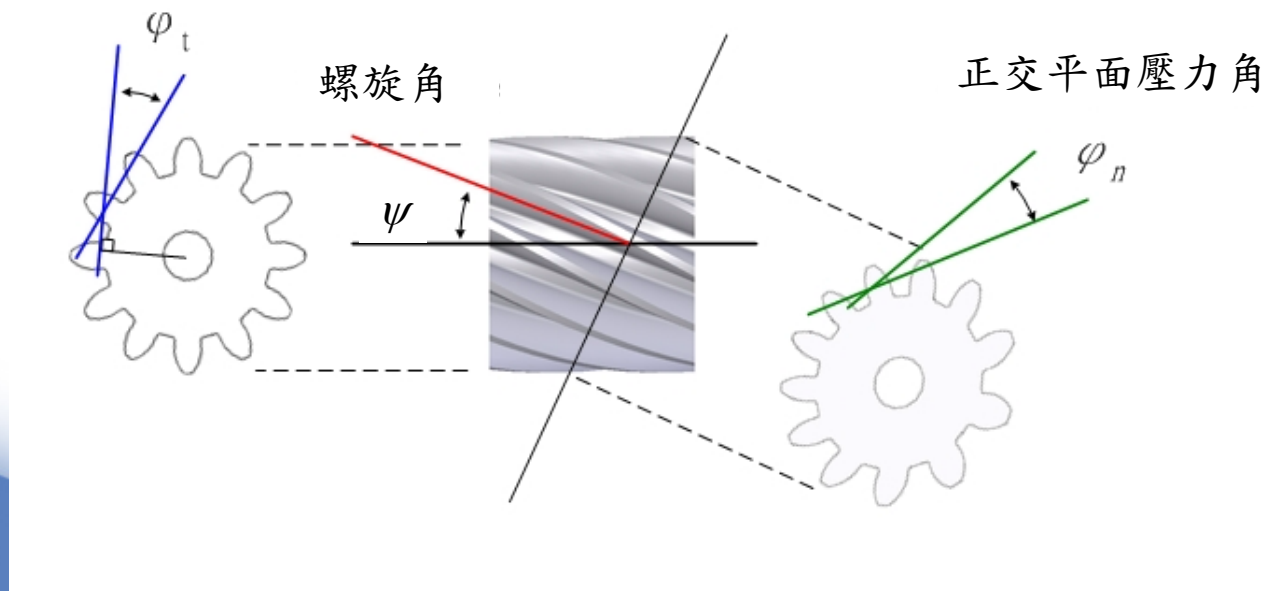
- ✓ 在一般傳動機構中，“螺旋齒輪(helical gear)”的應用恐怕比正齒輪更為廣泛。
- ✓ 正齒輪互相咬合時，是整個齒同時接觸、同時離開，且齒面切線和軸成一斜角稱作「螺旋角(helix angle)」。兩個螺旋齒輪咬合時，齒的接觸是由一端逐漸擴散到全齒，用這種漸進方式傳輸動力，可降低傳動噪音和齒的磨耗。
- ✓ 螺旋齒輪主要缺點是齒輪傳遞運動同時，會產生軸向的推力，導致齒輪的互相排斥而有脫離的可能。



螺旋齒輪的螺旋角與壓力角

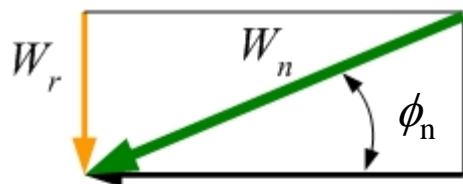
- ✓ 螺旋齒輪的輪齒傾斜方向和輪軸軸線方向所夾的角度即為**螺旋角**，通常螺旋角都在15度至45度之間。
- ✓ 螺旋齒輪有兩個壓力角，分別為「**正交平面壓力角(normal plane pressure angle)**」與「**橫斷平面壓力角(transverse plane pressure angle)**」。
- ✓ 螺旋齒輪模數和節距的定義則與正齒輪完全相同，是以橫斷平面的節圓直徑為準。

橫斷平面壓力角



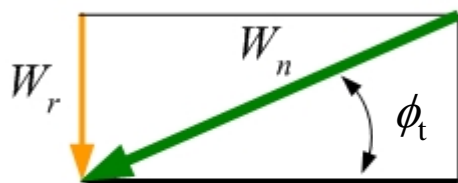
螺旋齒輪 – 受力分析

- ✓ W_n 實際接觸發生的作用力， W_r 是切線和半徑方向的分力，新增的 W_x 則是兩螺旋齒輪傳遞運動時在軸向產生的分力。



$$W_n \times \cos \phi_n$$

$$W_r = W_n \times \sin \phi_n$$

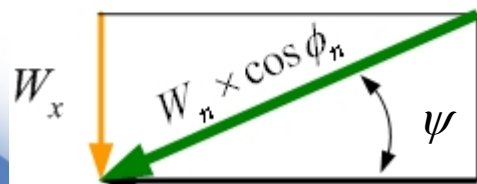


$$W_t$$

$$W_r = W_t \times \tan \phi_t$$

$$W_x = W_t \times \tan \psi$$

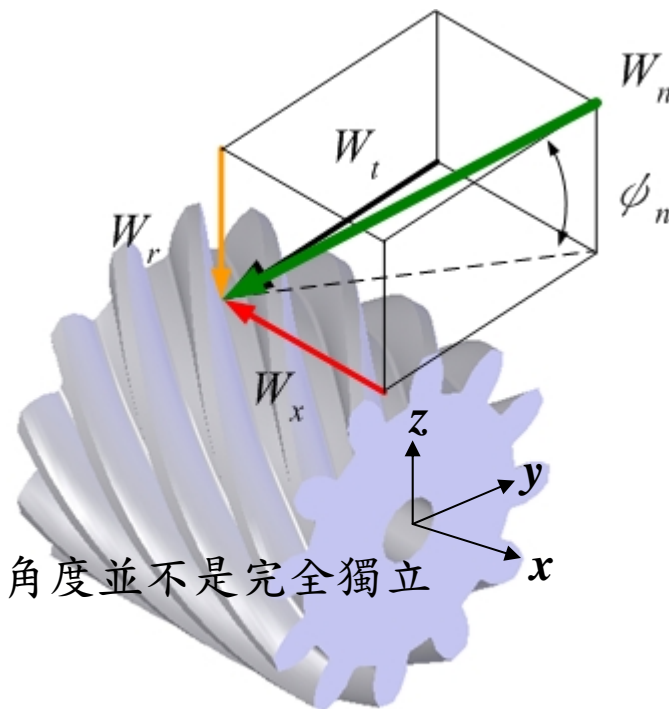
$$W_t = W_n \times \cos \phi_n \times \cos \psi$$



$$W_t$$

- ✓ 螺旋齒輪 ϕ_n 、 ϕ_t 、 ψ 這三個角度並不是完全獨立的。

$$\Rightarrow \tan \phi_n = \tan \phi_t \times \cos \psi$$



例題5. 螺旋齒輪受力的計算

✓ 對齒輪A來說：

$$W_t = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{54567}{\frac{30}{2}} = 3638 \text{ (N)}$$

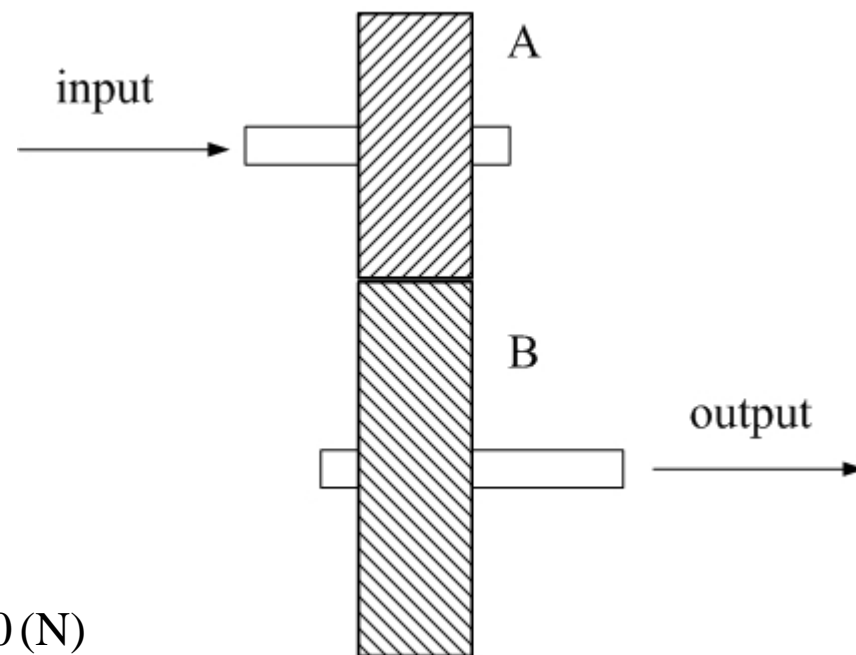
✓ 對齒輪B來說：

$$W_t = \frac{T}{\frac{D}{2}} = \frac{163703}{\frac{90}{2}} = 3638 \text{ (N)}$$

$$W_n = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cdot \cos \psi} = \frac{3638}{\cos 20^\circ \cdot \cos 30^\circ} = 4470 \text{ (N)}$$

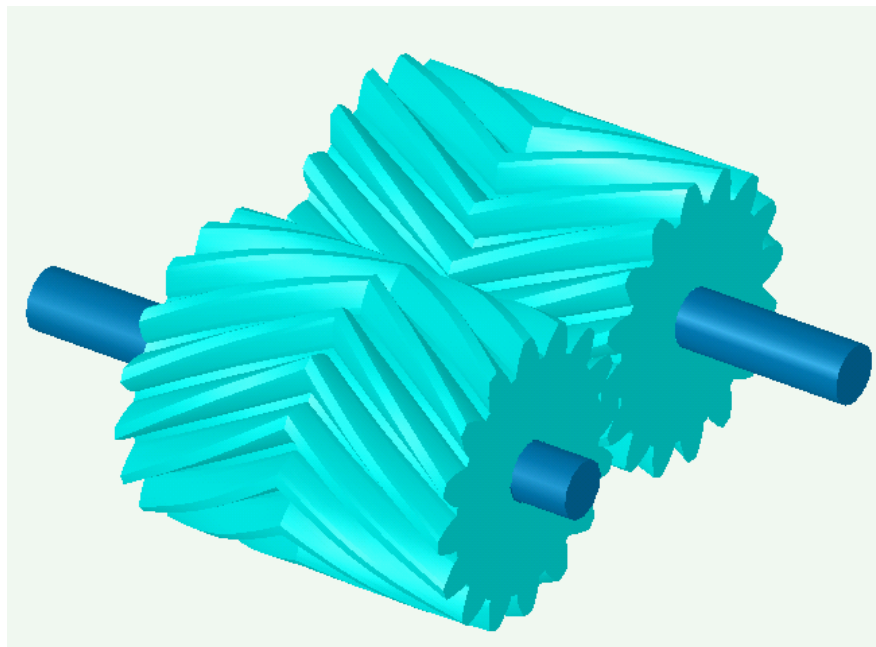
$$W_r = 4470 \times \sin 20^\circ = 1529 \text{ (N)}$$

$$W_x = 3637.8 \times \tan 30^\circ = 2100 \text{ (N)}$$



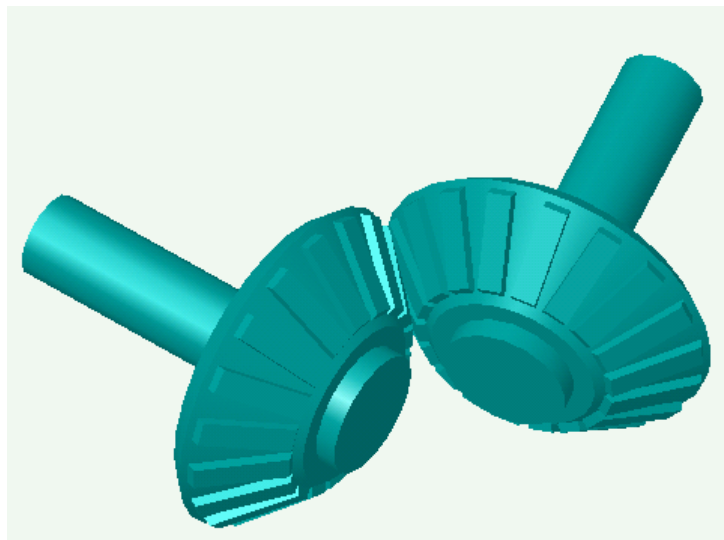
Herringbone Gear

- ✓ 有著螺旋齒輪噪音、磨耗小的優點，然而齒面前半與後半之螺旋方向相反，齒輪咬合時產生的軸向分力互相抵消，因此幾乎沒有軸向力的問題。



斜齒輪

- ✓ 如果輸入、輸出軸不是互相平行（通常成90度角）時，運動的傳輸便要利用「斜齒輪(bevel gear)」。
- ✓ 兩斜齒輪圓錐必須有一共同頂點，也就是說兩軸夾角為90度。



斜齒輪 - 受力分析

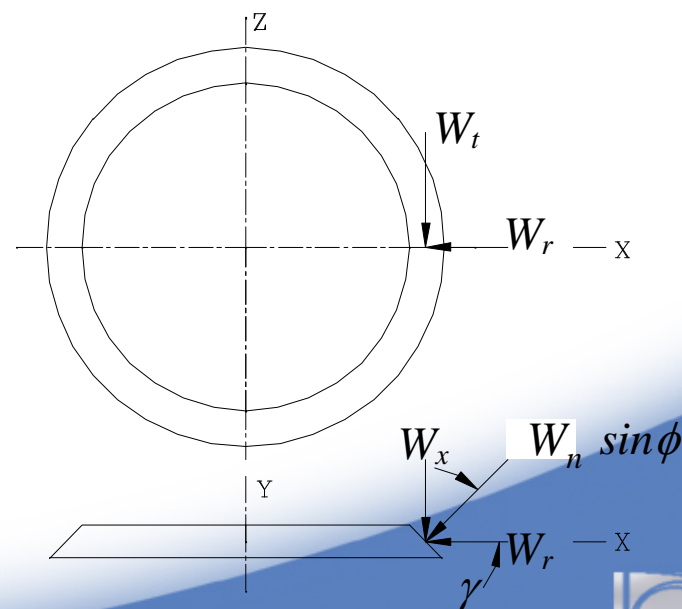
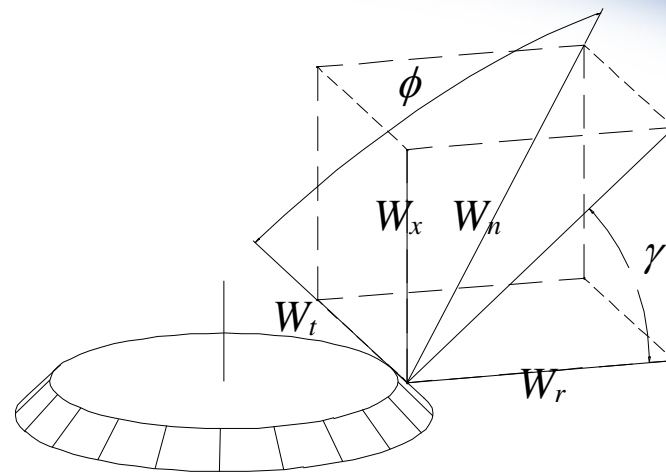
$$W_t = W_n \times \cos \phi$$

$$W_r = W_n \times \sin \phi \cos \gamma$$

$$W_x = W_n \times \sin \phi \sin \gamma$$

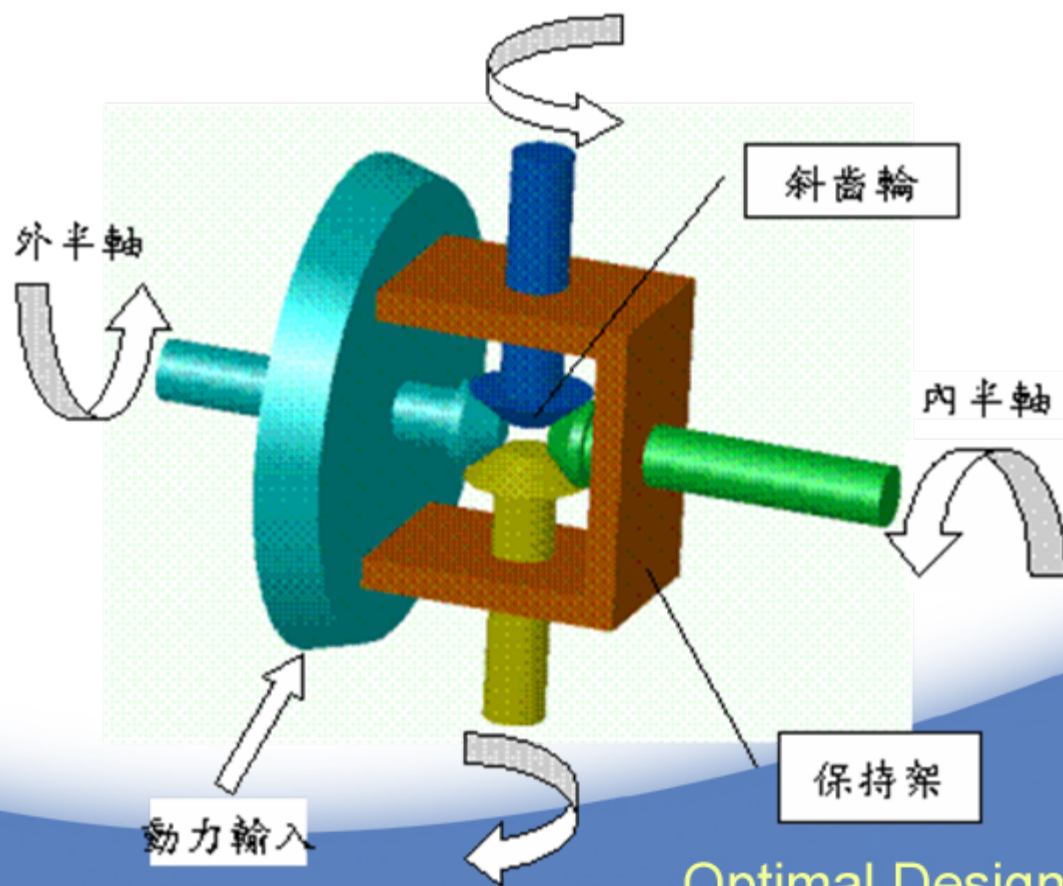
$$W_r = W_t \times \tan \phi \cos \gamma$$

$$W_x = W_t \times \tan \phi \sin \gamma$$



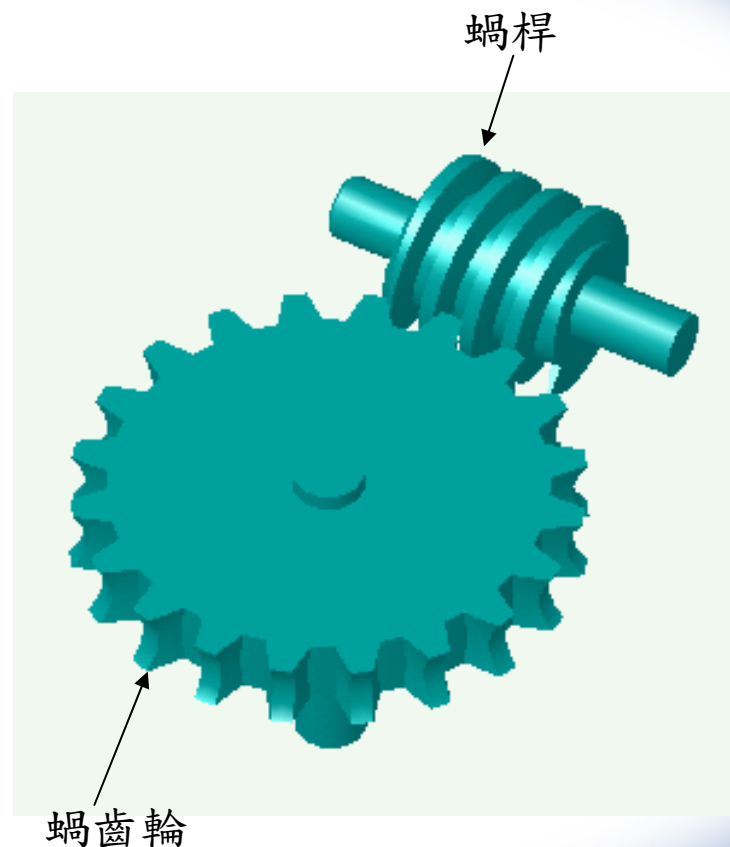
例題6. 汽車差速器

- ✓ 引擎的動力輸出軸經由一組戟齒輪驅動差速器的保持架，當左右兩側車輪沒有速度差時，四個斜齒輪之間也沒有相對運動，整個差速器保持架與四個斜齒輪共同轉動。
- ✓ 當汽車轉彎時，靠內半軸轉速較慢，靠外半軸轉速較快，這就必須靠差速器中斜齒輪的動作來達成。

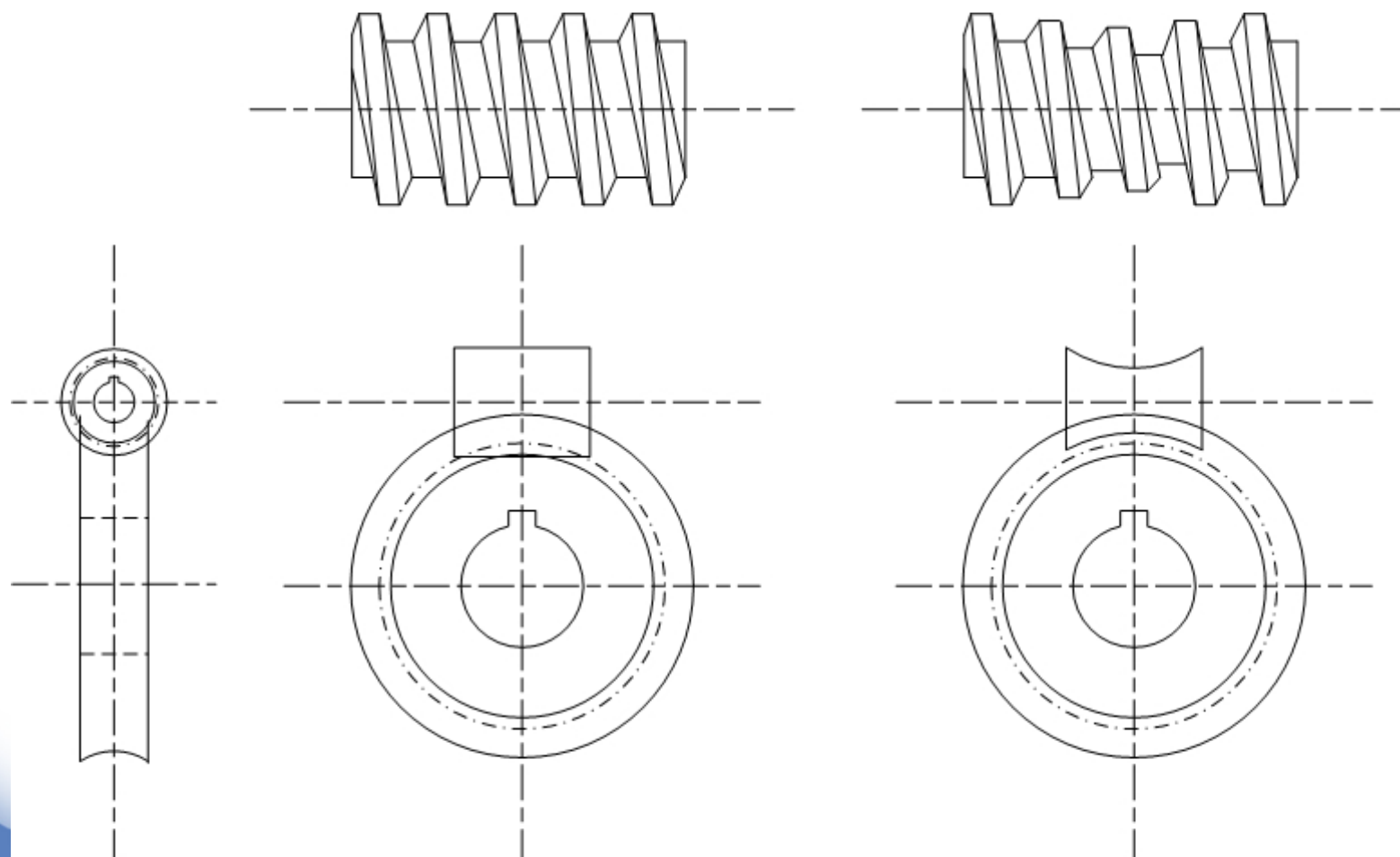


蝸齒輪

- ✓ 蝸桿(worm)、蝸齒輪(worm gear)在兩垂直軸間傳輸動力。
- ✓ 蝸齒輪可以提供高減速比以及傳遞較高的扭力。
- ✓ 蝸齒輪的齒形可能有三種形式，分別為正齒輪、單包絡線齒形(single-enveloping type)、以及雙包絡線齒形(double-enveloping type)。



單包絡線齒形與雙包絡線齒形的蝸齒輪



Single-enveloping type

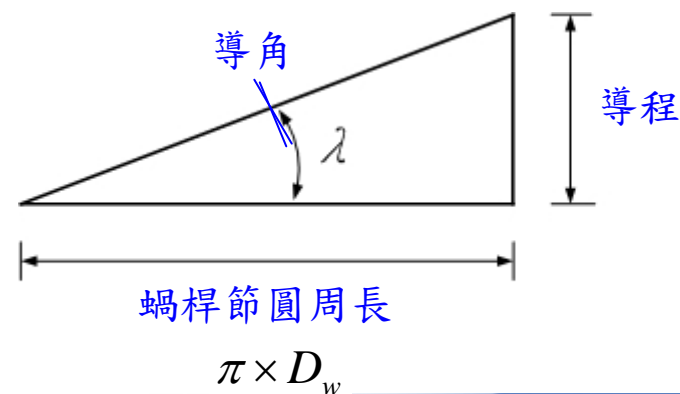
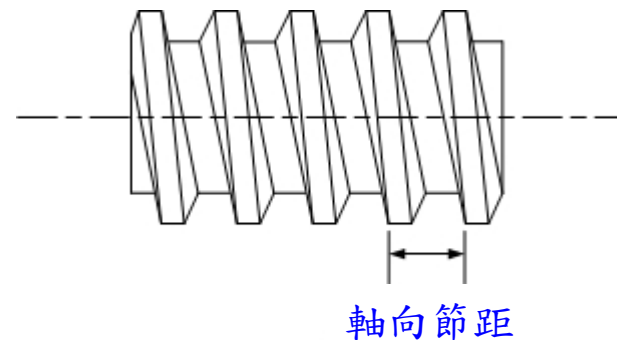
Double-enveloping type



蝸齒輪 – 專有名詞

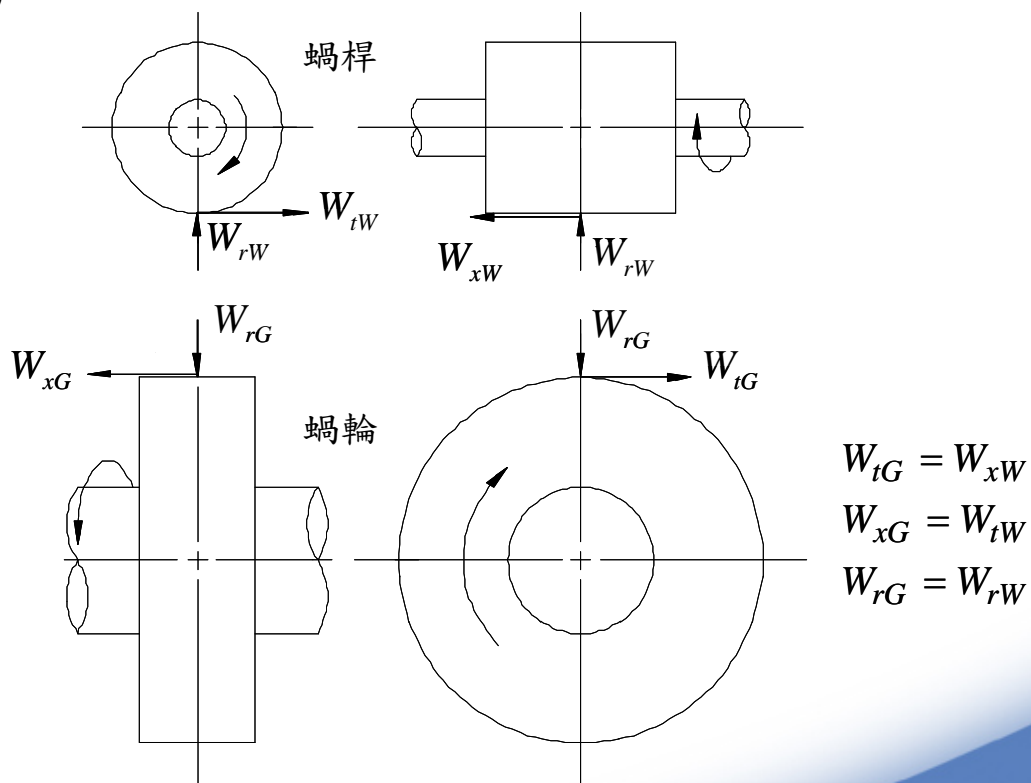
- ✓ 蝸桿齒數(N_w)的定義，也是指“**蝸桿每轉動一圈，所前進的齒數**”。一般來說蝸桿齒數相當少，單螺線是1齒、雙螺線是2齒、四螺線也只有4齒。
- ✓ 蝸桿的節距是所謂「**軸向節距(axial pitch, p_x)**」，是指在蝸桿軸向螺紋與螺紋之間的距離。
- ✓ 蝸桿轉動一圈所前進的距離稱作「**導程(Lead, L)**」。

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_w} \quad L = N_w p_x$$



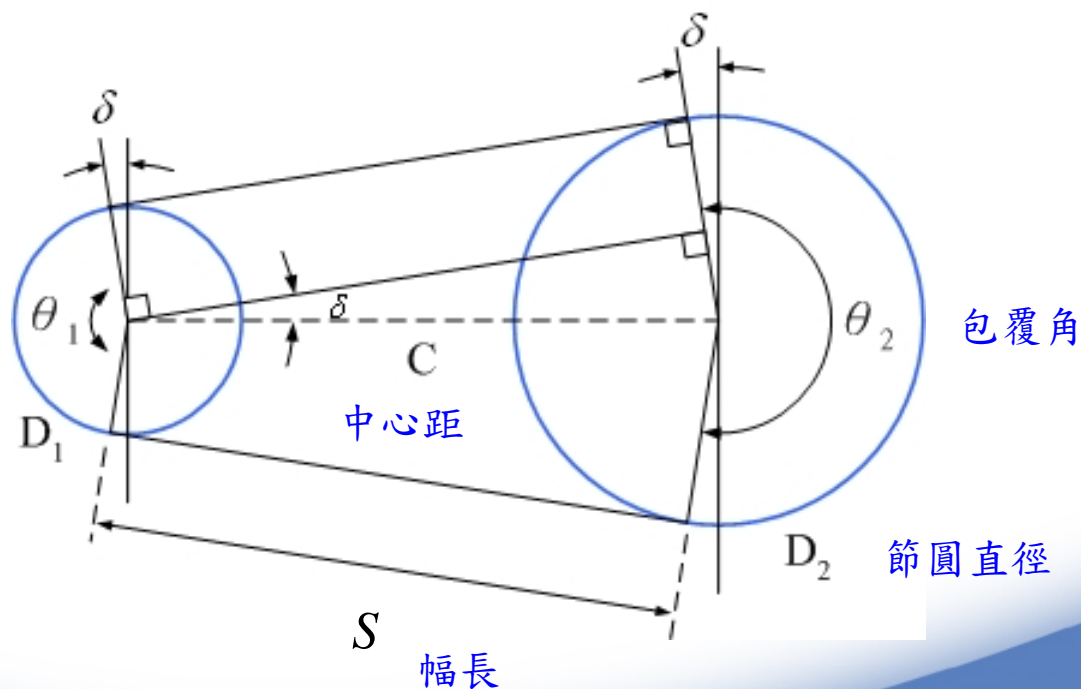
蝸齒輪 – 受力分析

- ✓ 蝸桿傳遞扭力的切線分力 (W_{tW}) 與蝸齒輪的軸向力 (W_{xG}) 相等。
- ✓ 蝸桿的軸向力 (W_{xW}) 與蝸齒輪傳遞扭力的切線分力 (W_{tG})。



皮帶和鏈條

- ✓ 皮帶(belt)和鏈條(chain)則屬於有彈性的傳動元件，可以做遠距離兩個軸之間的動力傳輸，且中心距基本上可以調整，不需要做非常精確的定位。
- ✓ 皮帶通常是應用在高轉速、低扭力的場合，鏈條則是應用在低轉速、高扭力的設計狀況。



皮帶選擇的程序 (I)

- ✓ 皮帶傳輸的設計，基本上就是要選擇適當的皮帶尺寸、皮帶輪節徑、皮帶的長度，以及皮帶輪的中心距(center distance)等規格。
- ✓ 典型的皮帶、皮帶輪選用型錄

type	Top width	thickness	angle
3V	3/8"(9.5mm)	5/16"(8.0mm)	40°
5V	5/8"(15.9mm)	17/32"(13.5mm)	
8V	1"(25.4mm)	7/8"(22.2mm)	

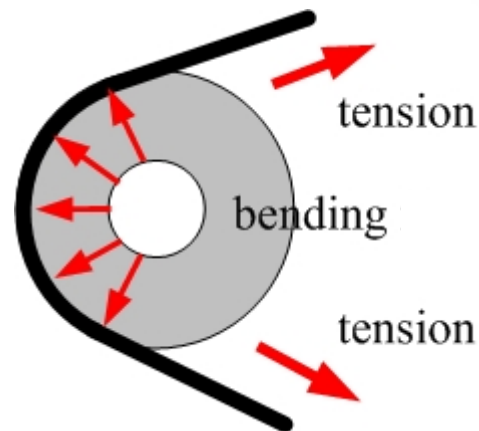
- ✓ 皮帶選擇的程序
 1. 根據所需要傳輸的馬力大小和應用狀況，選定皮帶的尺寸



皮帶選擇的程序 (II)

2. 選定皮帶輪直徑

- 皮帶輪不能太小，否則皮帶纏繞會產生很大的彎曲應力。
- 皮帶傳輸線速度的範圍在5~25m/sec，理想的線速度值為20m/sec，也可以依此理想線速度值估算所需小皮帶輪直徑。
- 計算出所需要的減速比之後，從型錄上找一個可以接受的小皮帶輪直徑，然後再逐一對照看是否能找到適當的大皮帶輪直徑能夠產生所需要的減速比。



3. 決定皮帶輪的中心距

- 皮帶輪的中心距建議大小：

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

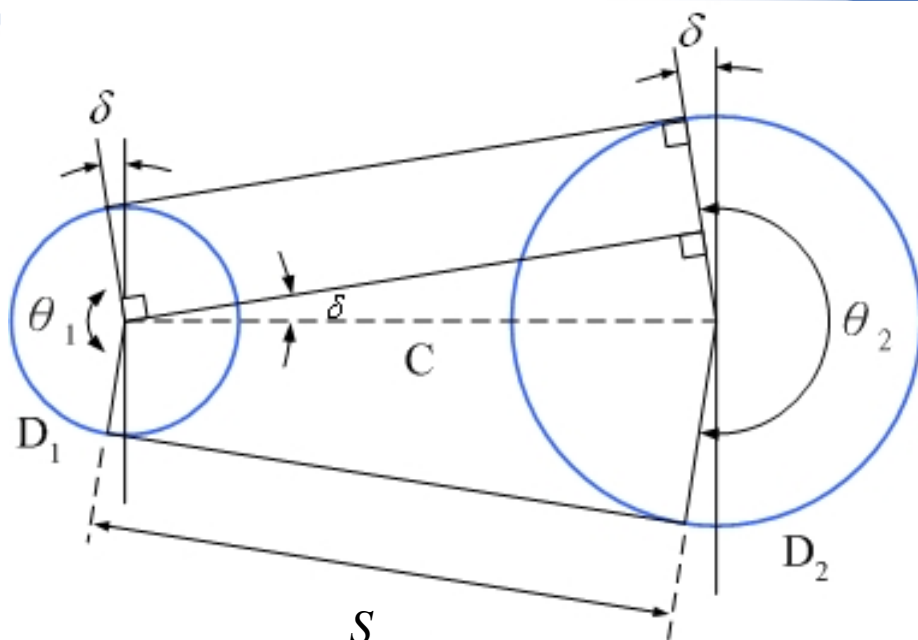
- 包覆角(至少120°)：

$$\delta = \sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad \theta_1 = \pi - 2\delta = \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right)$$



皮帶選擇的程序 (III)

4. 計算所需皮帶長度
5. 決定所需要的皮帶總數



$$S = \left[C^2 - \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = C \left[1 - \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = C \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)^2 \right]$$

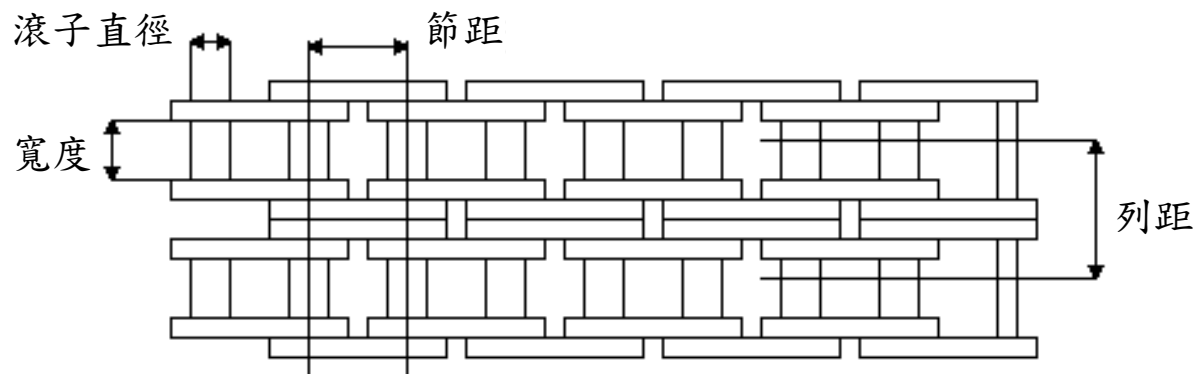
$$L = \frac{D_1}{2} \left(\pi - 2 \sin^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2C} \right) + \frac{D_2}{2} \left(\pi + 2 \sin^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2C} \right) + 2C \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right)^2 \right]$$

$$\approx 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$



鏈條選擇的程序 (I)

1. 根據所需要傳輸的馬力大小和應用狀況，選定鏈條的尺寸 (ANSI number 25, 30, 40, ..., 240)。



2. 選擇鏈輪的齒數

- 一般經驗來說，除非轉速少於100rpm，否則小鏈輪之齒數盡量在17齒以上，而大鏈輪的齒數一般不可多於120齒。
- 鏈條傳動最大減速比應為7.0，如需要更高減速比，可以採用二級或更多級減速。



鏈條選擇的程序 (II)

3. 決定鏈輪的中心距

- ✓ 鏈輪軸間的中心距，應為齒距的30到50倍。小鏈輪的包覆角不應小於120度。

4. 計算所需鏈條長度

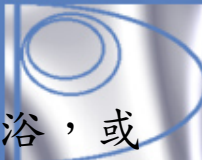
$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

- 鏈條長度的單位為節距(pitch)，且由於鏈條之間連結經常都是以兩個節距為一組，因此鏈條長度應為整數且為偶數。
- 選擇最接近之偶數為其鏈條長度，再利用下式反算出精確之鏈輪軸中心距：

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

5. 決定所需要的鏈條總數

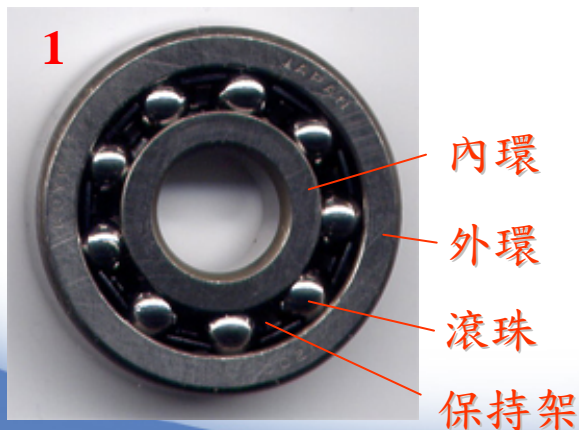
- ✓ 鏈條潤滑的問題要特別注意，裝置時應視傳動速率，以滴油、油浴，或噴油的方式加以潤滑。



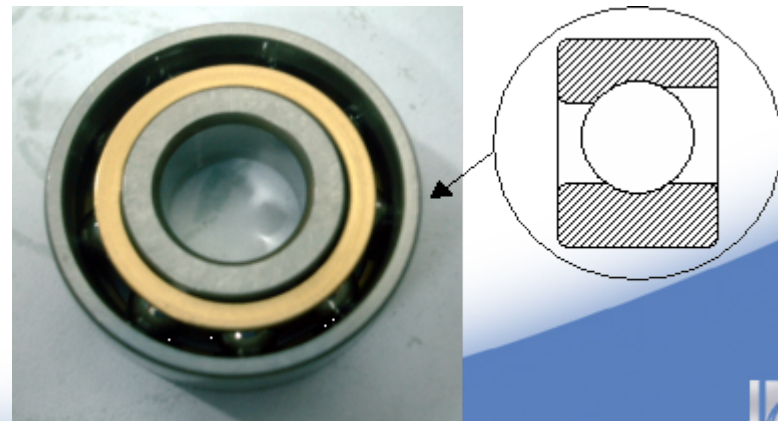
軸承 (I)

- ✓ 軸承的主要功能便是在承受負荷，包括軸向及徑向負荷，並允許軸與基座之間存有相對運動。
- ✓ 軸承一般可分為「**滾動接觸軸承(rolling contact bearing)**」和「**軸頸軸承(journal bearing)**」兩大類。
- ✓ 一般滾動接觸軸承之組成元件有**內環(inner race)**、**外環(outer race)**、**保持架(retainer)**與**滾珠或滾子**。
- ✓ 選擇軸承時有三個重要考慮因素：**軸承承受徑向負荷(radial load)的能力**，**軸承承受軸向負荷(axial load)的能力**，與**軸承承受軸心對位偏差(misalignment)的能力**。

單列深溝球軸承

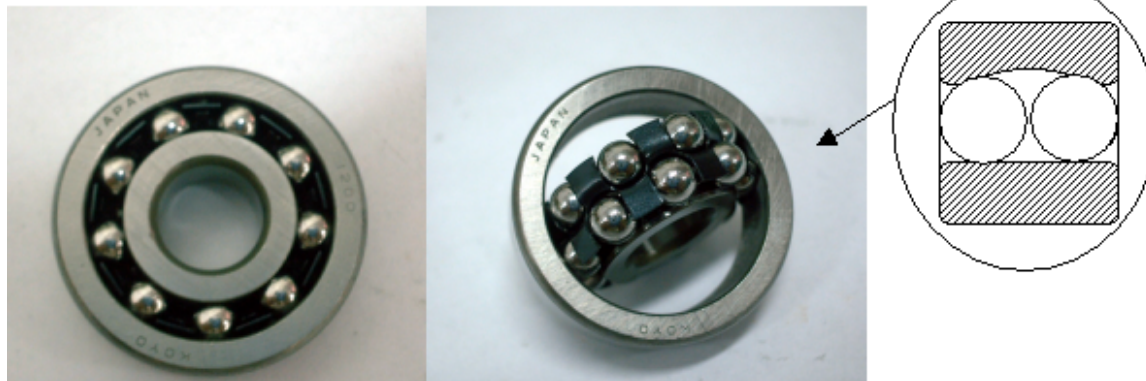


單列向心止推球軸承

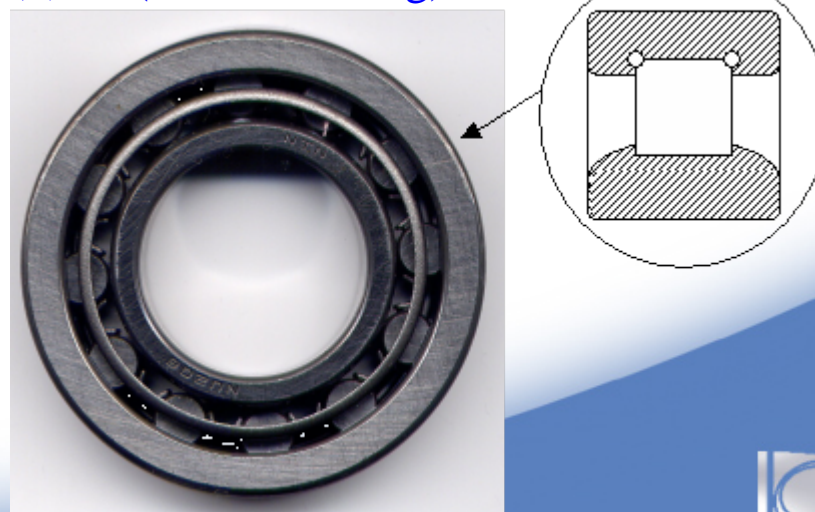


軸承 (II)

自動調心球軸承(self-aligning ball bearing)



圓筒滾柱軸承(cylindrical roller bearing)與滾針軸承(needle bearing)



軸承 (III)

球面滾柱軸承(spherical roller bearing)



錐形滾柱軸承(taper roller bearing)



軸承－負荷承受能力

軸承種類	負荷承受能力		
	徑向負荷能力	軸向負荷能力	軸心對位偏差能力
單列球軸承	好	好	好
單列向心止推球軸承	可	可	可
自動調心球軸承	可	可	可
圓筒滾柱軸承	好	好	好
球面滾柱軸承	很好	很好	很好
錐形滾柱軸承	差	差	差
單列向心止推球軸承	好	好	好



特殊軸承

止推滾珠軸承(thrust bearing)



直線軸承(linear bearing)



滾動接觸軸承的選用 (I)

- ✓ 「基本額定靜負荷(basic static load rating)」和「基本額定動負荷(basic dynamic load rating)」兩個數字，這兩個數字是選用滾動接觸軸承時非常重要的規格。
- ✓ 基本額定靜負荷是指在軸承所有零件不發生永久變形的狀況下，軸承所能承受最大負荷。
- ✓ 軸承基本額定動負荷的定義，便是指在此負荷之下，軸承的 L_{10} 壽命為一百萬轉。
 - 壽命 L 和負載 P 有如下的關係：

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^k$$

其中滾珠軸承 $k=3.00$ ，滾柱軸承則為 3.33 。

- 「額定負荷(rated load)」下的 L_{10} 壽命，意思是說在此額定負荷之下，經過 L_{10} 壽命的旋轉數之後，有10%的軸承產生破壞。



滾動接觸軸承的選用 (II)

- ✓ 選定適合設計需求的軸承類型，接下來便要計算軸承上所承受軸向負荷與徑向負荷合成之「等效負荷(equivalent load)」，計算公式如下：

$$P = VXR + YT$$

- R ：軸承所受到的徑向負荷 T ：軸承所受到的軸向負荷
- V ：旋轉因子(當軸承外環固定、內環旋轉時， $V=1.0$ ，而如果是內環固定、外環旋轉時， $V=1.2$)



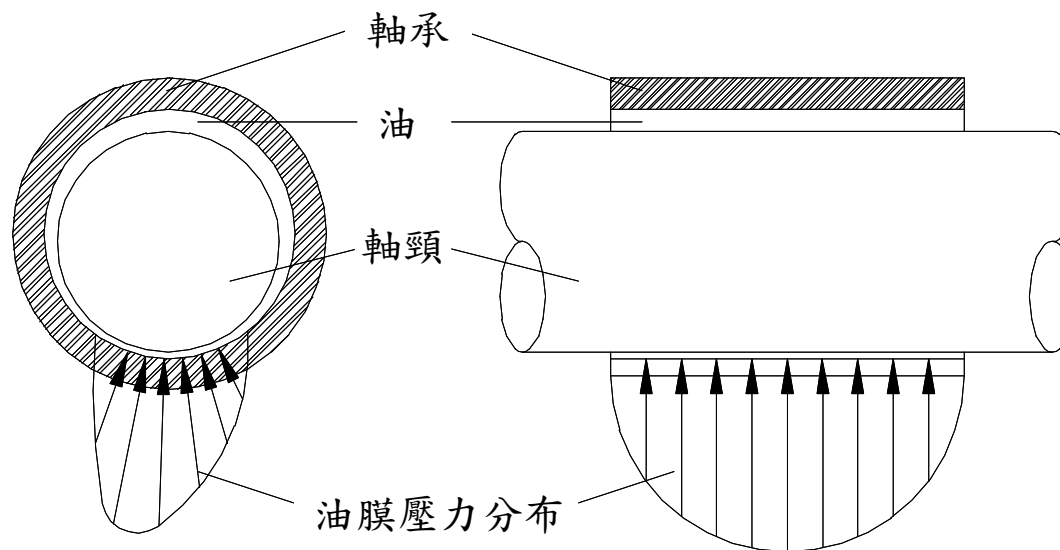
滾動接觸軸承的選用 (III)

T/C_0	e	$T/R \leq e$		$T/R > e$	
		X	Y	X	Y
0.014	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00
若 $T/C_0 < 0.014$ ，則用 0.014， C_0 是軸承的基本額定靜負荷					



軸頸軸承

- ✓ 軸頸軸承的軸和套筒之間，並沒有滾動元件，完全是靠潤滑油提供潤滑的效果。



- ✓ 對旋轉式的軸頸軸承來說，摩擦力的大小主要受到潤滑油的黏滯係數(coefficient of viscosity, μ)、轉速(n)，以及軸承內潤滑油壓力(p)等三個因素的影響。
- ✓ 這三個因素通常合併為一個「**軸承參數(bearing parameter)**」：

$$\frac{\mu \cdot n}{p}$$



軸頸軸承的軸承參數與摩擦係數的關係

- ✓ 軸頸軸承的潤滑狀況可以分成「邊界潤滑(boundary lubrication)」、「流體動力潤滑(hydrodynamic lubrication)」和「混合薄膜潤滑(mixed-film lubrication)」等三個區域。
- ✓ 流體動力潤滑是軸頸軸承運作最佳區域。

