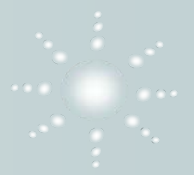


# 精密液靜壓主軸設計與研發

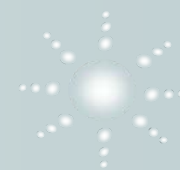
---

報告人：陳明飛 博士

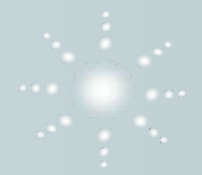
國立彰化師範大學機電所



- ❖ 工具機主軸介紹
- ❖ 工具機主軸強度分析
- ❖ 液靜壓系統應用與工作原理
- ❖ 液靜壓主軸的設計步驟
- ❖ 液靜壓軸承的研發、組裝與測試
  - 工程計算與數值分析
  - 動態分析
  - 加工組裝
  - 測試(臨界轉速、偏擺、心軸模態)



# 工具機主軸介紹



# 主軸技術發展趨勢

## 1. 切削加工需求的變遷

### ※工具機市場的改變

— 由汽車進展到3C、光電產業



- 汽機車產業需求趨緩，3C產業漸成需求主力
- 輕合金加工需求增多，鋼鐵材料加工需求趨緩
- 以模具成型的生產方式(塑膠、衝壓)日益替代切削加工的製造方式
- 輕薄短小零件的需求日增
- 產品日新月異，精細化，多樣化。
- 產品壽命週期短，隨時都需搶先。

### ※加工需求的改變

以前

鋼鐵材料  
銑面，鉗孔  
規則形狀  
實心零件

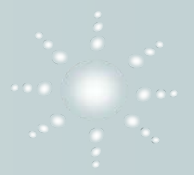
現在

輕金屬切削  
(鎂、鋁...)  
脆硬鋼材切削  
(模具鋼...)  
非鐵金屬切削  
(碳纖維、陶瓷...)  
塑膠模具  
(自由曲面加工)  
中空零件



加工需求的改變也促使生產

工具機與其關鍵的主軸技術進展!!



❖ 為因應加工需求的改變與市場多樣化要求，工具機主軸目前的發展趨勢與產品技術為：

- 高精度和高速性

- 內藏式高速主軸、氣靜壓主軸、磁浮主軸

- 高生產性

- 廣域高速主軸、大功率液靜壓主軸

- 智能化與IT技術

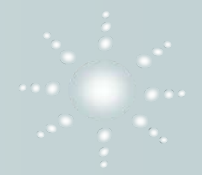
- 智慧型主軸(監控與維護保養、主動式動平衡)

- 複合化

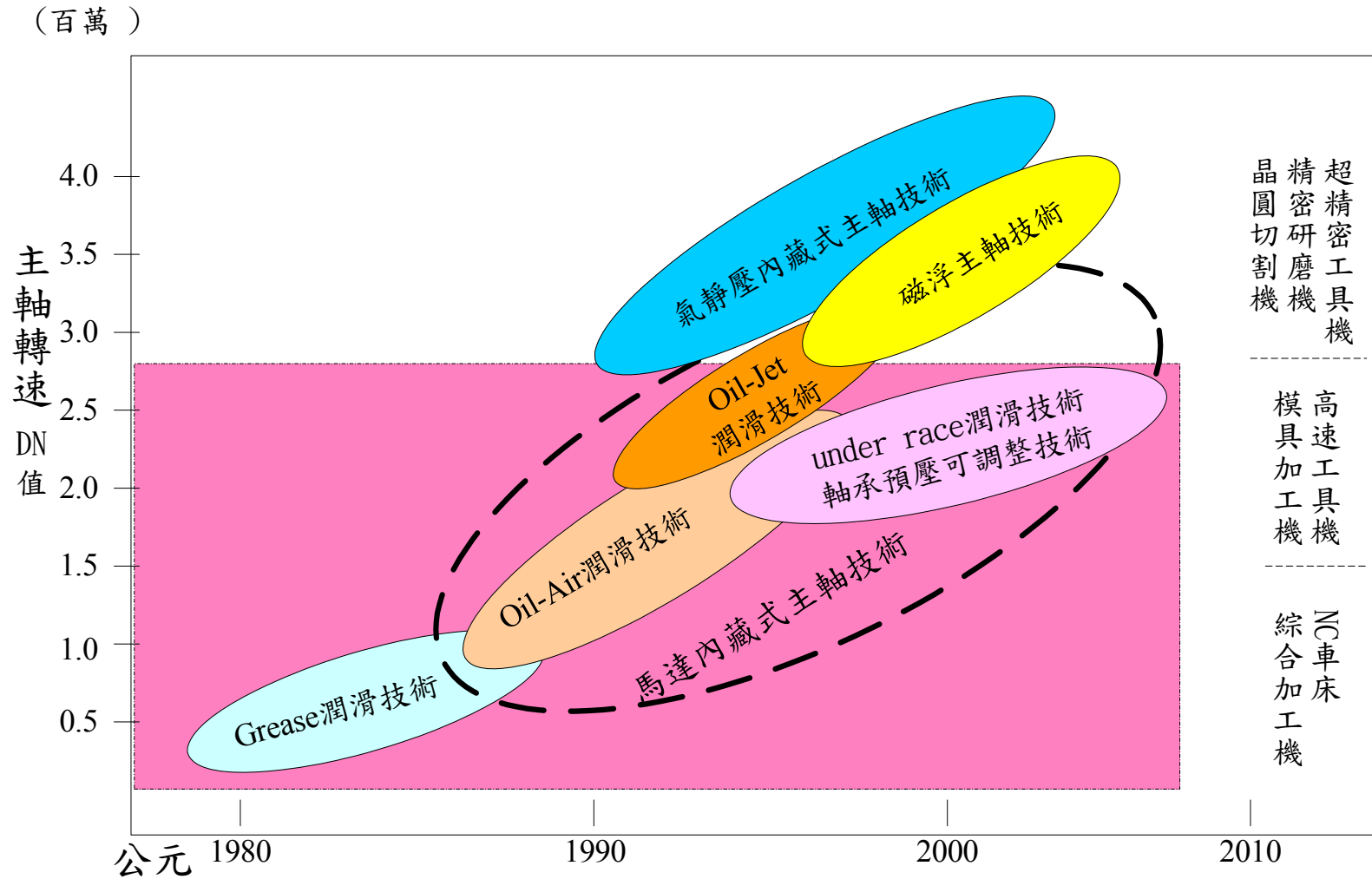
- 超音波旋轉主軸、兩軸頭主軸

- 綠色環保

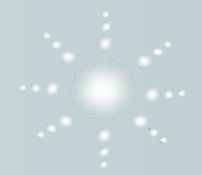
- 耗能的減少、潤滑方式的改進...



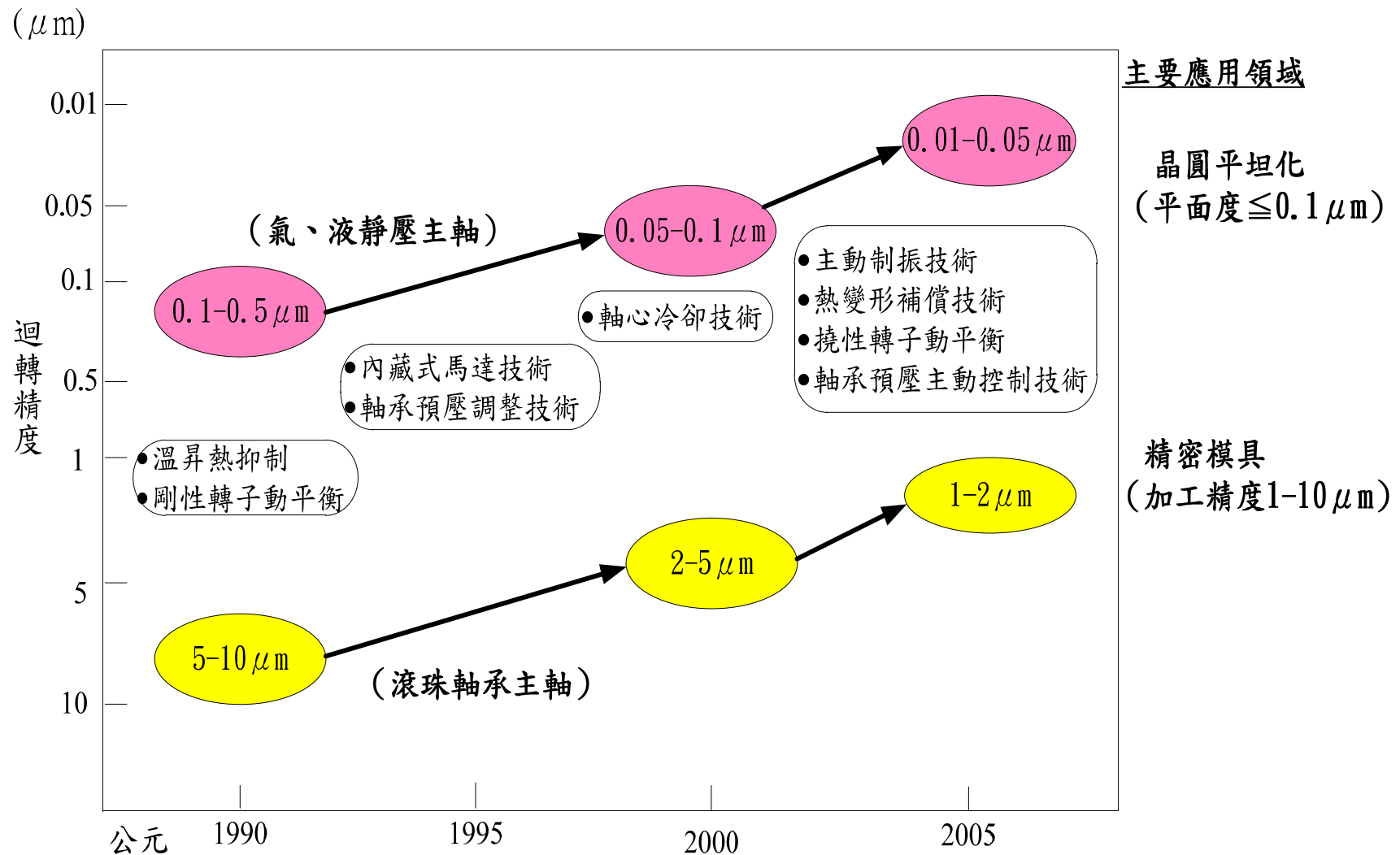
# 主軸高速化的演變



資料來源：工研院機械所 [2]



# 主軸高精密化的進展



資料來源：工研院械械所〔2〕

# 不同類型軸承的高速主軸

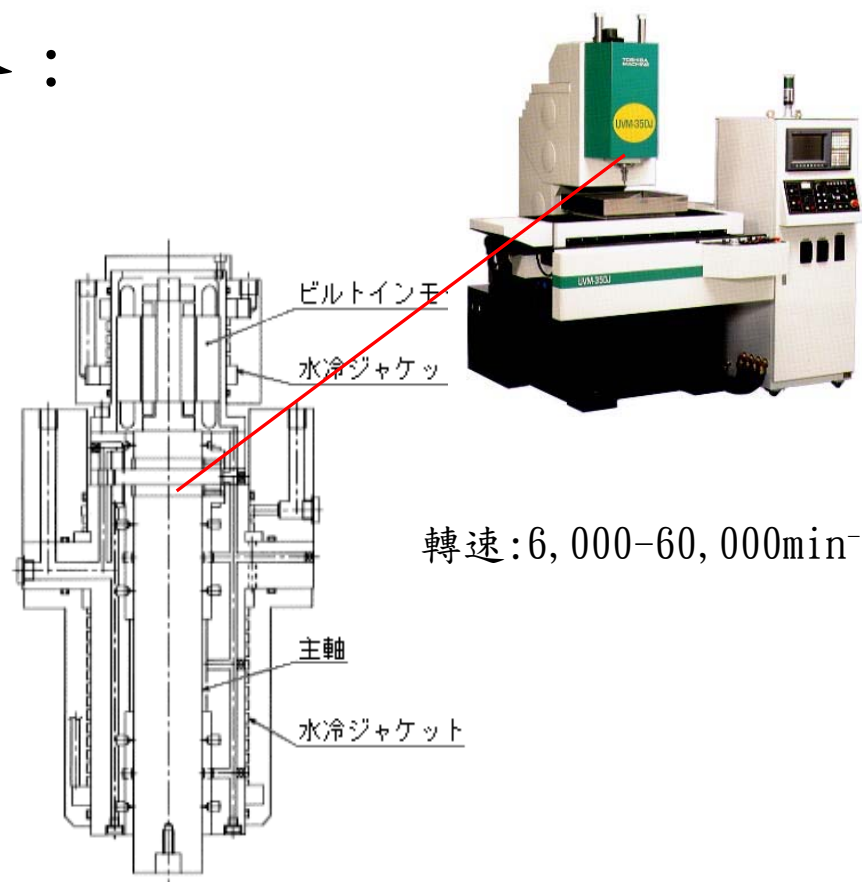
高速主軸使用的軸承型式包含：

(1) 滾珠軸承

(2) 液靜壓軸承

(3) 氣靜壓軸承

(4) 磁浮軸承



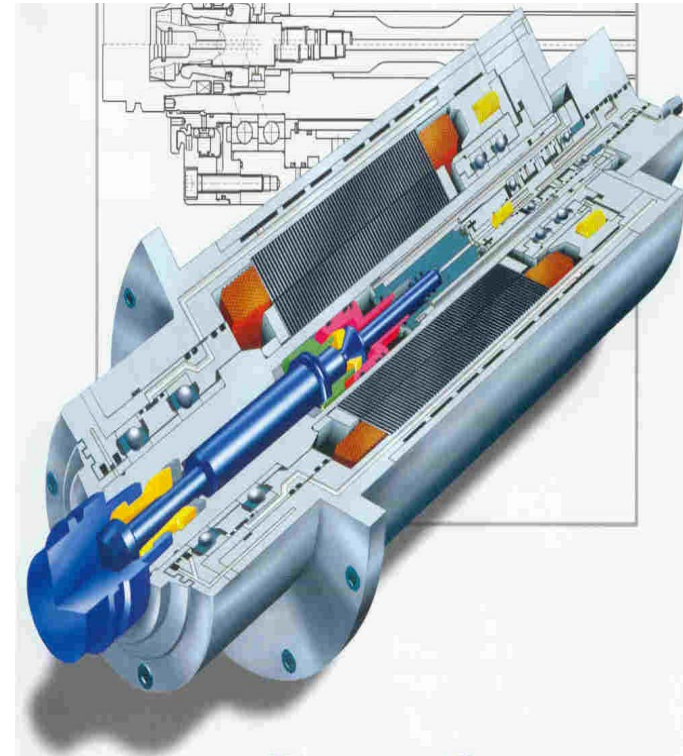
Toshiba公司超精密立形加工機 UVM-350(J)氣靜壓高速主軸〔16〕



# 滾珠軸承主軸

滾珠軸承：

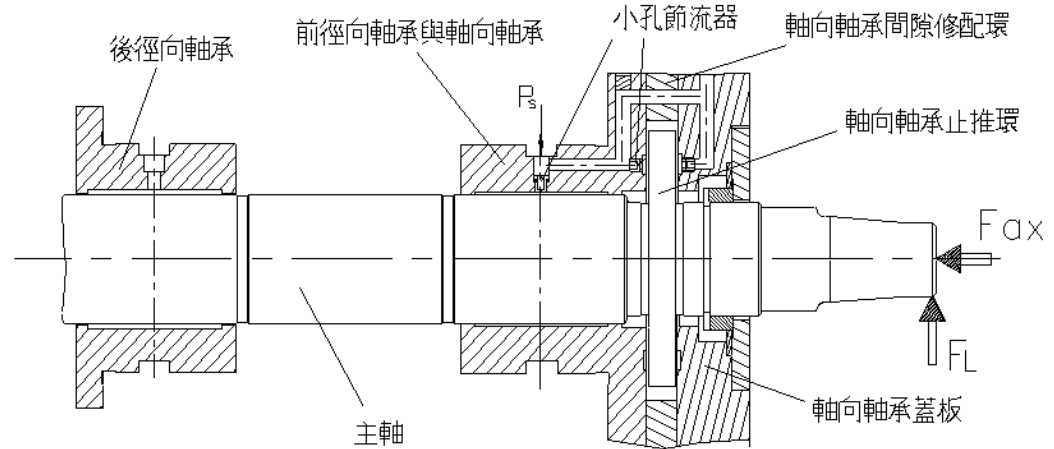
1. 應用小鋼珠或陶瓷之滾珠軸承。
2. 主軸轉速DN值達到 $2.5 \times 10^6$ 以上。
3. 接觸式，有振動與磨耗的問題。
4. 高速化時需使用特需之潤滑方式與冷卻系統(如:oil-air油氣潤滑、oil jet噴射潤滑)。
5. 軸承的壽命有限。
6. 目前市面上的高速主軸大多數為滾珠軸承主軸。



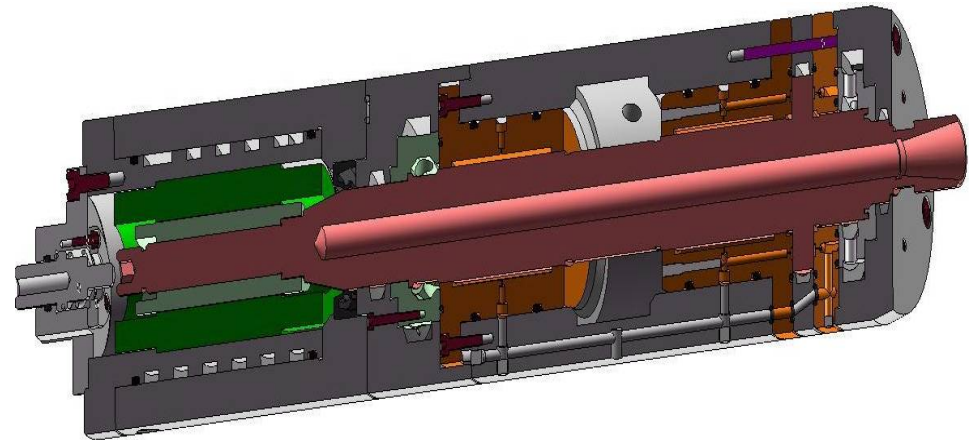
內藏式高速主軸

# 液靜壓軸承主軸

1. 油為不可壓縮流體，因此剛性較高，承載能力大。
2. 軸承與主軸心軸的間隙值約為  $10\sim 30\ \mu\text{m}$ 。
3. 油具有黏滯性，在高速運轉時會有高熱之問題。
4. 一般無法高速運轉，但透過採用黏滯係數低的油液、水或改善軸承承載面的幾何形式，主軸轉速也DN值可達到  $2.5\times 10^6$ 。
5. 動力消耗較大。
6. 高速時有擾流現象，會產生氣泡。
7. 使用之液壓油回收不易。
8. 液靜壓軸承之成本亦較高。

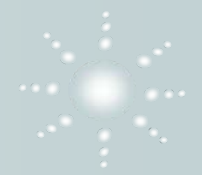


應用液靜壓軸承的磨床主軸 [25]



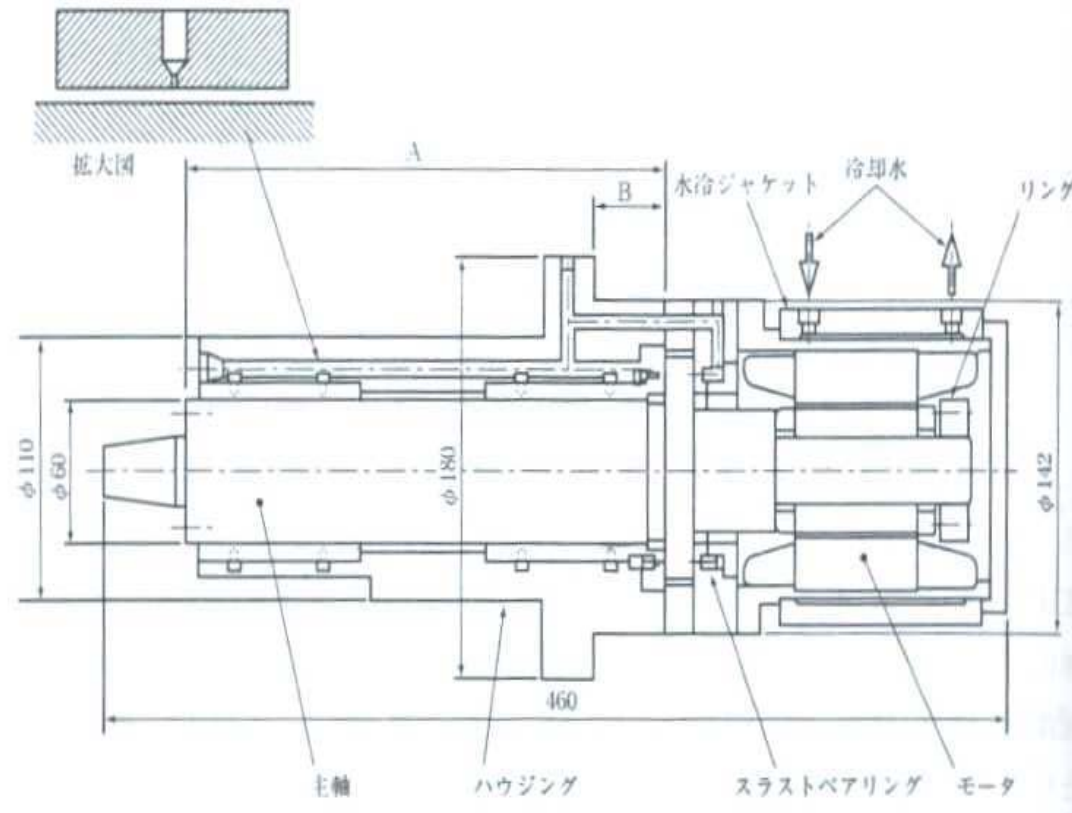
精機中心(PMC)與彰師大合作開發之液靜壓內藏式主軸結構示意圖 [33]

# 氣靜壓軸承主軸



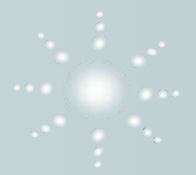
氣靜壓軸承：

1. 以氣體為承載介質，剛性較低。
2. 軸承與心軸的間隙值約為5~30  $\mu\text{m}$ 。
3. 主軸轉速DN值達到 $6 \times 10^6$ 以上。
4. 高速運轉時的發熱少(空氣黏滯係數為油的1/1000)。
5. 動力消耗較小。
6. 使用之氣體不需回收
7. 低負荷、微量切削之精密加工
8. 內藏式馬達為主要的發熱源。



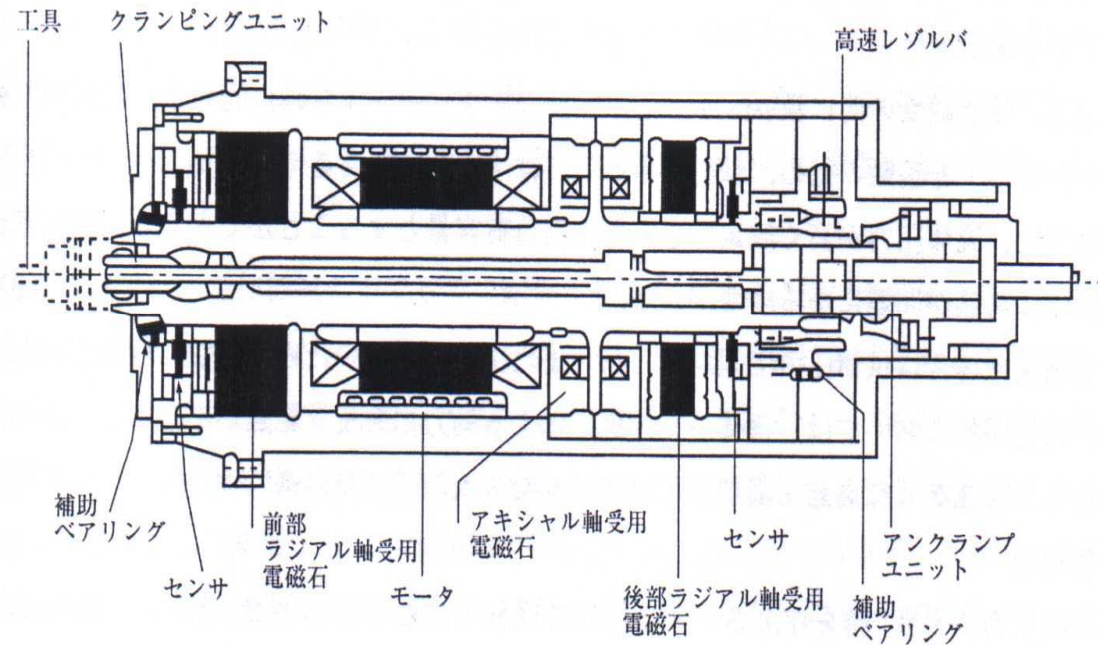
立式加工機之氣靜壓高速主軸〔16〕

# 磁浮軸承主軸



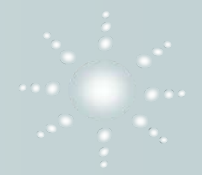
磁浮軸承：

1. 軸承與心軸的間隙值約為0.2 ~0.6mm。
2. 利用迴路控制可提高主軸剛性。
3. 剛性與承載力比氣體軸承高(加工力量不可以超過軸承承載力，否則系統會崩潰)。
4. 目前已有少數商品化主軸。
5. 磁浮主軸在電磁鐵條變過程與高速運轉時和空氣摩擦會產生熱。
6. 成本相當的高。
7. 不易控制。



磁浮軸承主軸 [16]

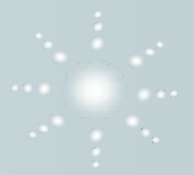
# 各種軸承性能比較



主軸特性 \ 軸承型式	滾珠軸承	液靜壓軸承	氣靜壓軸承	磁浮軸承
主軸DN 值	○	△	◎	◎
迴轉精度	○	◎	◎	○
承載能力	◎	◎	△	△
剛 性	◎	◎	△	△
阻 尼	×	◎	○	△
轉 速	△	△	◎	◎
溫 升	○	△	◎	◎
保 養	◎	△	○	○
壽 命	△	◎	◎	◎
成本考量	◎	△	△	×

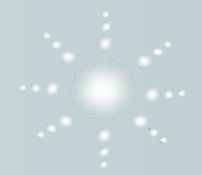
◎:極佳   ○:優   △:可   ×:差

# 不同軸承的靜態特性



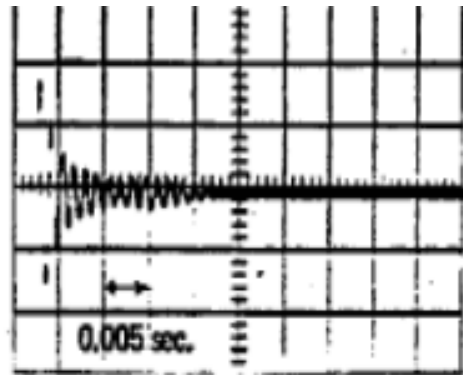
軸承尺寸為直徑 $D=50.8\text{mm}$ 、長度 $L=50.8\text{mm}$ 。本表顯示主軸轉速3000rpm 與20000rpm 時，各類型軸承之承載力大小。

軸承形式	最大徑向負載 (kg)	
	3000 rpm	20000 rpm
氣靜壓軸承 ( $\varepsilon=0.5$ )	43	54.5
滾珠軸承	476.7	272.4
液動壓軸承	2270 (40°C)	—
液靜壓軸承 ( $\varepsilon=0.5$ )	862.6	—

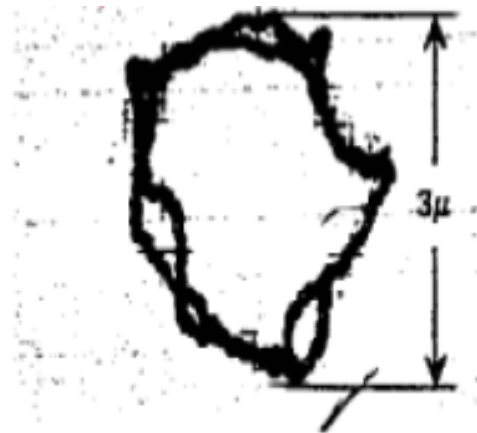


# 主軸的動態特性

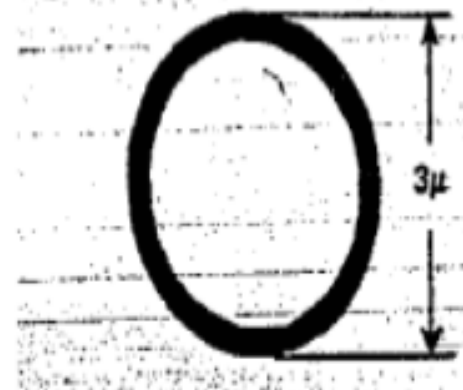
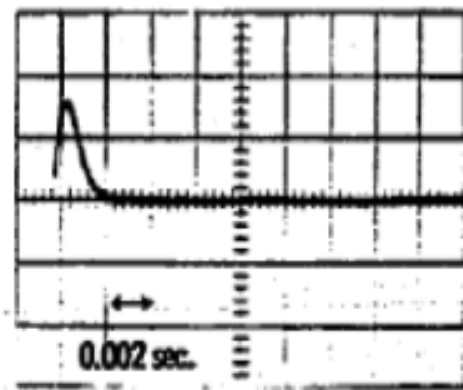
阻尼效果



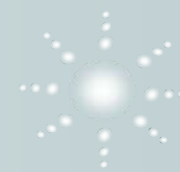
動態迴轉精度



P4級滾珠主軸



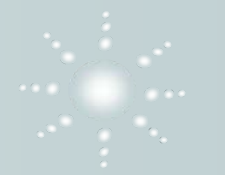
液靜壓主軸



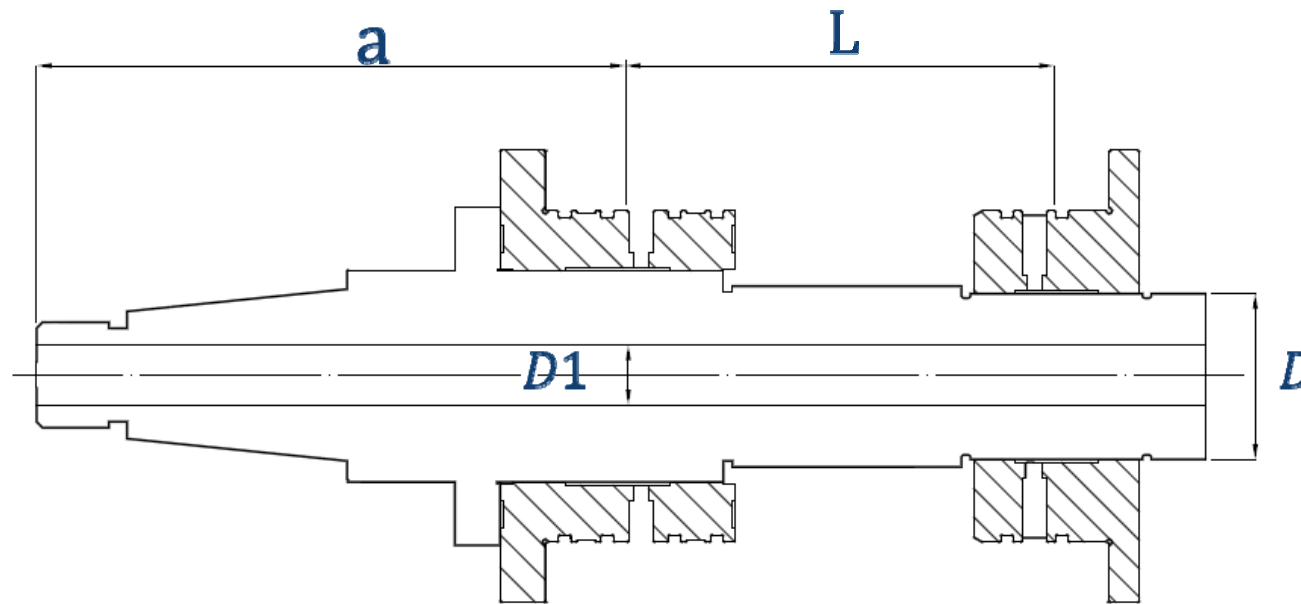
# 工具機主軸強度分析



# 主軸主要參數的確定



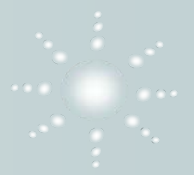
主軸的主要參數是指：主軸平均直徑 $D$ (或主軸前軸頸直徑 $D1$ )，主軸內孔直徑 $d$ ，主軸懸伸量 $a$ 和主軸支承跨距 $L$ 。



主軸主要參數示意圖<sup>[1]</sup>

以上參數直接影響主軸的工作性能，但為簡化問題，主要以靜剛性條件來確定這些參數。即選擇 $D$ 、 $d$ 、 $a$ 等值使主軸獲得最大靜剛性。同時也兼顧到高速性、抗振性等需求。

# 主軸主要參數的確定



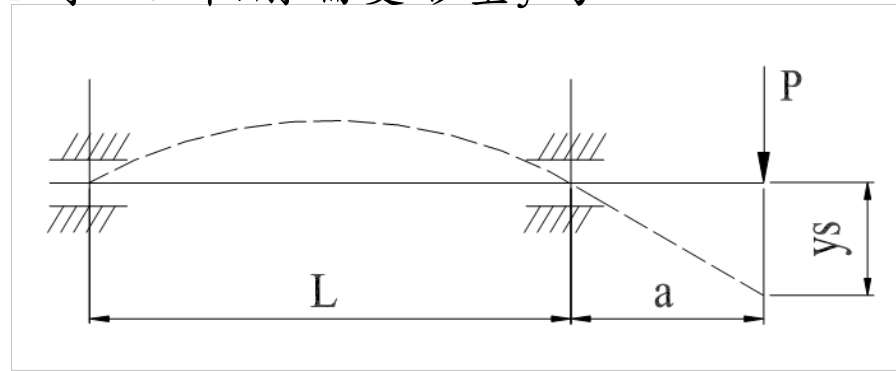
- ◎按工具機類型，根據主軸傳動的功率或最大加工直徑等，初步決定主軸平均直徑 $D$ (前端軸頸直徑)，為不使主軸溫升過高或保證軸承壽命，要驗算 $dn$ 值。
- ◎在不降低主軸剛性的原則下，確定主軸內孔直徑 $d$ 同時滿足該類工具機對孔徑的要求。
- ◎主軸懸伸量 $a$ 。取決于主軸端部結構，為提高主軸部件剛度，應使其盡量小。
- ◎根據已定的 $D$ 、 $d$ 、 $a$ 和前、後軸承剛性 $k_1$ 和 $k_2$ ，來確定主軸支承跨距 $L$ 。

# 主軸平均直徑(主軸軸頸直徑)

當兩點支撐的主軸承受徑向負荷P時，主軸前端變形量y為：

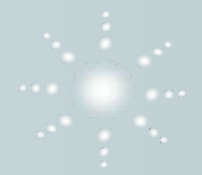
$$Y_s = \frac{Pa^2}{3EI} (a + L)$$

其中：慣性矩  $I = \frac{\pi}{64} D^4$



兩點支撐的主軸承受徑向負荷變形示意圖<sup>[3]</sup>

- ◎因為慣性矩和直徑的四次方成正比，所以對主軸剛性影響非常大。直徑只要加大10%，剛性會提高46%，直徑加大20%，剛性整整提高一倍，想要提高主軸剛性時，加大直徑是有效的對策。
- ◎當軸承種類、配置及潤滑方式相同時，直徑與轉速乘積dn的上限值大致為常數，超過了便會有溫昇過高甚至燒燬等問題，所以在高速化的趨勢下，若為要達成剛性與轉速之間的平衡，直徑的增加會受到限制。



# 主軸內孔直徑的確定

確定主軸內孔直徑  $d$  的原則為減輕主軸重量，在滿足對空心孔徑和最小壁厚要求以及不削弱主軸剛度的要求下，應盡量取最大值。

主軸本身的剛性  $K$  正比於抗彎斷面慣性矩  $I$ ，即：

$$\frac{K_h}{K_s} = \frac{I_h}{I_s} = \frac{\pi(D^4 - d^4)/64}{\pi D^4/64} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4$$

由於空心軸的慣性矩取決於  $(1 - (d/D)^4)$ ，

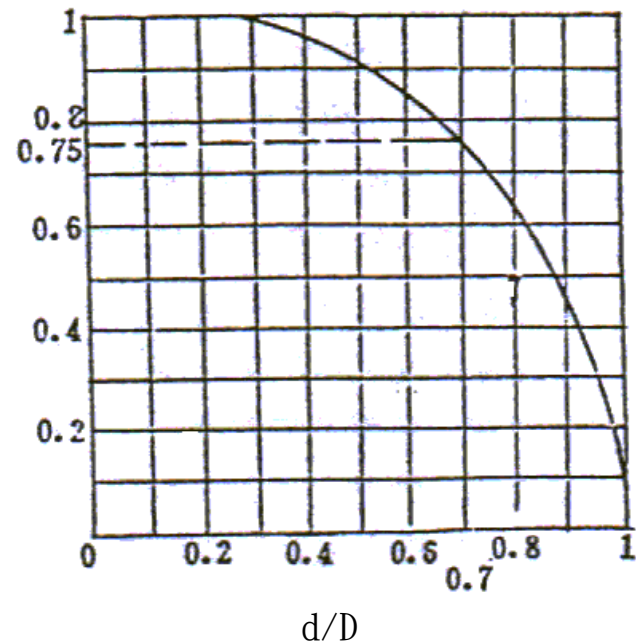
( $d$ 、 $D$ 分別為中心孔的內徑與主軸直徑)  $1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4$

當  $d/D < 0.5$  時對慣性矩（剛性）幾無影響

所以常取孔徑  $d$  的極限值  $d_{\max}$

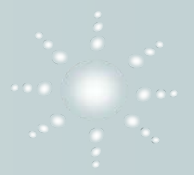
$$d_{\max} < 0.7D$$

一般而言  $d/D$  值不宜大於 0.7。



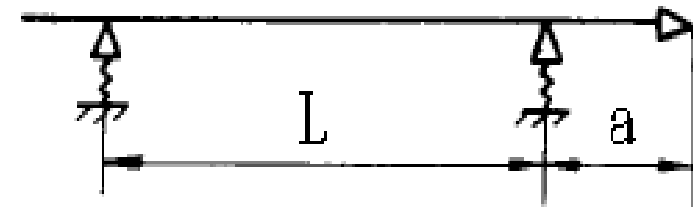
內孔直徑  $d$  對剛性的影響曲線<sup>[3]</sup>

# 主軸懸伸量和跨距



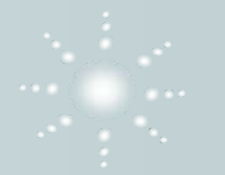
◎主軸鼻端到前軸承徑向中點的距離 $a$ 稱為懸伸。前後軸承之間的距離 $L$ 稱為跨距。

◎主軸懸伸量 $a$ ，取決于主軸端部結構型式和尺寸(多已標準化)、前軸承的配置和密封裝置等。



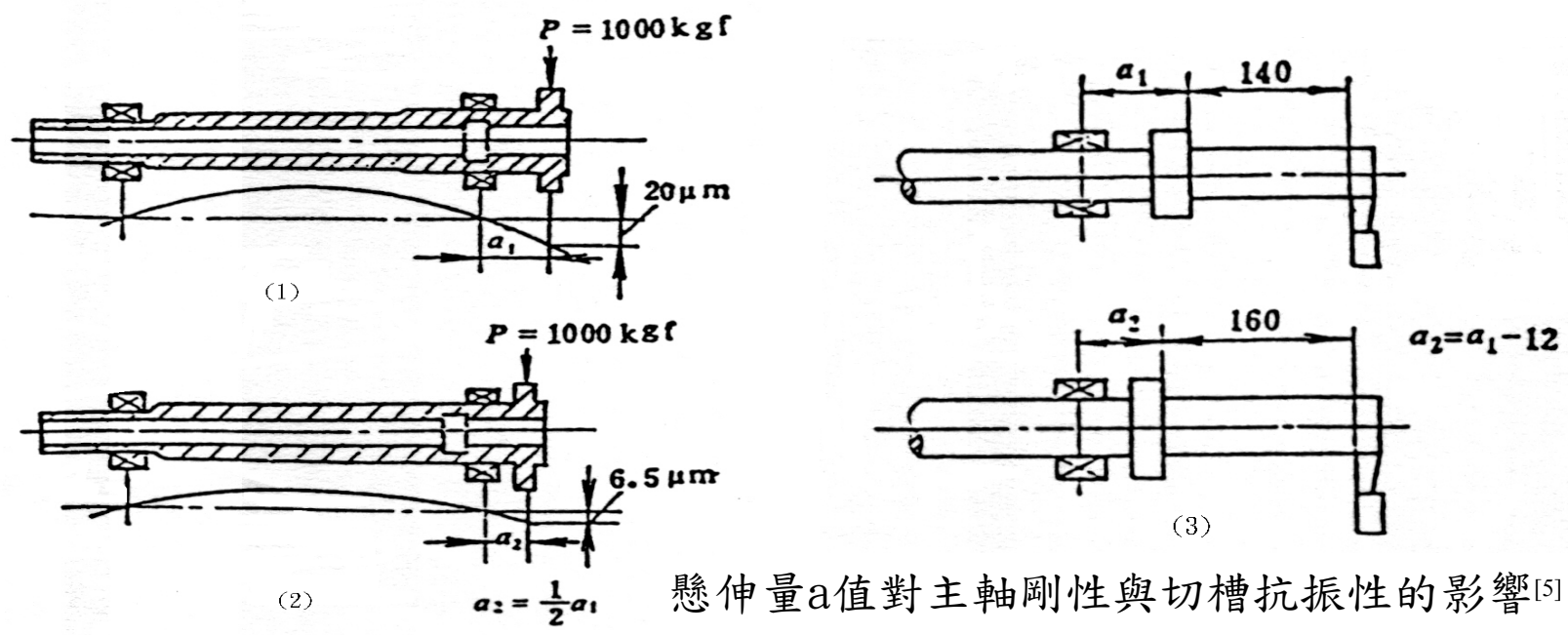
主軸組件的懸伸和跨距

◎跨距 $L$ 對主軸剛性 $K$ 的影響，不是單向的。如 $L$ 較大，則主軸變形較大;若 $L$ 較小，則軸承的變形對主軸前端的位移影響較大。所以 $L$ 有一個最佳值。太大或太小，都會降低主軸剛性。



# 主軸懸伸量的影響

- ◎懸伸量 $a$ 值對主軸部件的剛性影響很大；下圖(2)的懸伸量為圖(1)的一半，主軸前端變形由 $20\mu\text{m}$ 降至 $6.5\mu\text{m}$ 。
- ◎懸伸量 $a$ 對主軸的抗振性影響很大；下圖例(3)的懸伸量減 $12\mu\text{m}$ ，切槽時不發生振動的工件極限長度由 $140\text{mm}$ 提升至 $160\text{mm}$ 。
- ◎進行主軸結構設計時應儘量縮短懸伸量 $a$ 。



# 軸承跨距的初步決定

主軸在長度的設計時，必須考慮主軸對彎矩的抵抗能力。受彎矩與變形的關係可以下列公式表示：

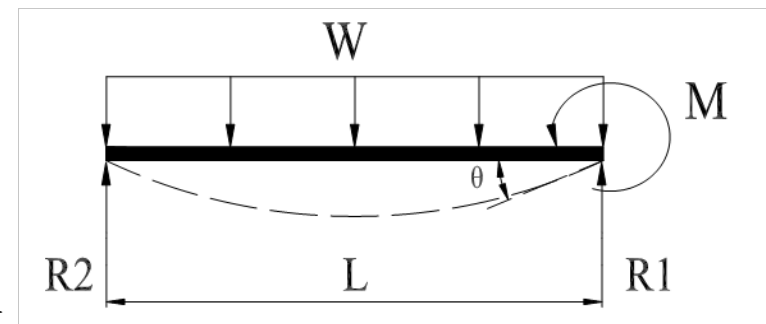
$$\theta = \frac{ML}{3EI} \pm \frac{WL}{24EI}$$

由上式可知軸承跨距一長，軸承間的主軸部分便會彎曲。使鼻端產生較大的偏斜，如果跨距縮短，因主軸彎曲導致的偏斜減少。但相對的加在軸承的負載變大而增大軸承變形，使軸承壽命降低。

1. 由材料力學公式尋求軸承跨距與軸承負載關係

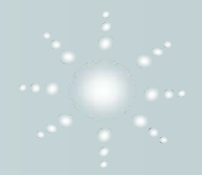
$$R_1 = \frac{M}{L} - \frac{WL}{2} \quad R_2 = \frac{M}{L} + \frac{WL}{2}$$

2. 根據軸承公司的建議：主軸軸承的跨距一般為軸徑的2.5~3.5倍



主軸承受彎矩示意圖

其中：L為軸承跨距  
w為軸的單位自重  
I為慣性矩  
M為彎矩  
R1、R2為前後軸承的  
承受負載



# 合理跨距的概念

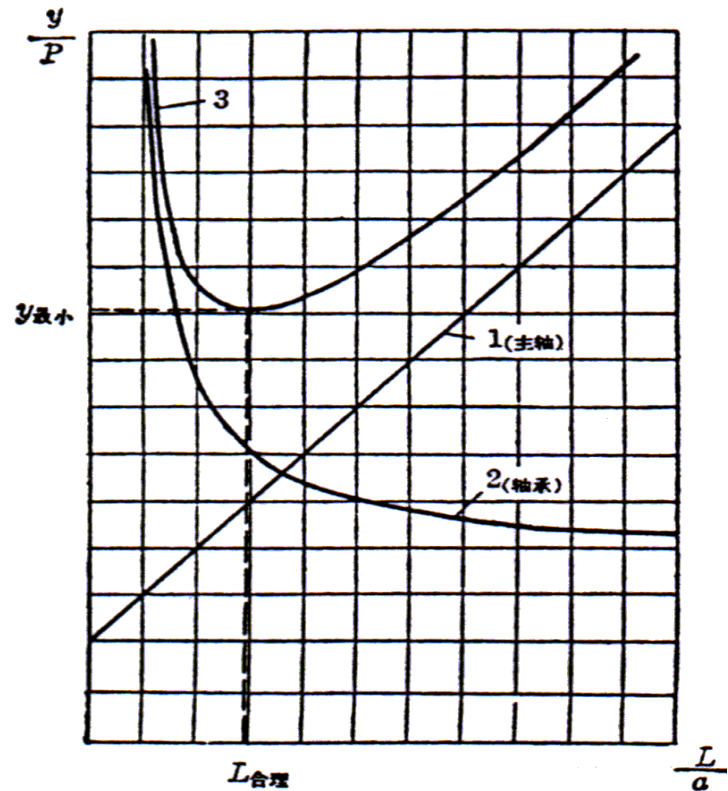
由於跨距 $L$ 的變化，主軸的剛性損失不超過5~7%，認為是合理的剛性損失，此範圍內的跨距稱為合理跨距。

合理跨距：

$$L_{\text{合理}} = (0.75 \sim 1.5) L_0$$

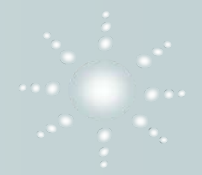
當因結構配置的原因，不能取 $L_{\text{合理}}$ 時：

1. 若實際的跨距較大( $L > L_{\text{合理}}$ )時，應採取提高主軸本體剛性來提高主軸組件的剛性。
2. 若實際的跨距較小( $L < L_{\text{合理}}$ )時，應採取提高軸承與支座剛性來提高主軸組件的剛性。



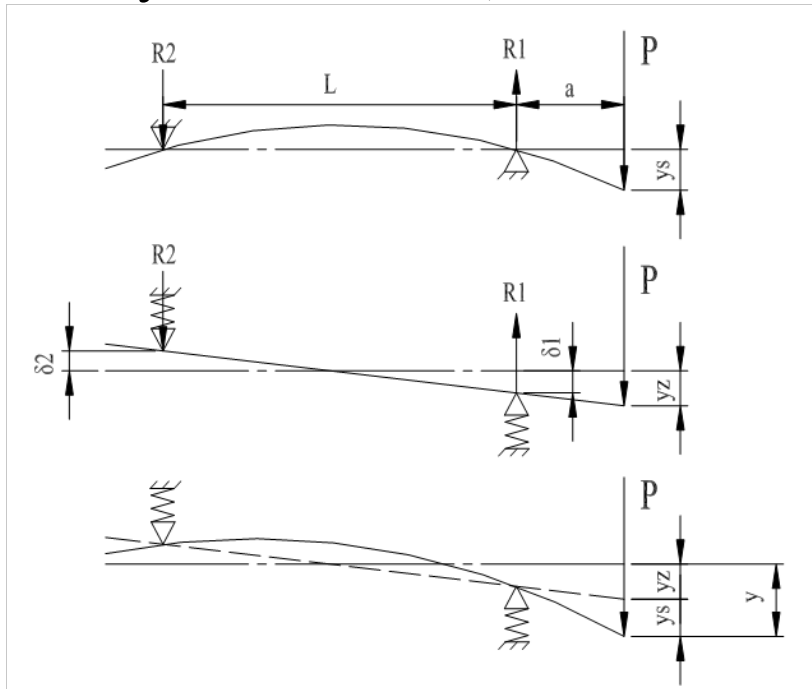
軸端位移的分解與最佳跨距比<sup>[3]</sup>





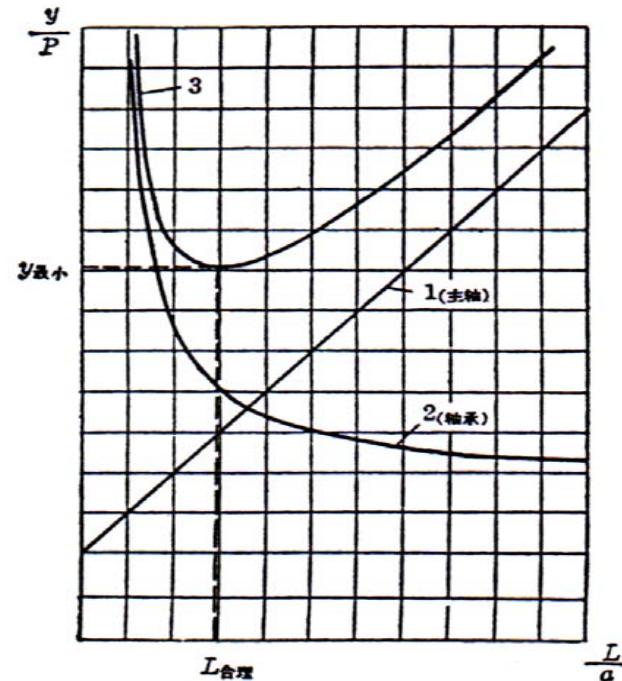
# 主軸靜剛性的近似估算

主軸的前端變形 $y$ ，等於在外負載 $P$ 的作用下，因軸承變形而引起的軸端位移 $y_z$ 與因主軸本身變形而引起的軸端位移 $y_s$ 之和。



$$y = y_s + y_z = \frac{Pa^2}{3EI}(a+L) + \frac{P}{K_1} \left[ \left(1 + \frac{K_1}{K_2}\right) \frac{a^2}{L^2} + \frac{2a}{L} + 1 \right]$$

$$\text{主軸組件徑向剛性 } K = \frac{P}{y}$$



軸端位移的分解與最佳跨距比<sup>[3]</sup>

其中： $L$ 為軸承跨距  $a$ 為懸伸長度  
 $P$ 為外加負載  
 $R_1$ 、 $R_2$ 為前後軸承的承受負載  
 $k_1$ 、 $k_2$ 為前後軸承剛性



# 主軸靜剛性的近似估算\_公式說明

若干的簡化條件下，一般的主軸可以下圖的簡支樑力學模型表示。

主軸本身變形而所引起的軸端位移 $y_s$ （材料力學的樑彎曲公式）

$$Y_s = \frac{Pa^2}{3EI}(a + L)$$

前後軸承的變形  $\delta_1 = \frac{R_1}{K_1}$      $\delta_2 = \frac{R_2}{K_2}$

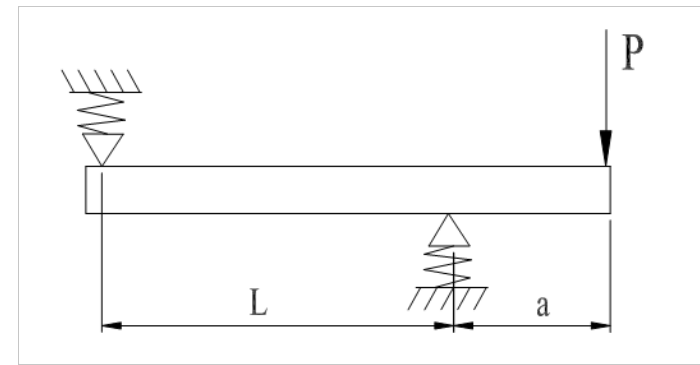
$$\text{又 } R_1 = P \left(1 + \frac{a}{L}\right) \quad R_2 = P \left(\frac{a}{L}\right)$$

因軸承變形而引起的軸端位移 $y_z$

$$y_z = \frac{P}{K_1} \left[ \left(1 + \frac{K_1}{K_2}\right) \frac{a^2}{L^2} + \frac{2a}{L} + 1 \right]$$

主軸的前端變形 $y$

$$y = y_s + y_z = \frac{Pa^2}{3EI}(a + L) + \frac{P}{K_1} \left[ \left(1 + \frac{K_1}{K_2}\right) \frac{a^2}{L^2} + \frac{2a}{L} + 1 \right]$$

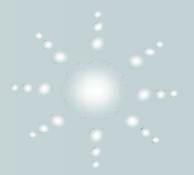


主軸組件的簡化模型<sup>[3]</sup>

其中：

- k1、k2前後軸承剛性
- R1、R2前後軸承負載
- $\delta_1$ 、 $\delta_2$ 前後軸承負載
- L為軸承跨距
- a為懸伸長度
- P為外加負載

# 軸承最佳跨距近似估算



將主軸的前端變形 $y$ 取極小值計算，將上式對 $L$ 求導

主軸前端最小變形條件  $\frac{dy}{dL} = 0$ ，這時的 $L$ 應為最佳跨距 $L_0$ 。

$$\text{得 } L_0^3 - \frac{6EI}{ak_1} L_0 - \frac{6EI(k_1 + k_2)}{k_1 k_2} = 0$$

$$\text{解該方程式 } L_0^3 + PL_0 + Q = 0$$

$$u^3 = -\frac{Q}{2} + \sqrt{\left(\frac{Q}{2}\right)^2 + \left(\frac{P}{3}\right)^3}$$

$$v^3 = -\frac{Q}{2} - \sqrt{\left(\frac{Q}{2}\right)^2 + \left(\frac{P}{3}\right)^3}$$

$$L_0 = u + v$$

式中

$L_0$ ：主軸軸承最佳跨距

$E$ ：彈性係數

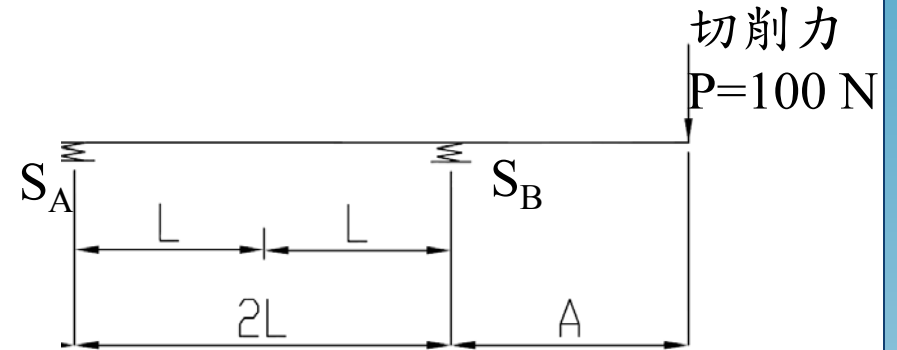
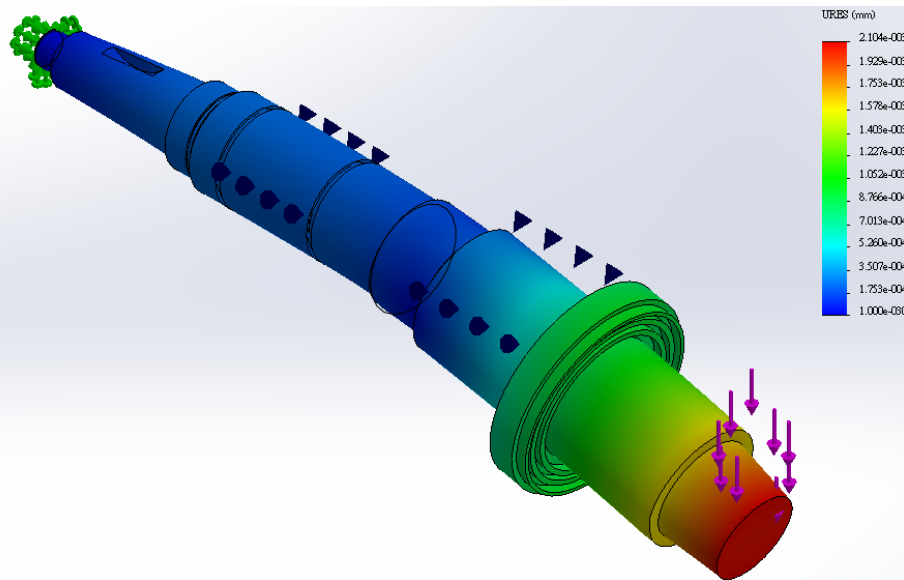
$I$ ：慣性矩

$k_1$ ：前端軸承之剛性

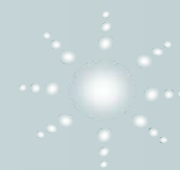
$k_2$ ：後端軸承之剛性

# 主軸靜剛性\_有限元分析

- ❖ 下圖為主軸計算簡圖，前徑向剛性為550N/mm，後軸承徑向剛性為340N/mm，主軸前端懸伸 $a=159\text{mm}$ ，前端軸承到後端軸承距離 $L=73.5\text{mm}$ (初步跨距)

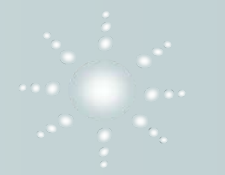


Solid work 有限元分析設定方式			
	工程計算	彈性支撐	軸承支撐
文獻(1)	2.15 um	3.51 um	2.29 um
文獻(2)	2.04 um		
文獻(3)	3.65 um		



# 液靜壓系統的應用

# 靜壓軸承簡介



	圖示說明	以加工機導軌為例
滑動	<p>很笨重、被地面凹凸牽制、髒污</p>	<p>工具機之硬式滑動導軌</p>
滾動	<p>稍輕快移動、被地面凹凸牽制、髒污</p>	<p>滾珠(柱)導軌</p>
浮上滑動	<p>輕快移動、不拘地面凹凸牽制、不髒污</p>	<p>氣浮導軌</p>

# 液體軸承發展史

1. 流體軸承的發展源自於1854年，法國G. A. Hirn:研究流體動壓潤滑，首先提出以氣體做為潤滑劑的軸承概念。
2. 1862年 L.D. Girard: 發明液靜壓軸承應用於火車車輪軸承雛形，磨擦係數為0.002（註：滾動軸承為0.01，普通滑動軸承為0.1），於1878年巴黎工業博覽會全世界首次發表。
3. 1883年B. Tower發現有外負載的油潤頸軸承對應的局部壓力遠高於其平均力，並指出完全流體潤滑是可行的，1886年O. Reynolds提出分析層流之流體薄膜方程式，成功的解釋B. Tower的結果。1941年Christopherson:首先提出求解Reynolds Eq. 的數值分析法。
4. 1948年法國工業界首先在工具機磨床上使用液靜壓軸承，目前廣泛應用於渦輪發電機、牙科鑽頭、精密儀器與工具機之軸承。

※技術發展趨勢-

高速、大功率主軸；模組化靜壓軸承



改變軸承承載面的幾何形式

一般無法高速運轉，但目前透過採用黏滯係數低的油液、水或改善軸承承載面的幾何形式(動靜壓混合軸承)，主軸轉速也DN值可超過 $2.5 \times 10^6$ 以上。

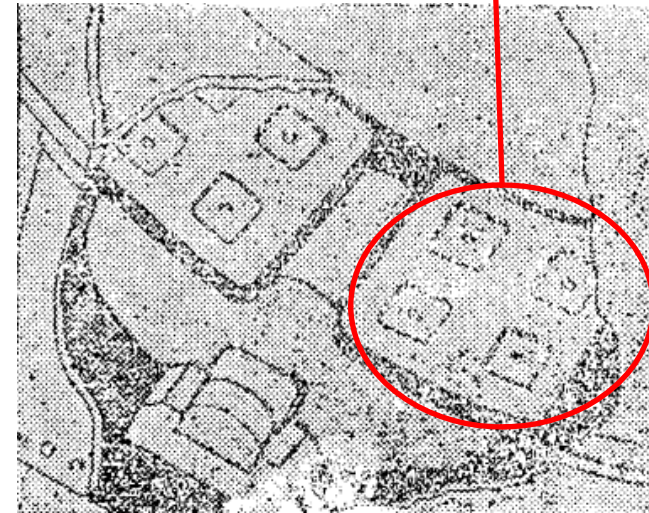
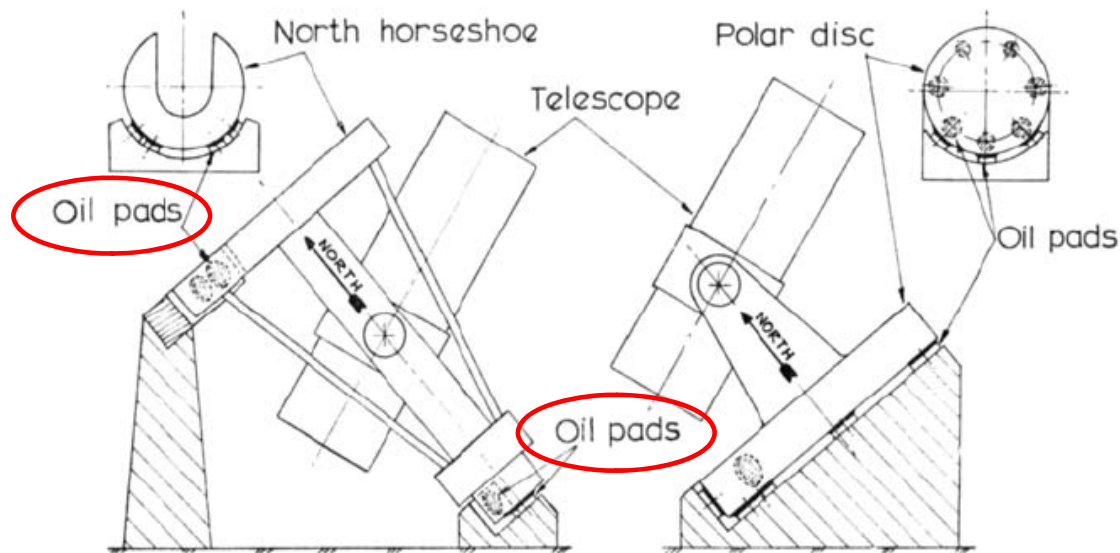
31

# 液靜壓軸承應用例\_帕洛瑪天文台(Palomar Observatory)



帕洛馬山天文台的5米口徑望遠鏡

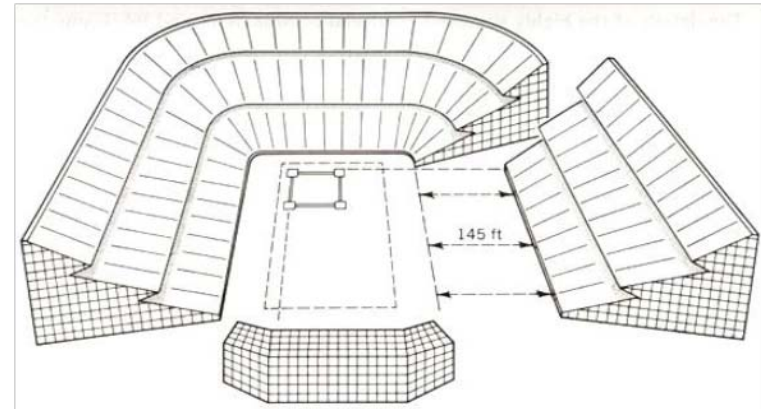
- 帕洛瑪天文台擁有1948年建成的口徑5.08米（200英寸）的反射式望遠鏡，望遠鏡重量約為450噸。
- 由於靜身的轉速極慢，1轉/天，不能採用動壓軸承，因此設計將鏡身支撐在數個靜壓油墊上。
- 每個油墊是邊長為71.1cm的正方形，有4個油室，油泵通過小孔節流將的高壓油輸入油室中，取油膜厚度 $h_o=0.127\text{mm}$ ，SAE20號油，只約需扭矩 $70\text{N}\cdot\text{m}$ 就可使鏡身運轉。





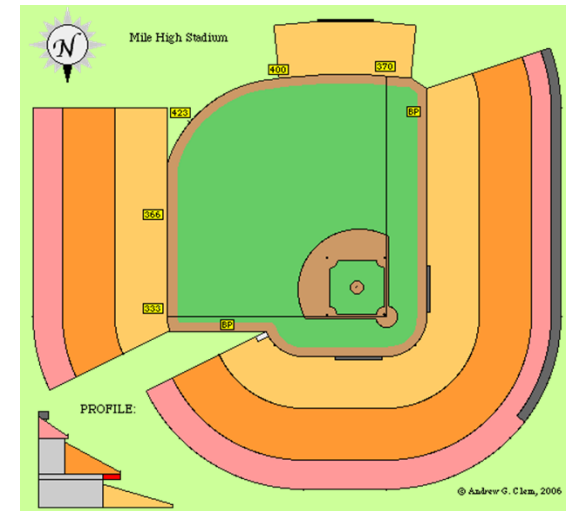
# 液靜壓軸承應用例\_美國科羅拉多州Denver的Mile High體育館

It featured an ingenious, 9 million-pound east stands (535 feet long, 135 feet tall and 200 feet deep) that could be **moved back and forth on a track of water**, retracted in for football and retracted back for baseball.



## 體育場的浮動大看台

- 重4500噸
- 有21000個座位
- 支承在46個水潤滑橡膠皮靜壓墊上
- 每個靜壓墊直徑1.2m
- 加水壓後，可移動44.2m



<http://www.stadiumsofprofootball.com/past/MileHighStadium.htm>

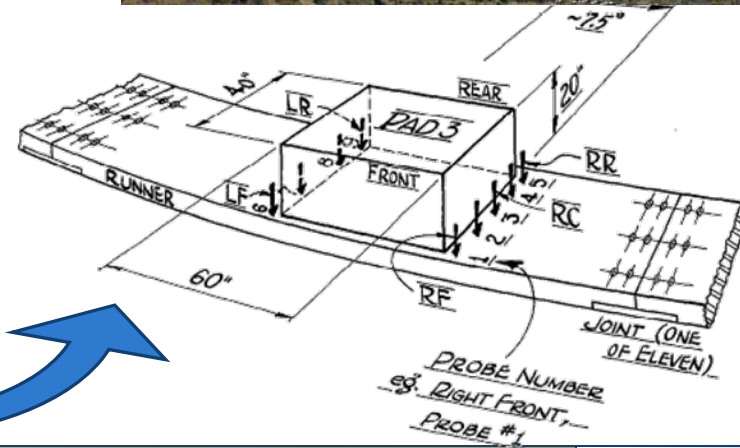
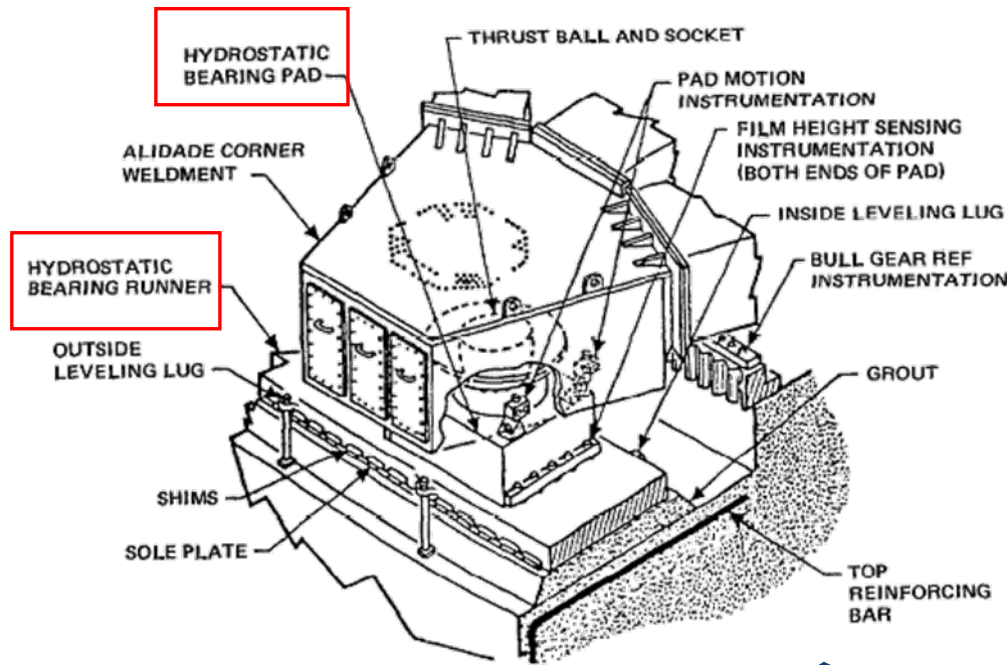
# 液靜壓軸承應用例\_ NASA' s DDS43 雷達天線



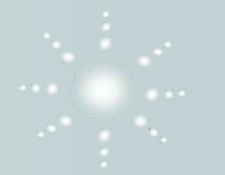
環形矩形液靜壓軸承，  
約 24公尺，並支持整個  
旋轉重量的雷達天線，  
大約 4000公噸。



BEARING ASSEMBLY

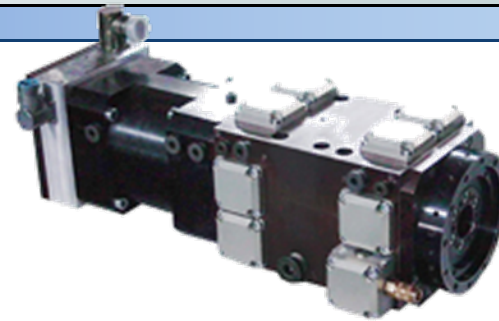


# 靜壓軸承在工具機的應用



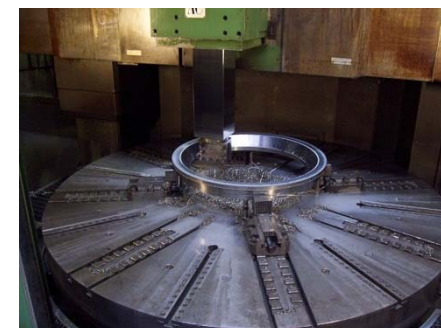
(1) 超精密機台設備

(2) 大型重負載加工機台



主要應用的設備：

- 液靜壓主軸
- 液靜壓導軌
- 液靜壓旋轉工作台
- 液靜壓導螺桿
- 靜壓尾座  
(應用於車床 or 滾筒研磨機)



# 靜壓軸承在高精密工具機的應用

靜壓軸承具有高剛性，油膜可均化誤差(精度高)；高阻尼(抗振性好)，幾無磨耗(使用壽命長)，很適合在加工精細元件(如光學鏡片、精細模具、微溝槽..等)的工具機上使用。

精密液靜壓  
五軸加工系統  
(AMETEK  
Precitech, Inc.)



Slide Travel	X-350mm, Y-150mm, Z-300mm
Max Feedrate	3,000mm/min
Drive System	AC Linear Motor
Spindle Speed	7,000rpm
Position Feedback Resolution	4.3nm



光學元件，背光模組導光板等產品

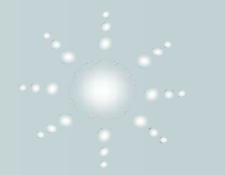


電極模具加工概況



AC軸加工概況

# 精密氣液靜壓五軸加工系統關鍵技術

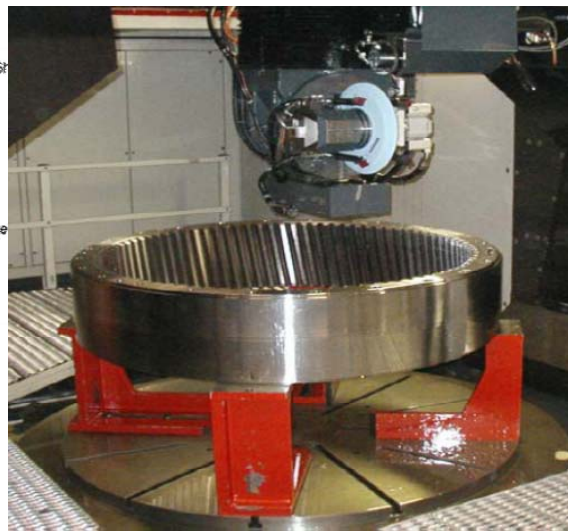
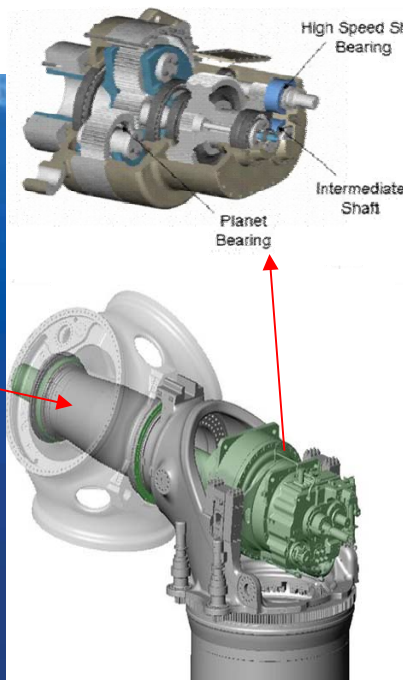


# 靜壓軸承在大型工具機的應用

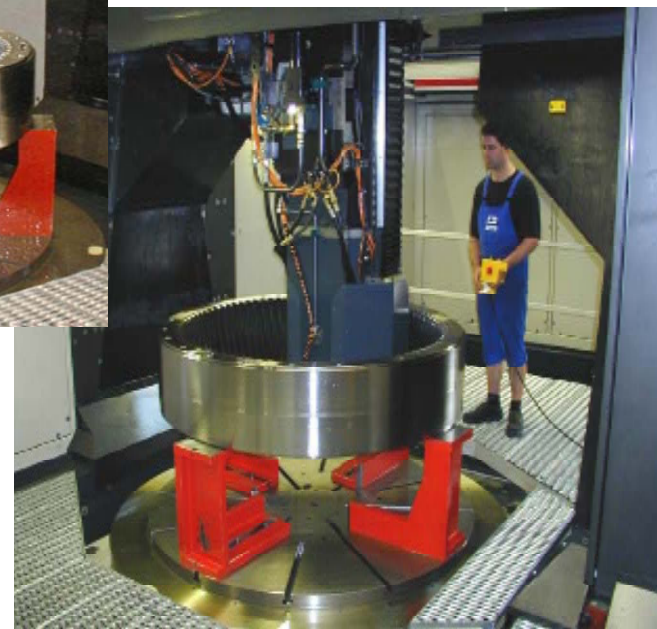
- 由於大型交通工具(客機、輪傳、高鐵)；能源(風力發電、燃氣輪機..)設備的加工需求的增加，導致大型工具機的需求越來越多。
- 大型滾柱軸承應用於機台在精度、磨耗、維修替換上有其困難與問題點。
- 靜壓軸承具有高承載力、剛性與阻尼；且磨擦係數小(驅動力矩小，磨耗少)，油膜可均化誤差(精度高)，很適合在大型工具機上使用。



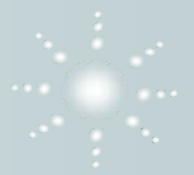
Wind Turbine Gear Box



2.5 Mw Internal Ring Gear Grinding



# 靜壓軸承在大型工具機的應用



## Pietro Carnaghi AP 100 TM/8000

**Technical Description:** Vertical lathe

**Turning diameter:** 10000 mm

**Table diameter:** 8000 mm

**TURNING HEIGHT:** 7500 mm

**SLIDE VERTICAL TRAVEL:** 4000 mm

**Main table motor (AC):** 170 Kw

**Table with **Hydrostatic Bearing**:** 350 T  
loading

**Milling/drilling carriage:** 71Kw

**Ram size:** 600x600mm

# 靜壓軸承在大型工具機的應用



IMAGE 1. A 40 foot table segment with 30 hydrostatic bearing pads per way, being turned end over end. The table segment is fabricated from steel.



PowerTec 系列是瓦德裏希·科堡(WALDRICH COBURG)公司規格最大、功率最大的龍門加工中心(該公司大型工具機有採用定流量靜壓導軌)

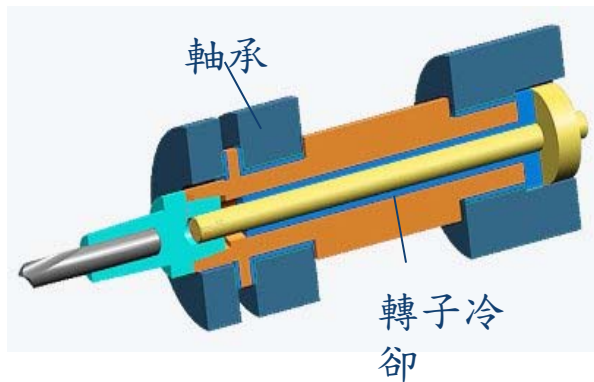
<http://www.waldrich-coburg.de/products/Produkte-en/PowerTec.htm>



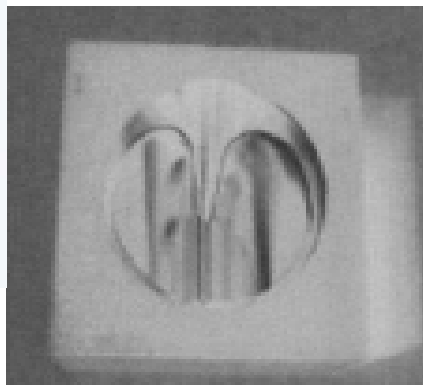
# 國外先進工具機液體壓主軸產品

廠商名稱	主軸轉速 (rpm)	使用液體	馬達功率 (kW)	剛性	其他
Hyproststik	0-42,000	emulsion or demineralised water	15	200-160 N/um	milling spindle
Hyproststik	25,000/35,000	—	9/6	—	Cam grinding spindle
Moore Tool	50,000	—	6.0	Radial 60 N/um Axial 120 N/um	milling and turning spindles / 直徑 80mm
Moore Tool	40,000	—	14	Radial 90 N/um Axial 120 N/um	Grinding spindles
Omlat	1800 to 3000	—	35 to 45		Grinding spindles
Fischer	34,000	water	63	—	Torque: ~17Nm, 34000 rpm 直徑 170 mm
EDAC Corp	100,000	—	—	—	迴轉偏擺 0.05 microns

※Hyproststik、Moore tool等廠家都已推出車銑與研磨、搪孔系列的靜壓主軸。



Fischer銑削靜壓主軸



## ※加工例

「開關注射模」高碳鋼，硬度：HRC52 - 54  
 粗加工：24000rpm，直徑4mm  
 半精加工：32000rpm，直徑3mm  
 精加工：34000rpm，直徑2mm  
 工件表面品質佳，一組刀具銑製了5個開關，  
 而球軸承主軸只能加工3個



# 我國的發展現況

1. 我國工研院於1980年研發液靜壓軸承，目前工研院、中山科學研究院均有研發實蹟，精密機械研發中心與高明精機也曾合作發展立臥兩用五面加工機迴轉頭的液靜壓軸承系統。
2. 100年台北機展，有許多國內廠商展出採用液靜壓主軸與支承之機台，其中採用的可變節流方式的靜壓機台，多數採國外產品
3. 目前國內已開發液靜壓主軸等組件之廠商如下表(僅列部分)

廠商名稱	機台型式	軸承型式	主軸轉速 (m/min)	主軸馬力 (Kw)	最大工件尺寸(mm)
榮光	無心磨床	液靜壓	2400~2700	10~27	ø1~ ø 50
鍵和	無心磨床	液靜壓	1050~1900	10~40	ø1~ ø60
主新德	內外圓磨床	動靜壓混合	1650~1940	6~10	ø250(max)
福裕	平面磨床	液靜壓	1000~4500	3	305x152
大光長榮	外圓磨床	液靜壓	1783~1940	-	ø300
立健	無心磨床	液靜壓	500~1500	15	ø3 ~ ø100
高明	五面加工機	液靜壓	-	-	-
邁斯	提供油膜軸承、油靜壓導螺桿、油靜壓節流器、油靜壓供油系統				
偉寶	流體靜壓主軸、滑軌、及相關流體靜壓軸承設計開發				
康伯斯	液靜壓轉盤、主軸設計、滑軌及相關靜壓軸承設計開發				
銘京	液靜壓轉盤、主軸設計開發				



榮光公司的無心磨床  
液靜壓主軸

# 液靜壓軸承的優點

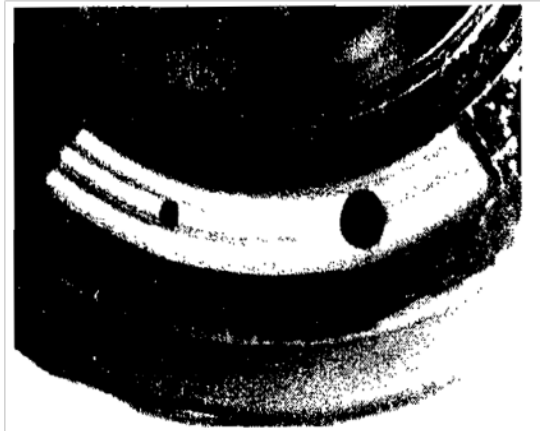
- 軸承的承載力與軸的轉速無關-在低速或靜止時仍可使用。
- ◎靜壓軸承的**油膜剛性高**。  
(滑軌承載力可達百噸，主軸剛性則可達 $10^9\text{N/m}$ 以上)
- ◎因**油膜阻尼大**，抗振性優於滾動軸承。
- ◎油膜有均化誤差效用，**迴轉精度可達微米級**
- 軸承磨耗小、壽命長，一般不需維修調整



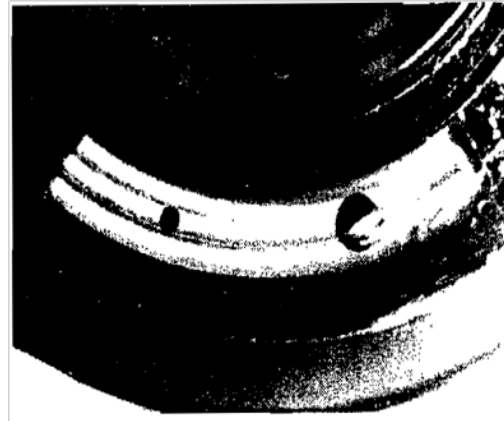
全世界最大的龍門  
型工具機  
\_ToshibaMPA-70265  
大型船舶用低速柴  
油引擎零件加工  
工作台之最大載重  
為500噸  
進給採用液靜壓螺  
桿與液靜壓導軌

# 液體靜壓軸承的缺點

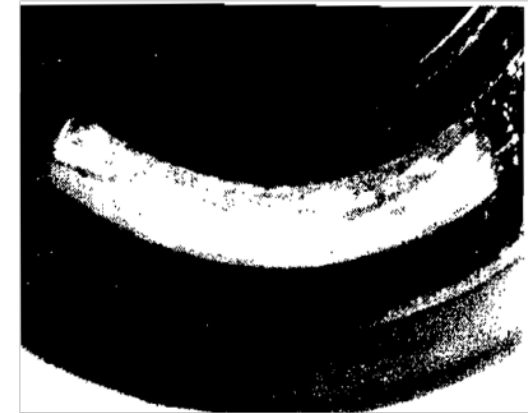
- ✗高轉速時易升溫-**承載力下降，穩定性差，不易高速化。**
- ✗高速時有擾流現象，會產生氣泡，**穩定性不佳。**
- ✗構造較複雜，需要一套供油設備，初期成本較高。
- ✗與滾動軸承相比靜壓軸承的維護保養成本較高。



在油槽內沒有產生氣泡的狀態  
 $P_s = 0.4\text{MPa}$ ， $N = 500\text{rpm}$

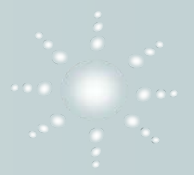


在油槽內產生氣泡的瞬間狀態



在油槽裡已完全產生氣泡的狀態  
 $P_s = 0.4\text{MPa}$ ， $N = 1200\text{rpm}$

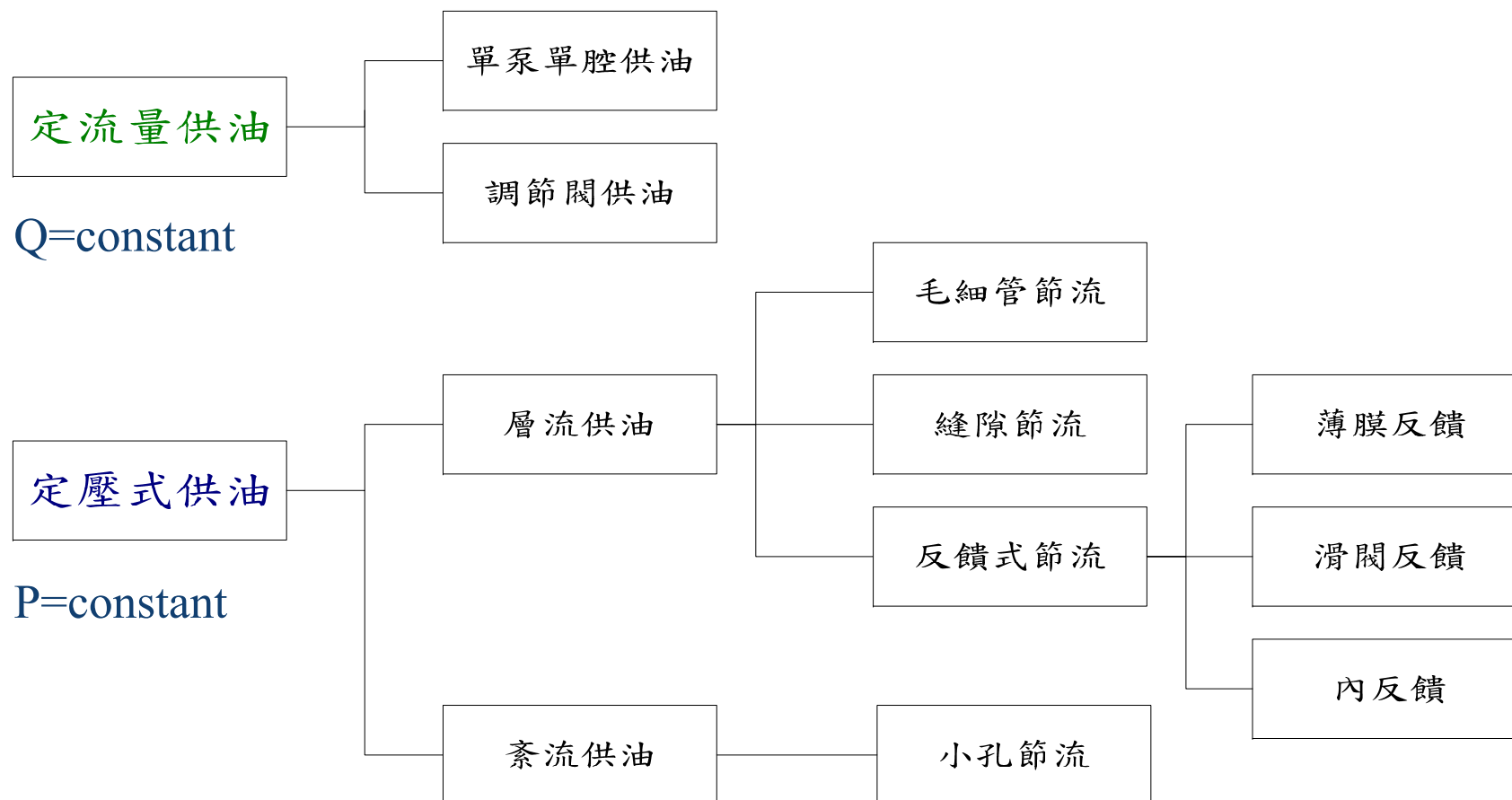
止推軸承間隙裡氣泡產生情形[12]



# 液靜壓系統工作原理

# 液靜壓軸承系統\_依供油方式分類

為了具有一定的承載能力和剛性，**軸承系統中必須具有補償元件**，使軸承油室中的油液壓力能隨著外界負載的變化進行自動調節。通常採取：定流量供油與定壓力供油兩種不同的供油系統。



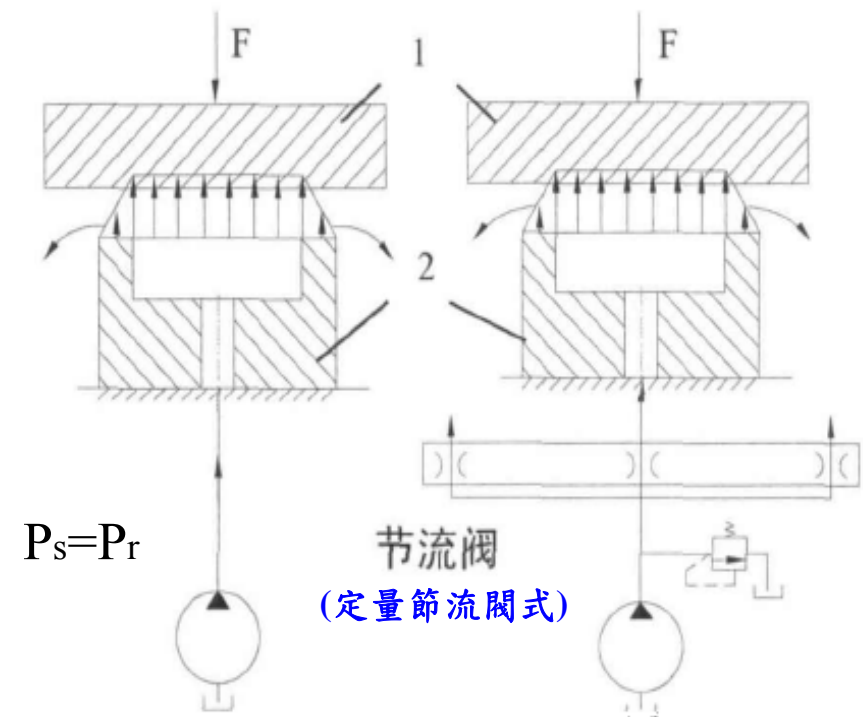
# 定流量供油系統

特性：

- 一個油泵供給一個油腔，或以油腔之定量節流閥供給之恆定流量。
- 供給之流量決定軸承油腔之壓力。
- 使用多個油泵，其成本較高。
- 多於大型設備使用。

定流量供油有下述兩種型式：

- 定量泵式，油泵以恆定的流量。直接供油給油腔，故油腔壓力始終等於油泵壓力。
- 定量節流閥式，用定量節流閥代替節流器，使通往油腔的流量恒定。



定流量供油靜壓支承工作原理圖

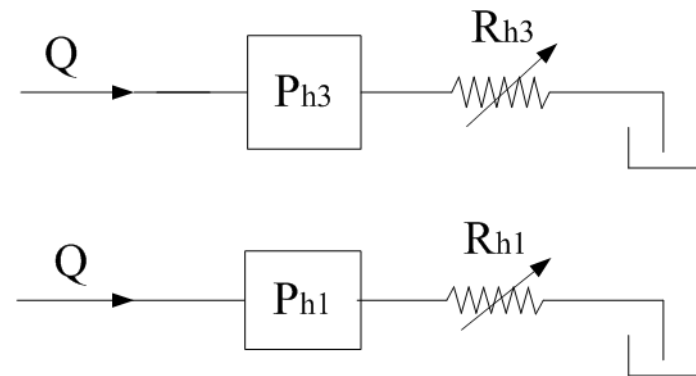
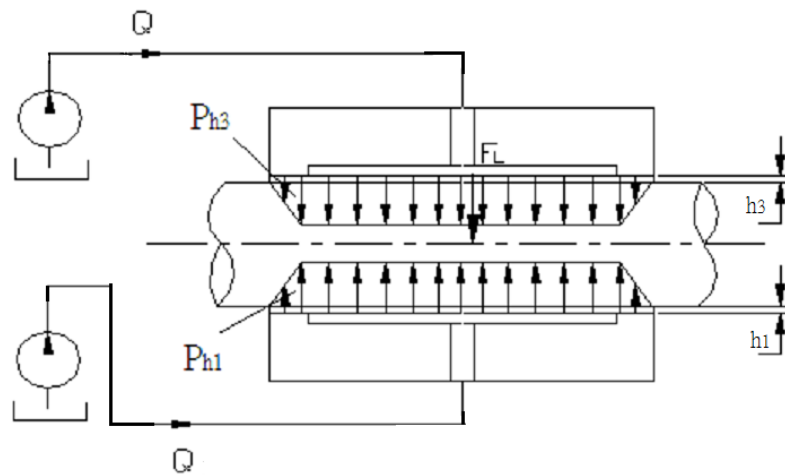
1. 軸 2. 支承

# 定流量供油系統的原理

如下圖所示，每一個油腔各有一個定量泵(或定量閥)，若假設供給恆定的流量 $Q$ ，則油腔中的油液壓力 $P_h$ ，取決於流量 $Q$ ，及軸承油室間隙的液阻 $R_h$ 。當油液為層流狀態時，其關係類似電學中的歐姆定律：

$$P_h = Q \times R_h$$

當載荷 $F_L$ 增大時，在流量 $Q$ 恒定的情況下，間隙 $h$ 將減小，油室液阻 $R_h$ 增大，致使油腔壓力 $P_h$ 增大以平衡載荷，反之也同理。因此定量供油式靜壓支承與固定節流靜壓支承的承載原理相同，都依靠出油室液阻 $R_h$ 的改變，使油腔壓力 $P_h$ 隨載荷的變化而變化。



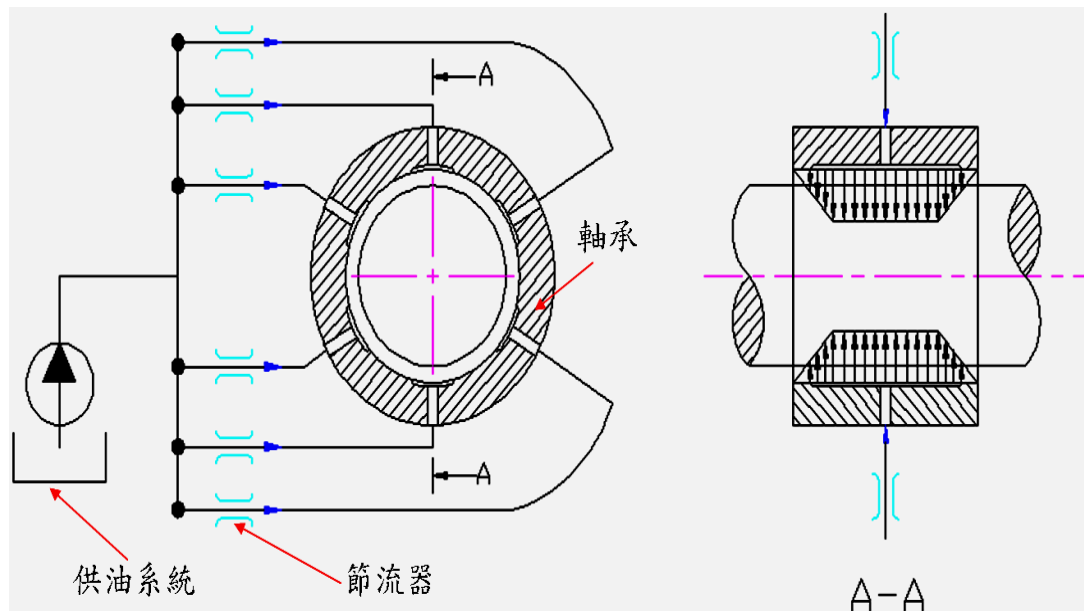
定流量供油靜壓軸承系統[5]



# 定壓力供油系統

特性：

- 一個油泵供給所有的軸承油腔。
- 節流器調節油腔之壓力。
- 節流器容易因異物阻塞而影響軸承的性能。
- 系統較便宜且容易安裝使用。
- 一般的液靜壓主軸/導軌/旋轉台等系統設計，多採用此種供油系統。



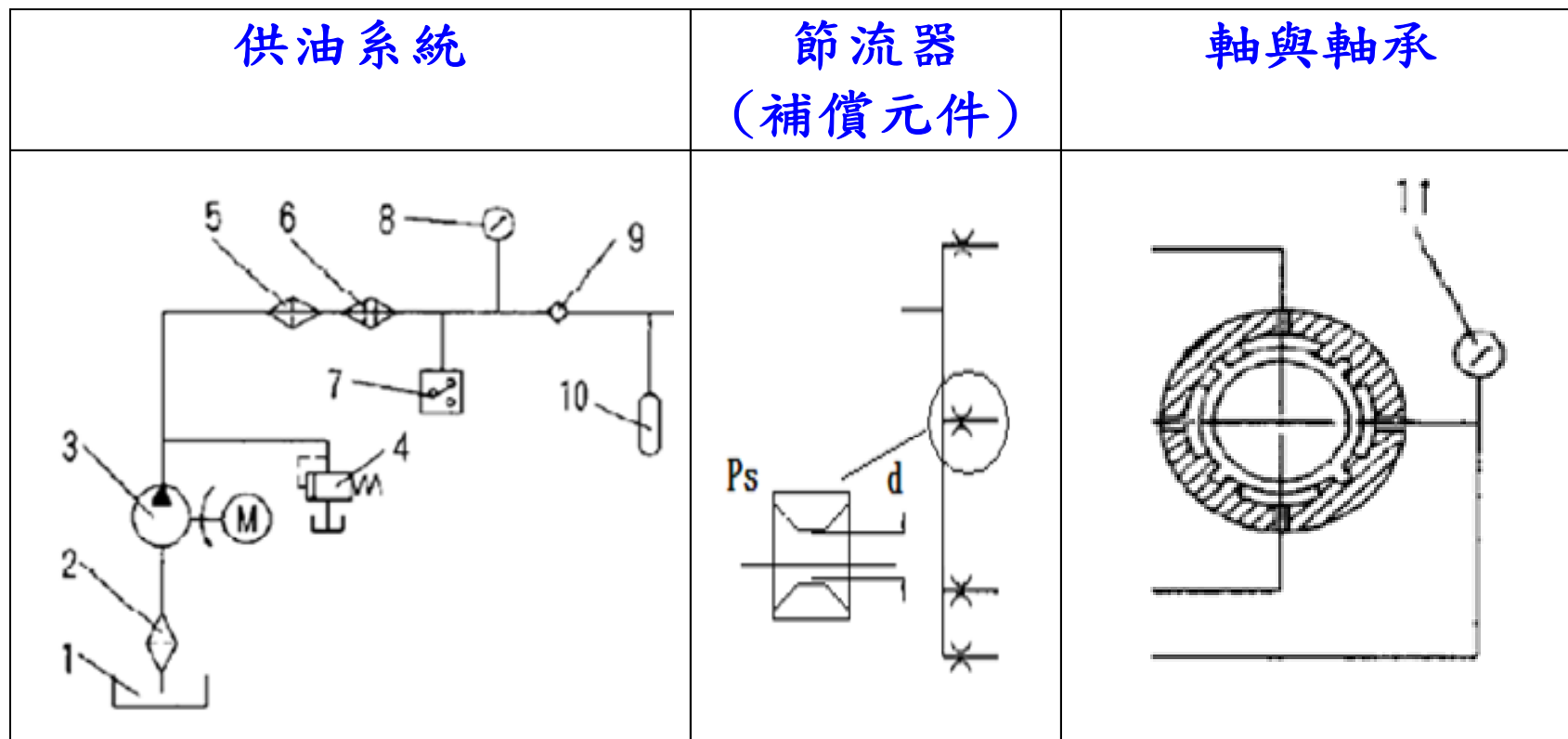
定壓力供油靜壓軸承系統[19]

簡要說明：

如右圖所示，為利用一個共同的油泵，並在通往軸承各個油腔的油路上裝置節流器，由於節流器的調壓作用，使的各個油腔的壓力隨著外力的變化自行調節，進而達到平衡，其應用較廣，且較為經濟。

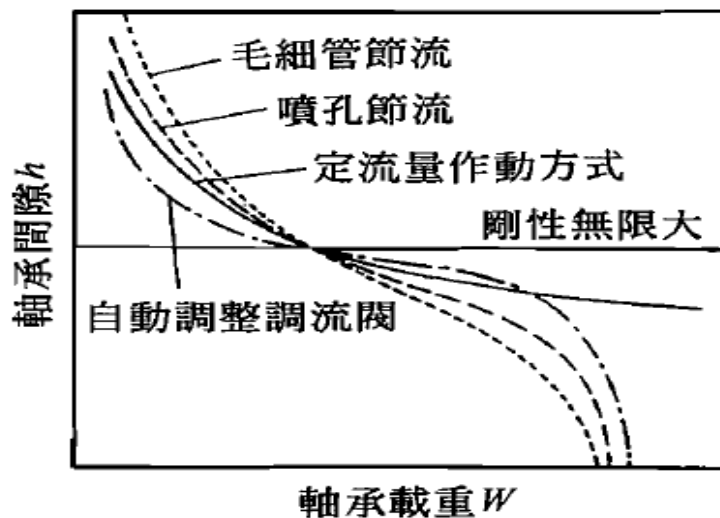
# 定壓力供油軸承系統的組成

定壓力液體靜壓軸承系統是由：供油系統，節流器(補償元件)，軸承，軸所構成。



- 1-油箱 2-吸油濾油器 3-液壓幫浦 4-溢流閥 5-粗濾油器  
 6-精濾油器 7-壓力繼電器 8-供油壓力錶 9-單向閥  
 10-蓄能器 11-油室壓力錶

# 定流量供油和定壓力供油方式之比較



不同作動方式，  
節流孔形式之軸承剛性比較

項目	定壓力供油	定流量供油
潤滑油膜靜剛性	反饋式節流器剛性最高 固定式節流器剛性最低	次之
相對於油液黏度變化對 負載特性的穩定性	優	較低
相對於油壓源脈動 負載特性的穩定性	優	較低
油質過濾要求	高	低(泵轉速低，一般染質 不易吸入)
維修調整	固定式節流器較易阻塞	無節流器
製造成本	低	較高

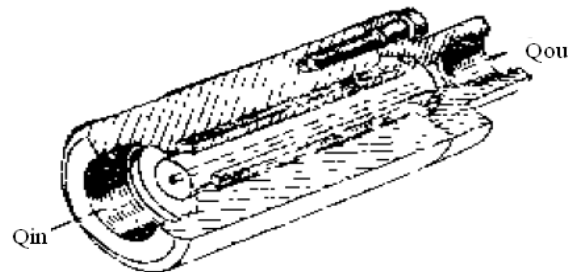
# 節流器

節流器可分為固定式節流器和可變式節流器兩種主要類型

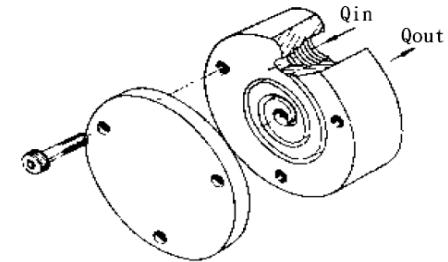
## ◎固定式節流器

1. 毛細管節流器
2. 小孔節流器
3. 溝槽式節流器

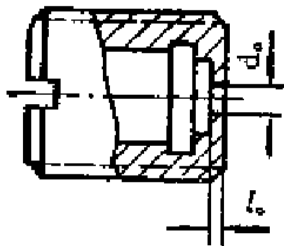
固定節流器，其特點為節流器的液阻 $R_c$ ，不隨外負載的變化而變化。常用的固定節流器有毛細管節流器(capillary resistor)及小孔節流器(orifice resistor)兩種，雖然均同屬固定節流器，但其節流原理並不相同。



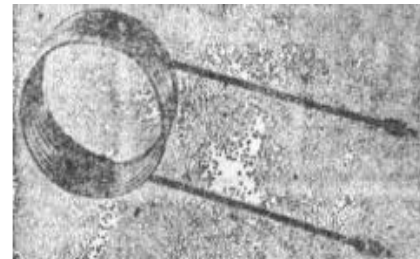
(a) 玻璃管型節流器



(b) 螺旋槽節流器



螺栓式小孔  
節流器



(c) 長型毛細管  
節流器

# 毛細管節流器

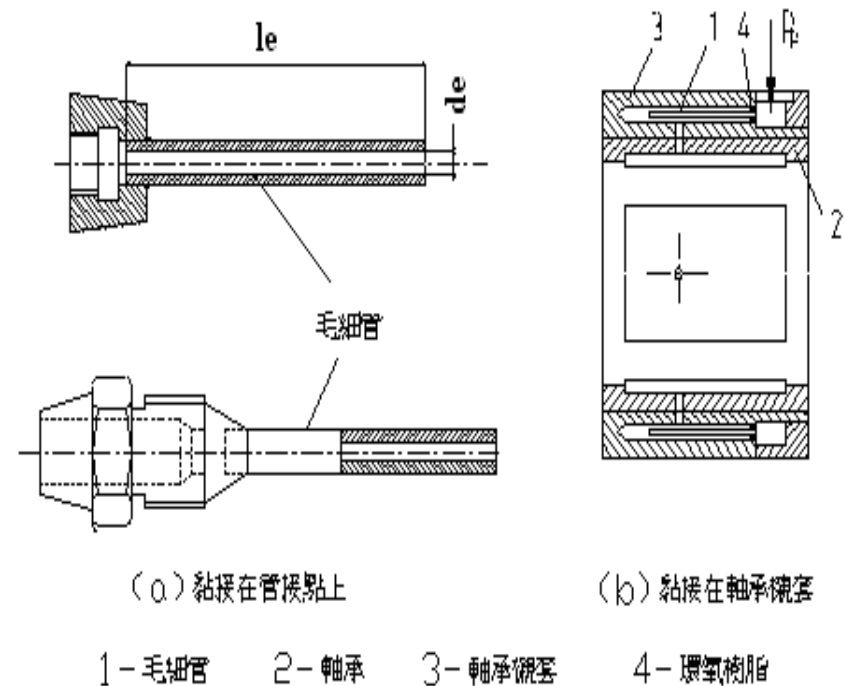
毛細管節流器如右下圖所示，為長度遠大於孔徑之細長管道，利用流體流過細長孔時的摩擦阻力形成壓降來節流，工作參數為毛細管的直徑 $d_e$ 及長度 $l_e$ ，通常其長徑比 $d_e/l_e > 20$ 。流量和液阻在層流狀態時可用Poiseuille(哈根-波桑)公式表示為

$$Q_c = \frac{\pi d_e^4 \Delta P}{128 \eta l_e} \quad R_c = \frac{128 \eta l_e}{\pi \times d_e^4}$$

式中  $\Delta P = (P_p - P_{h0})$ ， $\eta$  為動黏度係數  
 $P_{h0}$ ：初始(無負載)狀態時油室壓力  
 $l_e$  為毛細管長度， $d_e$  為毛細管內徑

優點為結構簡單，且因流量甚小，當液壓油因軸承系統溫度改變時所引起的粘度改變不致影響軸承之性能，缺點為軸承剛性值較小孔節流略低。

※設計毛細管節流器尺寸 $d_e$ 與 $l_e$ 後應需計算確認流體流過後其是否符合層流條件[16]。



毛細管節流器[18]

# 小孔節流器

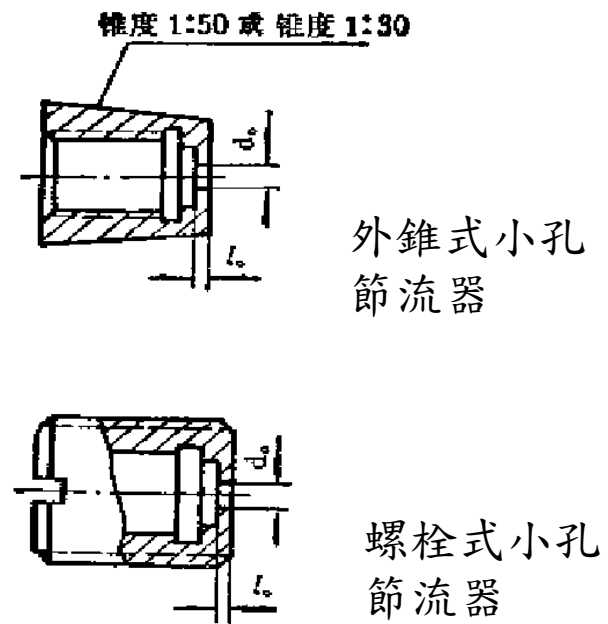
小孔節流器如右圖所示，乃利用流體通過孔口時，由於液體的突然收縮造成的旋渦損耗和摩擦阻力損失來節流，其工作參數為小孔的直徑 $d_o$ ，通常其長徑比( $l_o/d_o$ )很小。

其通過的流量和液阻可表示下式：

$$Q_c = \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} c_d \quad R_c = \frac{8\rho A_k}{c_d^2 \pi^2 d_o^4}$$

式中  $c_d$ ：為流量係數  $\rho$ ：為流體密度  
 $\Delta P$ ：為小孔二側壓力差， $\Delta P = (P_P - P_{T0})$

在實際設計時，節流小孔的直徑 $d_o$ 一般取  
 $d_o \geq 0.4(\text{mm})$   
節流小孔的長度(即壁厚) $l_o$ 一般可取  
 $l_o \doteq 1 \sim 3(\text{mm})$



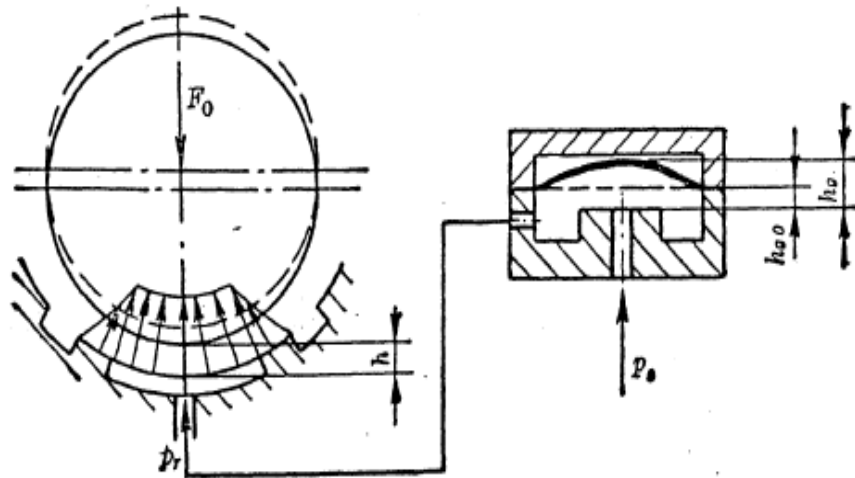
小孔節流器[17]

# 節流器說明\_可變式節流器

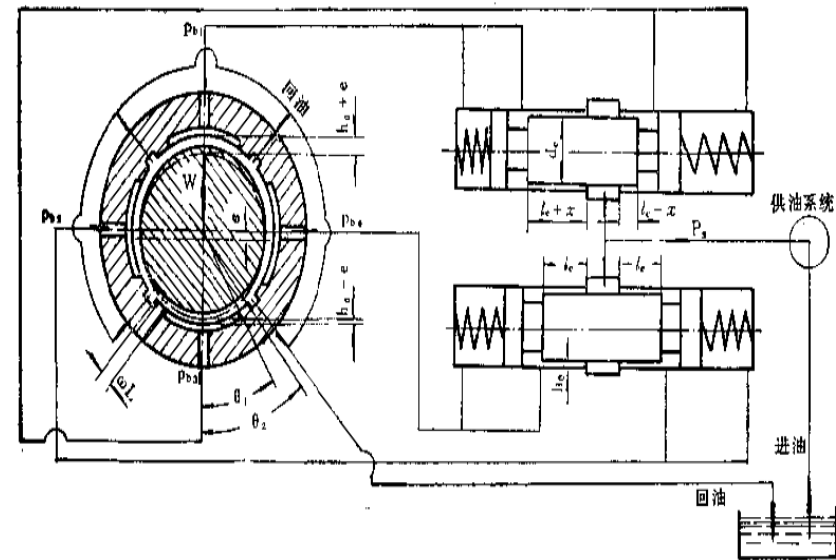
## ◎可變式節流器

1. 薄膜反饋節流器
2. 滑閥反饋節流器

可變節流器的液阻 $R_c$ 能隨著外負載的變化而變化，來進行調壓作用，使用可變節流器的靜壓軸承能具有很高的油膜剛性，但因構造複雜且造價高昂。常用的固定節流器有薄膜反饋節流器(membrane restrictor)及滑閥反饋節流器(cylindrical-spool restrictor)兩種。



單面薄膜節流器的應用

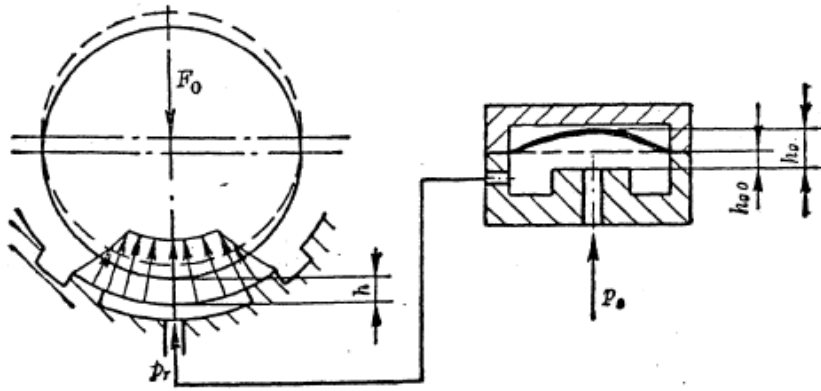


滑閥反饋節器的應用

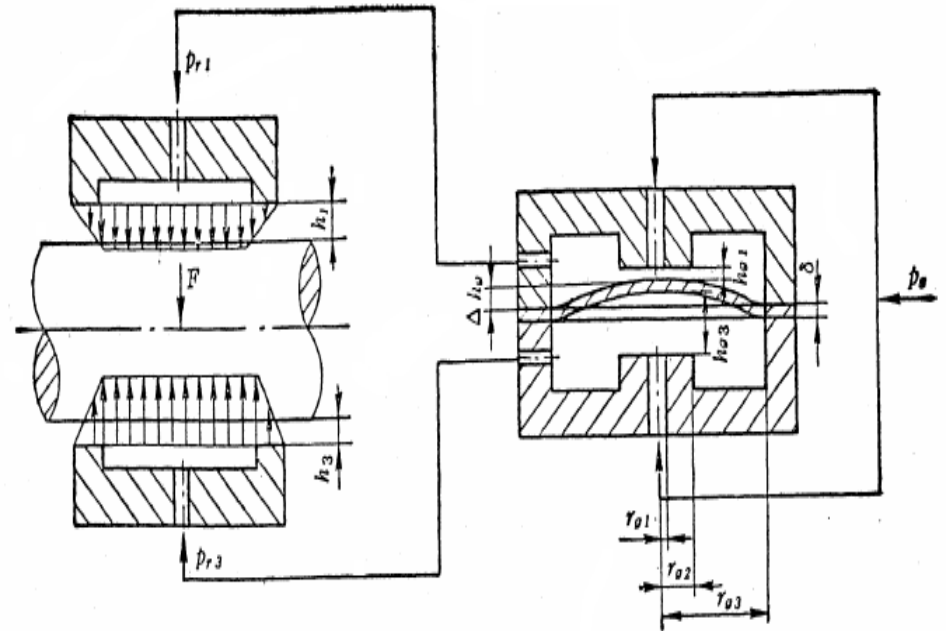
# 薄膜反饋節流器

薄膜節流器是利用載荷變動時引起彈性薄膜的變形，從而改變節流器的液阻，進一步加大油腔壓力差平衡載荷，並使軸有回復到原始位置的趨勢，因此也稱為薄膜反饋節流器。

薄膜節流器單面薄膜節流器和雙面薄膜節流器。



單面薄膜節流器[19]



雙面薄膜節流器[19]

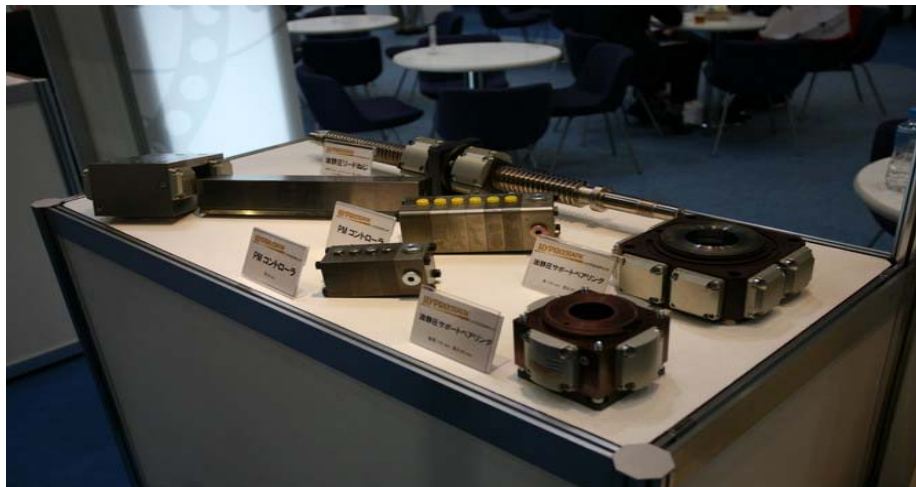


# 薄膜反饋節流器應用例\_德國Hyprostatik公司

Hyprostatik公司係屬於油靜壓模組專業設計製造廠，該公司產品種類包括油靜壓主軸、油靜壓床軌、油靜壓導螺桿、薄膜反饋式節流器等，並針對客戶需求提供客制化設計服務。



Hyprostatik公司展示之油靜壓導螺桿

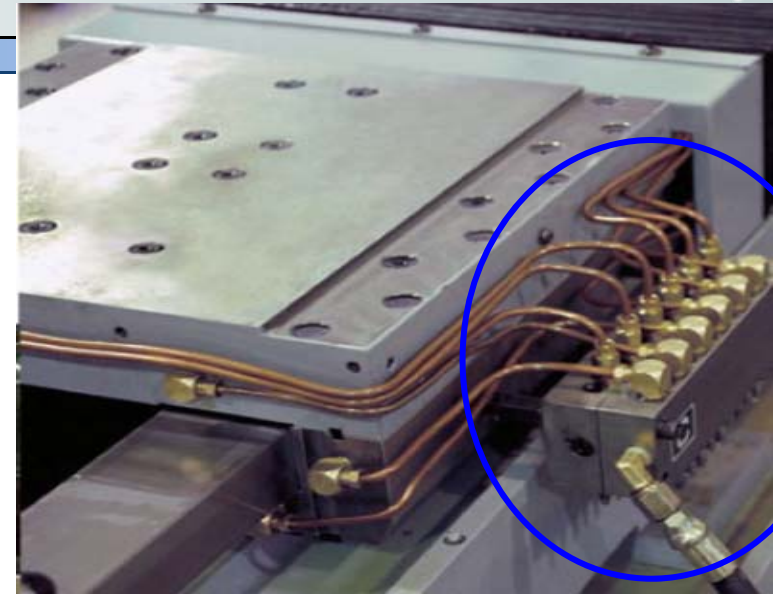
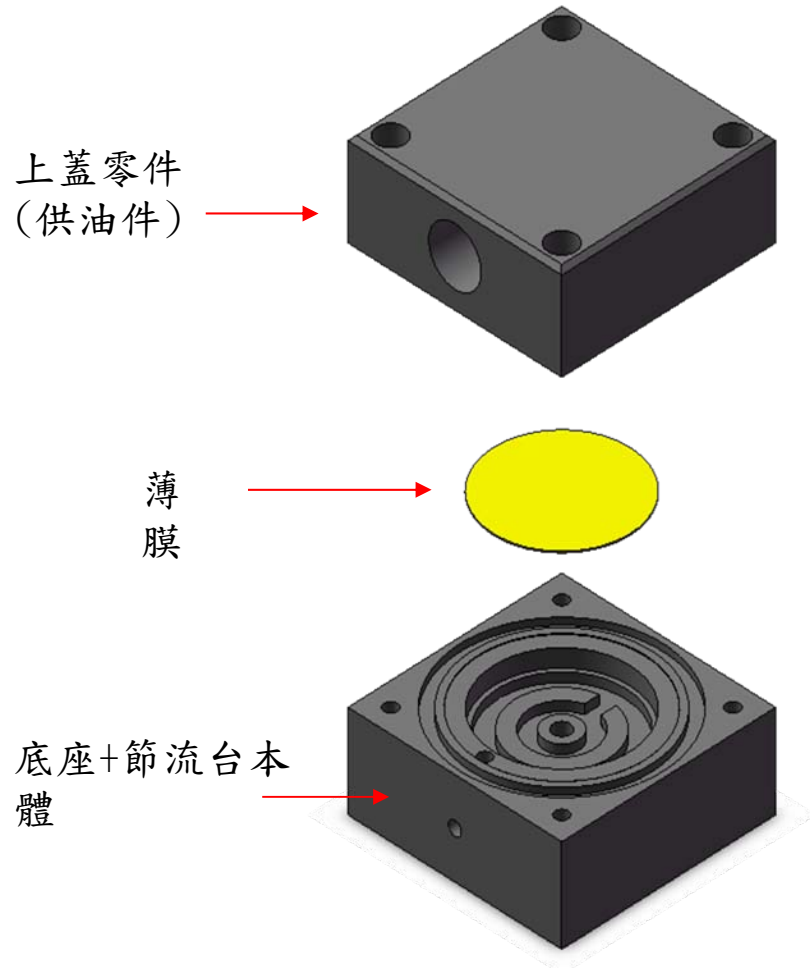


Hyprostatik公司展出的油靜壓模組產品

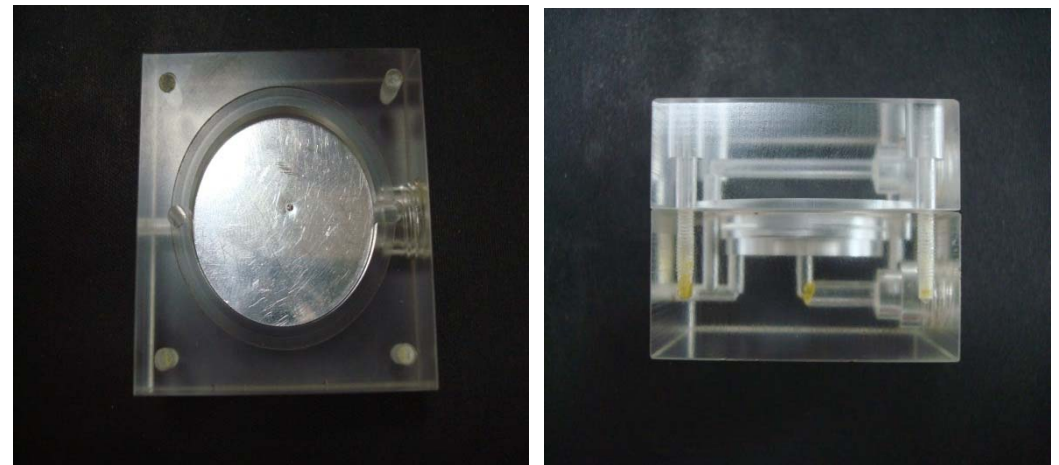


Hyprostatik公司展示之  
油靜壓滑軌與導螺桿搭配平台

# 單向薄膜反饋節流器結構介紹



國內某公司磨床應用薄膜節流器



本實驗室製作之薄膜節流器-爆炸圖[24]

薄膜節流器實體照片

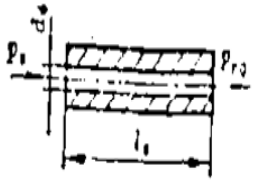
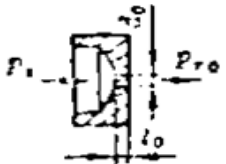
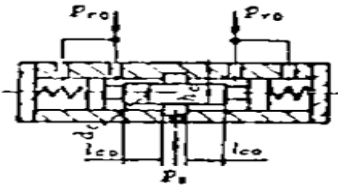
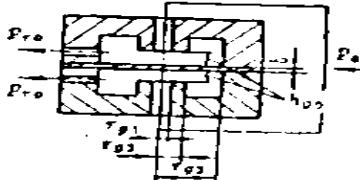
# 使用不同節流器之液靜壓主軸性能比較

將兩種節流形式靜壓軸承在同一種型號工具機主軸上應用調試，由結果知：薄膜反饋節流比小孔節流靜壓軸承的性能要優越得多。

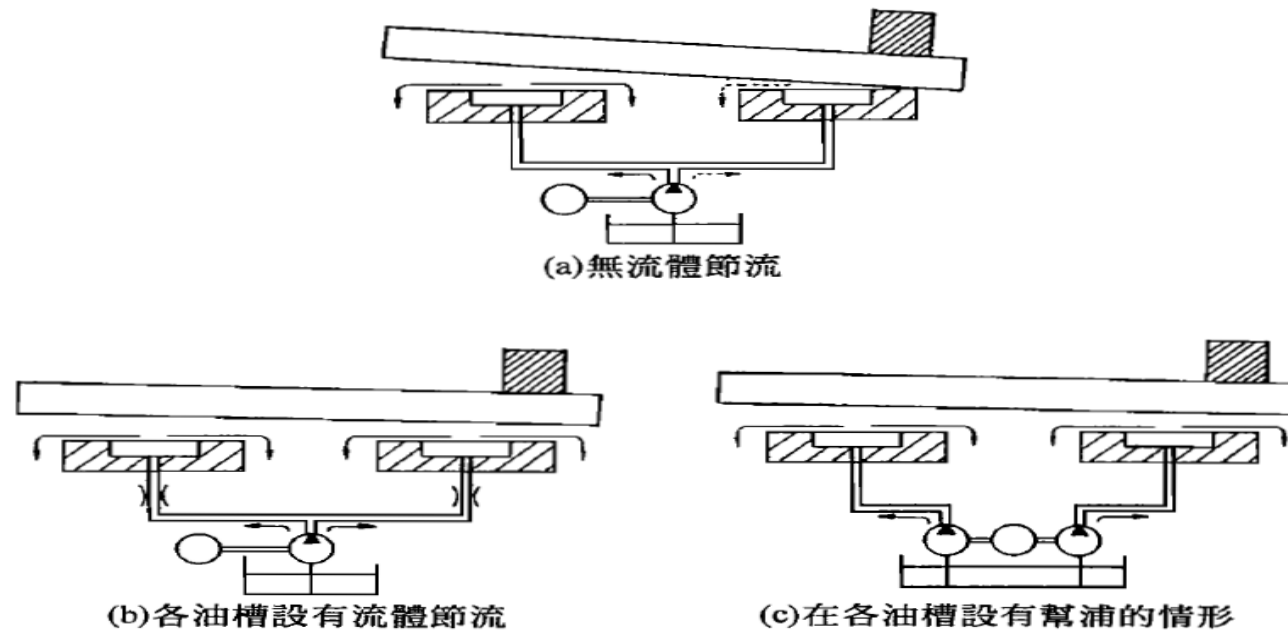
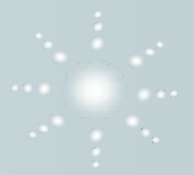
調試內容	小孔節流	薄膜反饋節流	說明
主軸油膜剛性	12kg/ $\mu$ m	100kg/ $\mu$ m	在同一位置上測徑向剛度
試件平行度	4.5 $\mu$ m/200×500mm	2.8 $\mu$ m/200×500mm	用千分錶對基準平面量測
試件光澤度	▽11b	▽12c	主軸均未經動平衡
試件磨削波紋	明顯	基本看不出來	用同一種氧化鋁砂輪磨削
油溫升高時對軸承剛度的影響	影響大	無影響	供油裝置和靜壓軸承運轉產生的熱量造成油溫升高
精磨試件銷耗的時間	時間多	時間少	用同樣材料的試件、砂輪、進給量，得到相同的平行度和光澤度所用的時間
節流器堵塞現象	容易堵塞	不易堵塞	油液中粉塵和汙染物使節流器堵塞



# 各種節流器的特點及應用

	固定式		可變式	
	毛細管節流器	小孔節流器	滑閥反饋節流器	薄膜反饋節流器
簡圖				
流動狀態	層流	出口局部處為紊流	層流	層流
主要參數	毛細管的長度 $l_e$ 及直徑 $d_e$	小孔直徑 $d_o$	滑閥與閥體的配合間隙 $h_c$ 及長度 $l_c$	環形圓台 ( $rg_2 - rg_1$ ) 及間隙 $h_g$
節流阻力與載荷關係	節流阻力不隨負載改變而變化		節流阻力隨負載改變而變化	
油腔承壓差形成條件	必須在載荷作用下主軸產生一定的位移(依靠油腔出油液阻 $R_h$ 的變化)		當主軸的偏移和薄膜變形或滑閥移動以形成承壓差，當主軸回到中心位置後由後者起作用(依靠油腔出油液阻 $R_h$ 及節流器液阻 $R_k$ 聯合變化)	
軸心移動方向	與載荷方向一致		載荷同向(正位移)，反向(負位移)或不變(零位移)	
油膜剛度	較小		較大	
機械阻塞可能性	容易堵塞		較不易堵塞	
結構複雜程度	簡單		較複雜	
應用	中小型精密工具機、軸系或載荷變化不大的大型工具機	高速、輕載、載荷變化不大的精密軸系，中、小型精密工具機	重載或載荷變化範圍大的工具機或機械	重載或載荷變化範圍大的精密設備(工具機導軌等)

# 有無配置節流器的影響

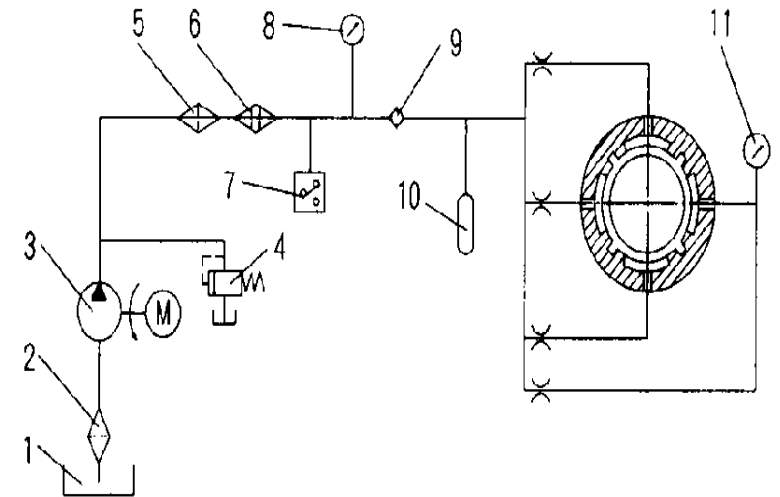


一般靜壓軸承內設有數個油槽，如果由一台油泵供應潤滑油，在沒有節流閥是無法穩定支撐載重的。

即如上圖(a)所示，如果不設置節流器在任何情況下主軸都是呈傾斜狀態，於是會使潤滑油從軸承間隙較大的一方流出來，而使外在一方的油槽無法獲得支撐載重的必要壓力。為避免此一問題，在各油槽的前方裝設節流器，如此可以抑制大量的潤滑油偏向一邊。

# 液體靜壓軸承供油裝置

編號	元件名稱	元件功用與選用注意事項
1	油箱	儲油外，油箱還又散熱和分離油中雜質與公器的功能，油箱必須為封閉的，有效容積應大於油泵有效容量的10倍。
2 5, 6	吸油濾油器與粗濾油器，精濾油器	濾油氣是軸承系統中的關鍵元件，對於防止節流器的堵塞及軸承與軸的磨損有很重要的功用，對於精密主軸、軸承組件，最好經過三級過濾，即吸油過濾與粗過濾、經過濾，經過過濾後的油液，其中雜質顆粒尺寸應小於軸承最小油膜厚度 $h_{min}$ 的一半。 ( $h_{min} = h_0 - X_{max}$ , $X_{max}$ 為軸之最大位移量)
3	液壓泵	選擇運轉平穩，壓力波動小，供油均勻，噪音低的油泵。選擇油泵時，泵流量應為軸承總流量的1.5~2倍，壓力為軸承最大供油壓力的1.5倍以上。通常市售低壓油泵皆可使用，考量高精度的系統時，最好採用螺旋泵，應其壓力波動最小。
7	壓力繼電器	供油壓力低於要求時，使主軸馬達自動停止，保護軸系不受損壞。
10	蓄壓器	突然斷電或供油系統故障時。仍能保證有一定的油液供給軸承。應此蓄壓器的容量應能保證油液供給到軸停止轉動為宜。



液體靜壓軸承供油系統

- 1-油箱 2-吸油濾油器 3-液壓泵 4-溢流閥 5-粗濾油器  
6-精濾油器 7-壓力繼電器 8-供油壓力表 9-單向閥  
10-蓄能器 11-油室壓力表

# 潤滑油液的選擇

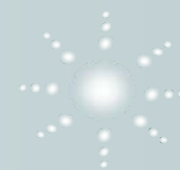
潤滑油對軸承性能有很大的影響 除了滿足液壓油的一般要求外，應特別注意潤滑油的清潔和潤滑油黏度的選則。潤滑油必須經過嚴格過濾：進入節流器前的濾油精度，一般要求在0.01mm以內，對小間隙軸承還應更嚴。軸承使用的潤滑油品種，要根據不同的軸本和不同的工作條件分別選用。

## 潤滑油選擇

軸承名稱	潤滑油品種
小孔節流靜壓軸承	一般採用溫度在50 <sup>0</sup> C，運動黏度 3 mm <sup>2</sup> /s~4 mm <sup>2</sup> /s的混合油，50% 2 號主軸油+50% 4 號主軸油
毛細管節流靜壓軸承	6 號、10 號、20、30 號機械油
縫隙節流靜壓軸承	高速，輕載荷的機床和機械設備選用黏度最小的潤滑油
反饋節流靜壓軸承	

一般而言，高速、輕載的場合用粘度小的潤滑油，低速、重載的場合用黏度大的潤滑油。

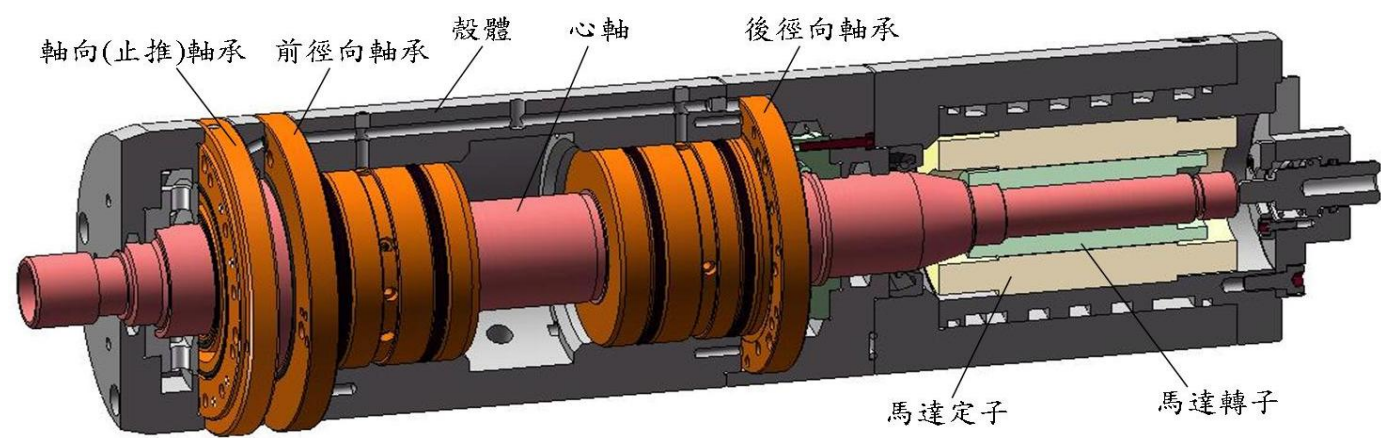




# 液靜壓主軸的設計步驟

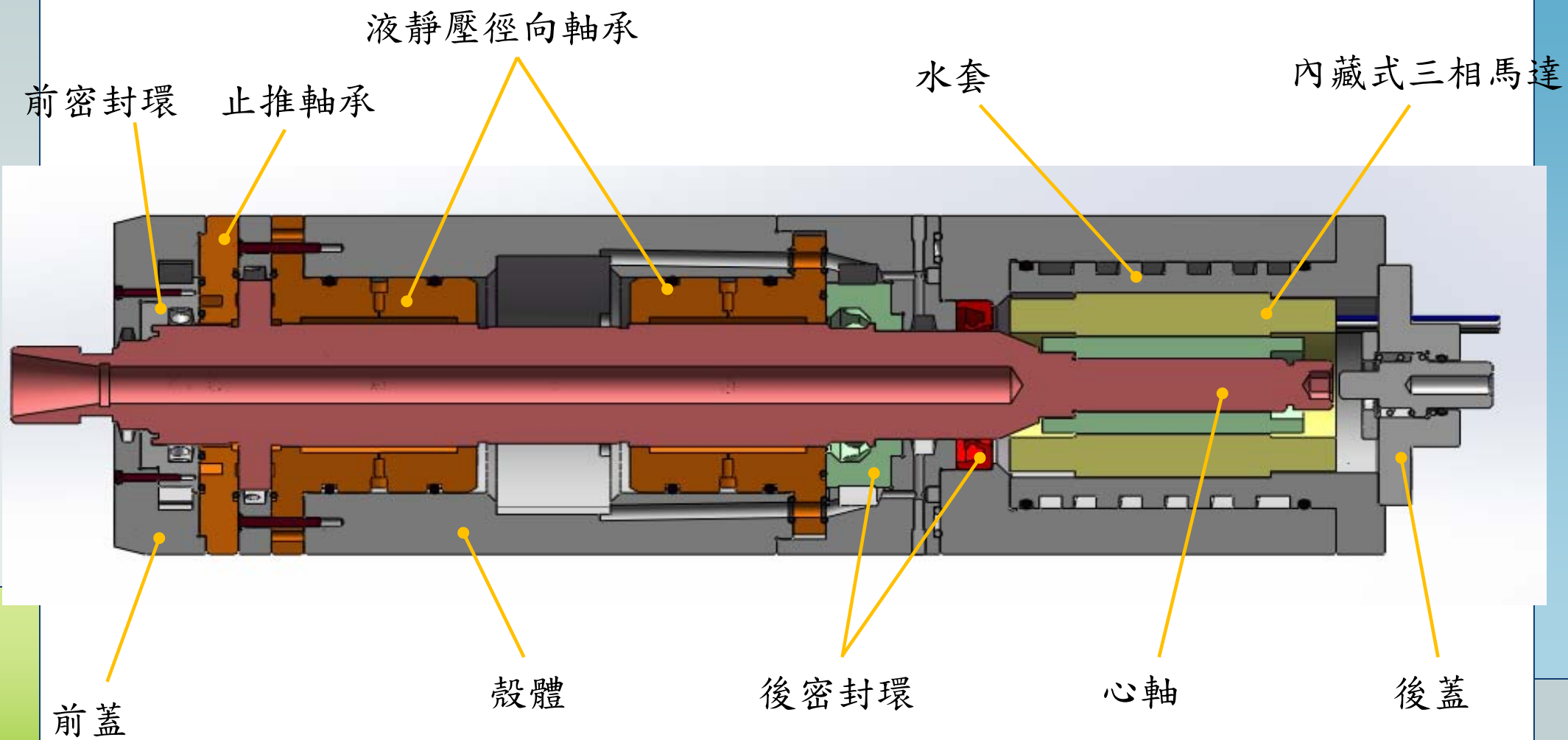
# 內藏式液靜壓主軸主軸架構

❖ 本研究所開發的內藏式液靜壓主軸，其結構如下圖所示。由主軸本體與前、後徑向軸承、止推軸承、內藏式馬達、軸承外套等零件組成，馬達置於心軸後端。

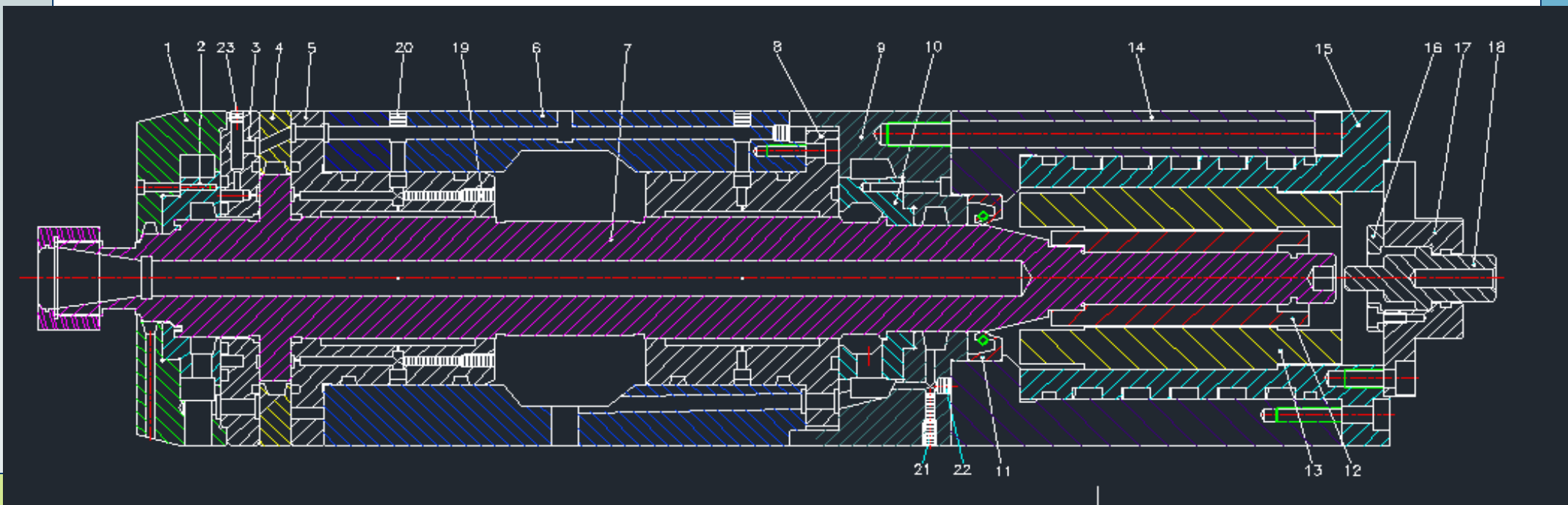
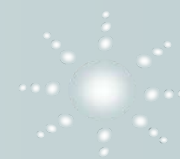


功率	1.5kw
最大轉速	6000rpm
軸承直徑	40mm
靜態迴轉精度	1 $\mu$ m
動平衡等級	G0.4
徑向軸承剛性	17.5kg/ $\mu$ m

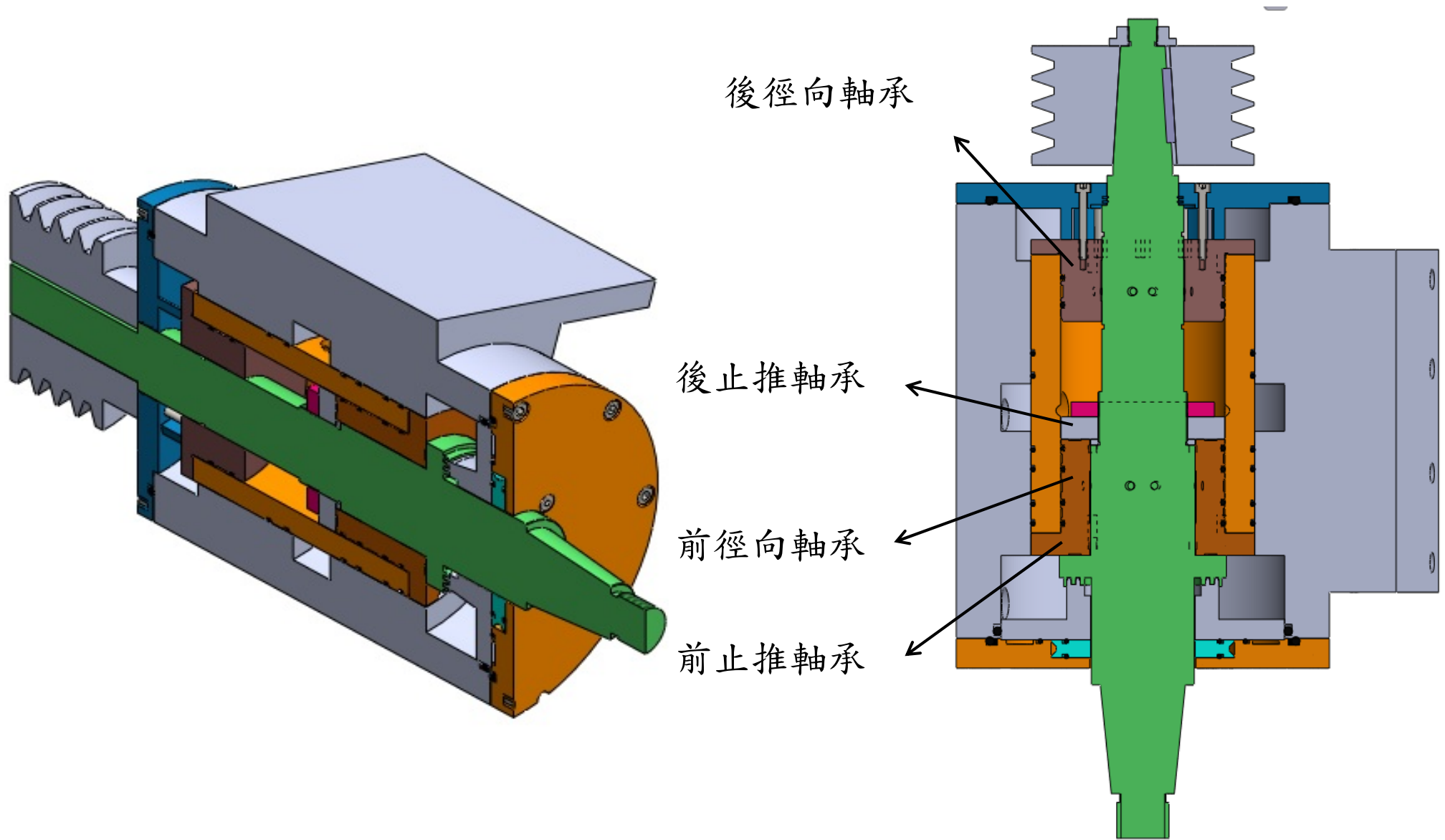
# 臥式組合圖-正剖面圖



# 臥式 AUTOCAD 圖



# SW組合圖-立式主軸



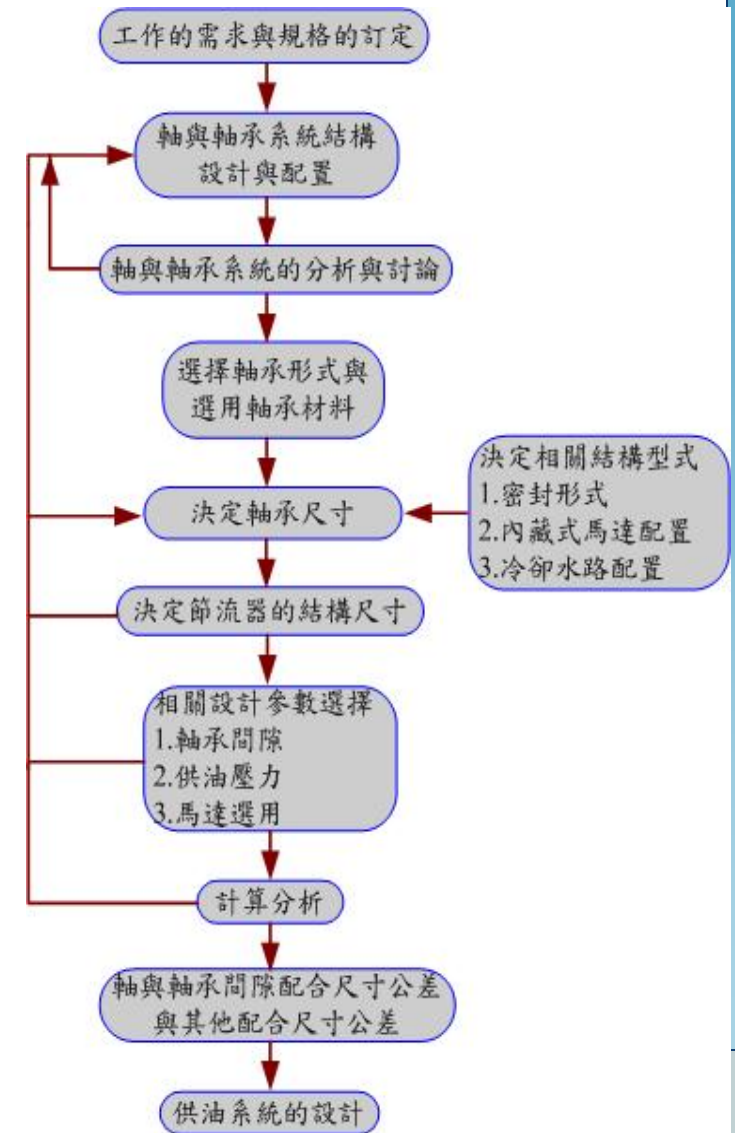
# 液靜壓軸承設計流程

在設計液靜壓軸承時，一般而言，必須符合下列兩項需求：

1. 良好的油膜剛性與足夠的承載力
2. 減少系統的功率損失與溫升

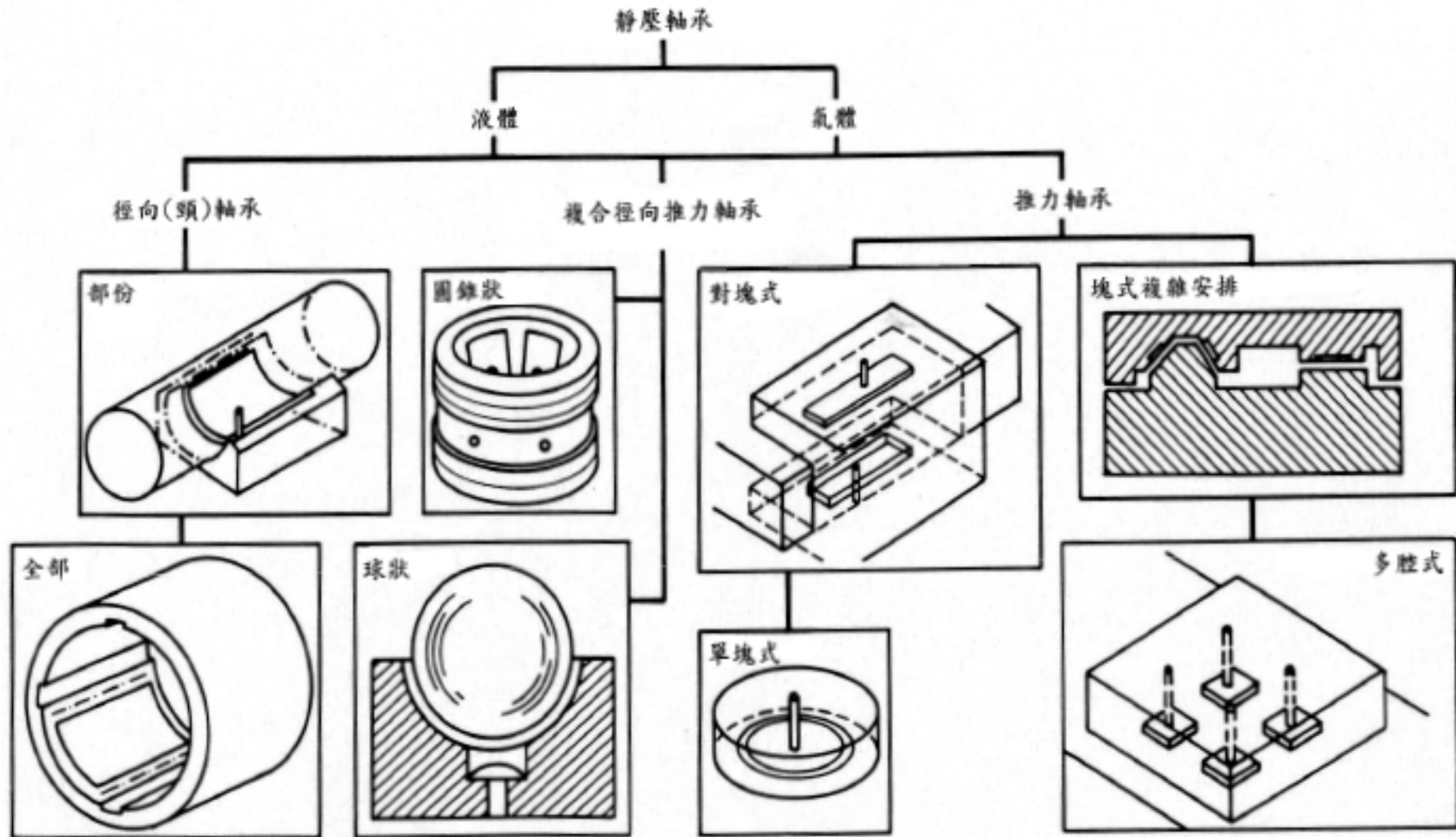
而液靜壓軸承系統的設計流程如右圖所示，其中包括：

- 主軸與軸承的系統設計
- 軸承構型設計
- 節流器型式
- 流體出口設計
- 流體液膜厚度
- 流體供給壓力
- 選用流體種類...

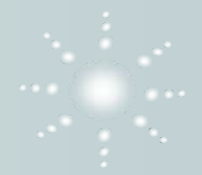


# 液靜壓軸承之分類

若以其承受負載方向分類，靜壓軸承可區分為：軸頸(徑向)軸承、止推軸承(含：複合徑向推力軸承)，直線導軌。



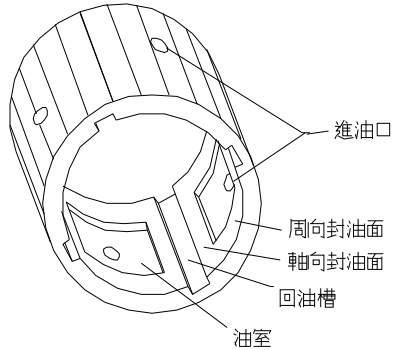
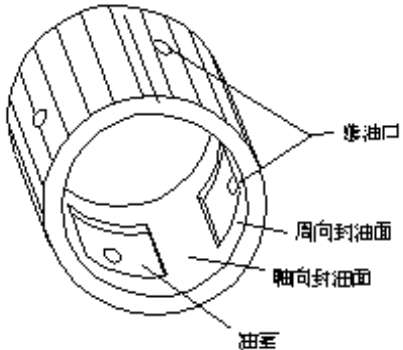
# 液靜壓軸承徑向及止推軸承之組合



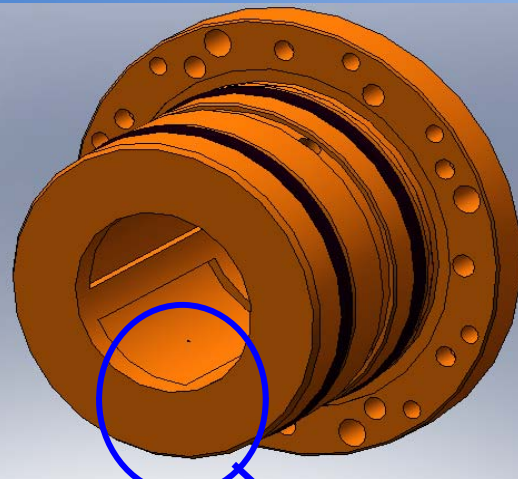
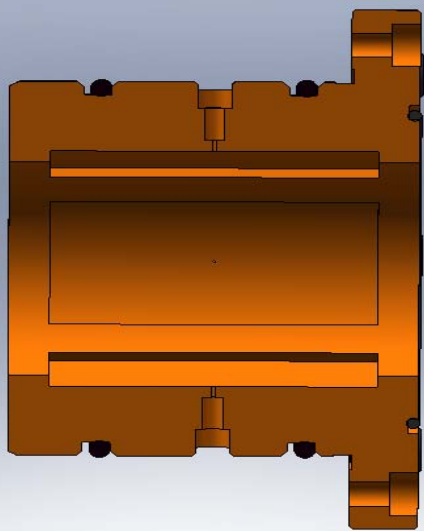
排列型式	圖示
徑向-徑向-止推	
圓錐型-圓錐型	
半球型-半球型	
徑向-單邊止推- 徑向-單邊止推	



# 液靜壓徑向軸承

分類	名稱	結構簡圖	結構特點	性能特點	應用範圍
按回油方式分類	有周向回油		各個油腔用回油槽分開	(1)靜態承載能力大。 (2)流量大。 (3)高速轉動時，容易將空氣捲入。	廣泛應用於各種工具機
	無周向回油		各個油腔之間無回油槽	(1)在外載荷作用下，部分油液會從高壓腔流向低壓腔，因此靜態承載能力與油膜剛度略有下降。 (2)因周向封油面較寬，在高速時可產生較大的動壓力。也由於有效承載面積大，因此實際剛度和有周向回油相比，差別不大。 (3)流量小，達到與有周向回油向心靜壓軸承。同樣剛性所需的油幫浦功率較小。 (4)迴轉時，空氣不易捲入。 (5)軸承的加工簡單。	適用於轉速較高的主軸

※本研究所開發之主軸採用\_無周向回油的徑向軸承

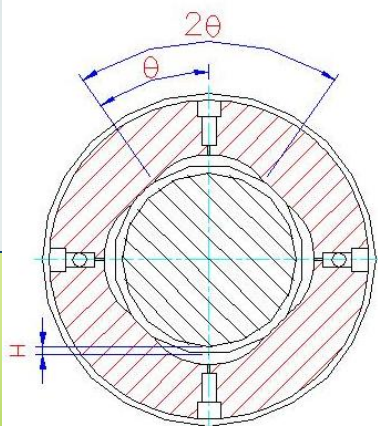


每圈 3 - 6 個油室

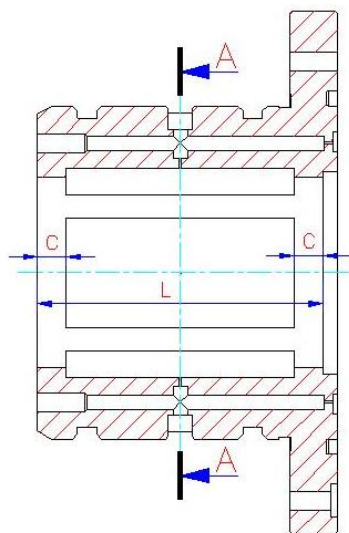
油腔數目的考量：

靜壓軸承主軸一般採用四油腔軸承，適應負載方向有變化的場合，也便於製造。對於小軸徑的主軸，可採用三油腔軸承的設計。這兩種軸承使用時應將油腔正對負載方向，且軸承剛性隨油腔數增多而加大。

對於要求剛性沒有方向性的高精度軸承，採用六個油腔更適當。



A-A剖面

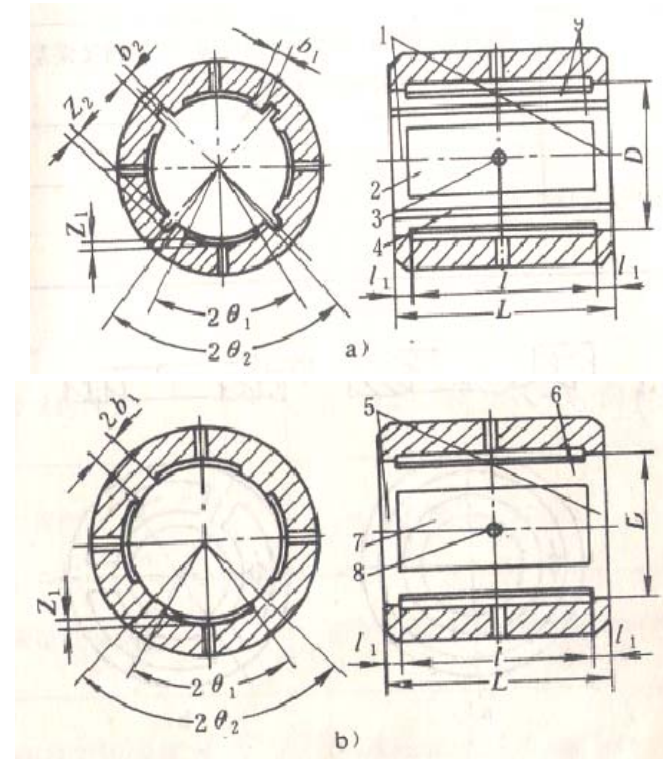


前(後)徑向軸承基本參數

軸承長度 L	軸向封油面長度 C	
軸承直徑 D	軸承間隙 H	
油室數目 Z	節流孔直徑 $d_0$	油室半角 $\theta$

# 徑向軸承結構參數推薦值

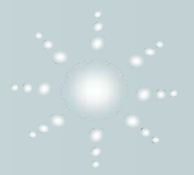
項目	建議數據	說明
軸承長度 L	$L=(0.8\sim 1.5)D$	軸承承載能力與 L 成正比，但 L 過大對幾何公差的不良影響也較大
軸向封油面長度 $l_a$ 周向封油面長度 $l_u$	有軸向回油槽 $l_a=l_u=0.1D$ 無軸向回油槽 $l_a=0.1D, l_u=0.25D$	$l_a$ 和 $l_u$ 較小時，油室截面積大，負載能力和油室剛性高，若 $l_a$ 、 $l_u$ 小於 0.1D 負載能力增大不顯著，但油量增加。
軸與軸承配合的直徑 間隙 $2h_0$	D/mm $2h_0$ /mm $D \leq 50$ (0.0006~0.001)D $D=50\sim 100$ (0.0005~0.0008)D $D=100\sim 200$ (0.0004~0.0007)D	$h_0$ 小，油膜剛性高，油泵功率損耗小，但摩擦功耗大，若潤滑油黏度選擇配合，則總功率損耗小。若 $h_0$ 過小，軸與軸承加工精度要求高，且節流器易堵塞，溫度也容易升高。
油室深度 $Z_1$	$Z_1=(30\sim 40)h_0$	太小，摩擦功耗大，太大，則會影響軸承動態特性。
軸承壁厚 t	D/mm    t/mm <40    (0.4~0.35)D 40~100 (0.35~0.2)D 100~200 (0.2~0.125)D >720 (0.125~0.1)D	根據結構需求，t 可適當的增減，D 可選較大值，反之亦然。



徑向液靜壓軸承基本型式

- (a) 有周向回油槽軸承  
 (b) 無周向回油槽軸承  
 1, 5-軸向封油面 2, 7-油腔 3, 8-進油孔  
 4-回油槽 6, 9-周向封油面

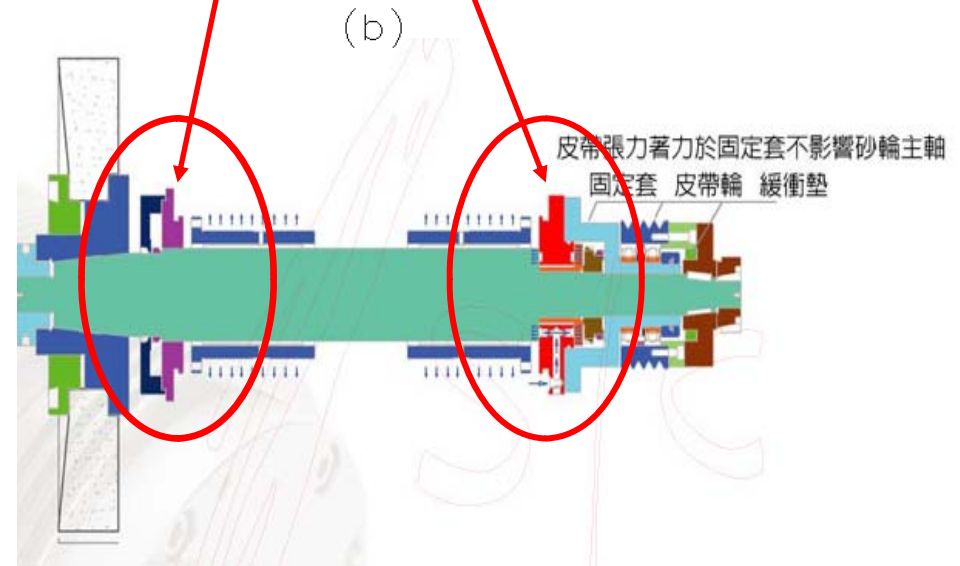
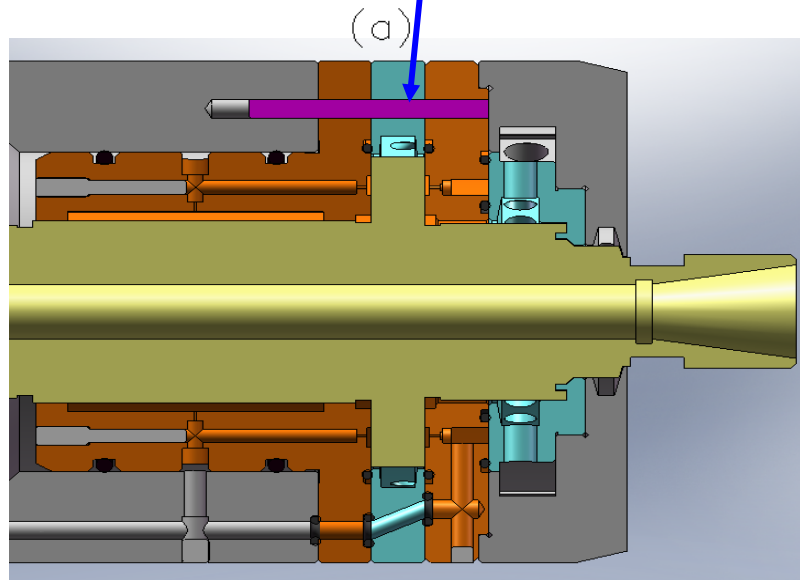
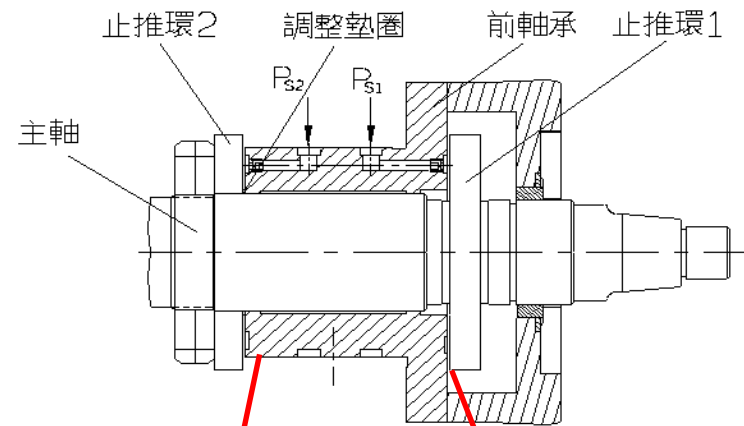
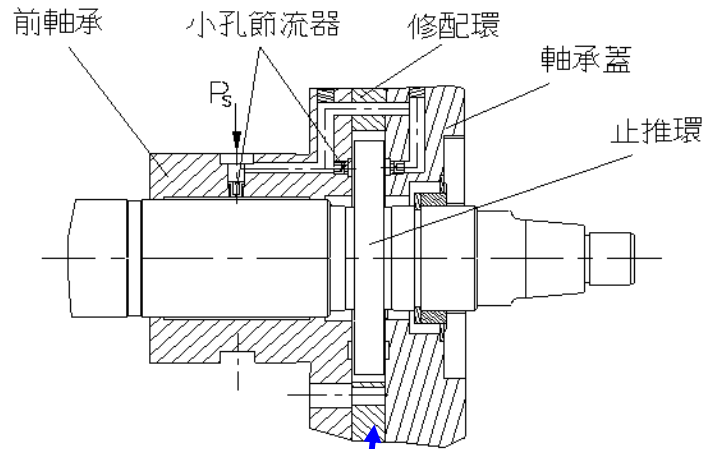
# 液靜壓止推軸承



分類	名稱	結構簡圖	結構特點	性能特點	應用範圍
止推軸承	環形單油腔平面推力軸承		<p>(1) 在止推環上開一個環形油腔，結構簡單</p> <p>(2) 當載荷不是連續作用在一個方向時，要在兩邊各裝一個平面推力軸承稱為對置推力靜壓軸承</p>	<p>(1) 只能承受較大的軸向力，無抵抗顛覆力矩的能力</p> <p>(2) 與它同時應用的兩個向心軸承應有一定的跨距(利於軸承擔顛覆力矩)</p>	一般工具機主軸的靜壓推力軸承都採用這種形式
	環形(扇形)多油腔平面推力軸承		在止推環上開有三個以上的不連續的扇形油腔	<p>(1) 有較好的抵抗顛覆力矩的作用</p> <p>(2) 承載力與剛性較佳</p>	承受較大偏心軸向力的大型立式工具機主軸

# 液靜壓止推軸承配置

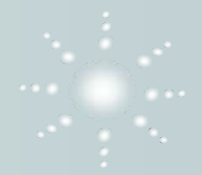
※止推軸承配置型態\_本研究採用(a)型之設計



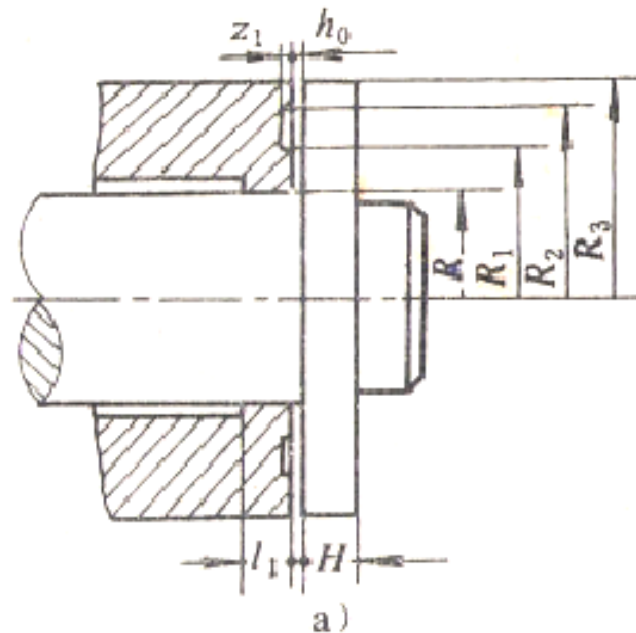
本研究開發之主軸部份剖視圖

鍵和公司液靜壓主軸結構配置

# 軸向軸承結構參數推薦值



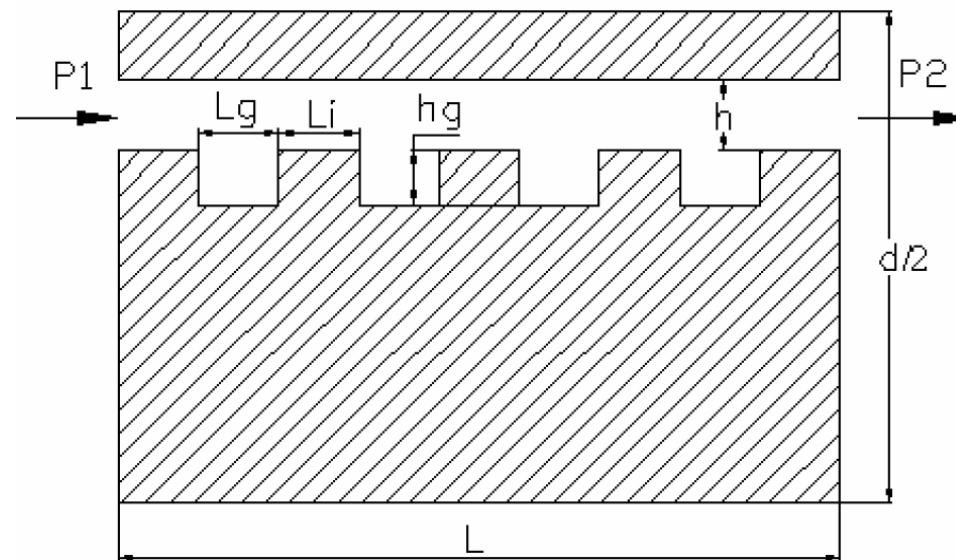
項目	建議數據
油室結構尺寸	$R_1=1.2R$ , $R_2=1.4R$ , $R_3=1.6R$
油室深度 $Z_1$	$Z_1=(30\sim60) h_0$
軸承單面間隙 $h_0$	選取 $h_0$ 的考慮因素與徑向軸承同
止推環的厚度 $H$	$D < 50\text{mm}$ , $H$ 約為 10mm $D \div 50\sim 200\text{mm}$ , $H$ 約為 $0.2D$



液靜壓止推軸承結構

# 密封環之原理

- ❖ 非接觸式密封裝置是利用相對運動件配合面間之微小間隙，來防止洩漏以實現密封效果，其中最常用者為迷宮式密封裝置。
  - 例如：柱塞泵或柱塞馬達之柱塞與缸體間之密封及方向閥或壓力閥之閥軸與閥體間之密封即採用此種形式。





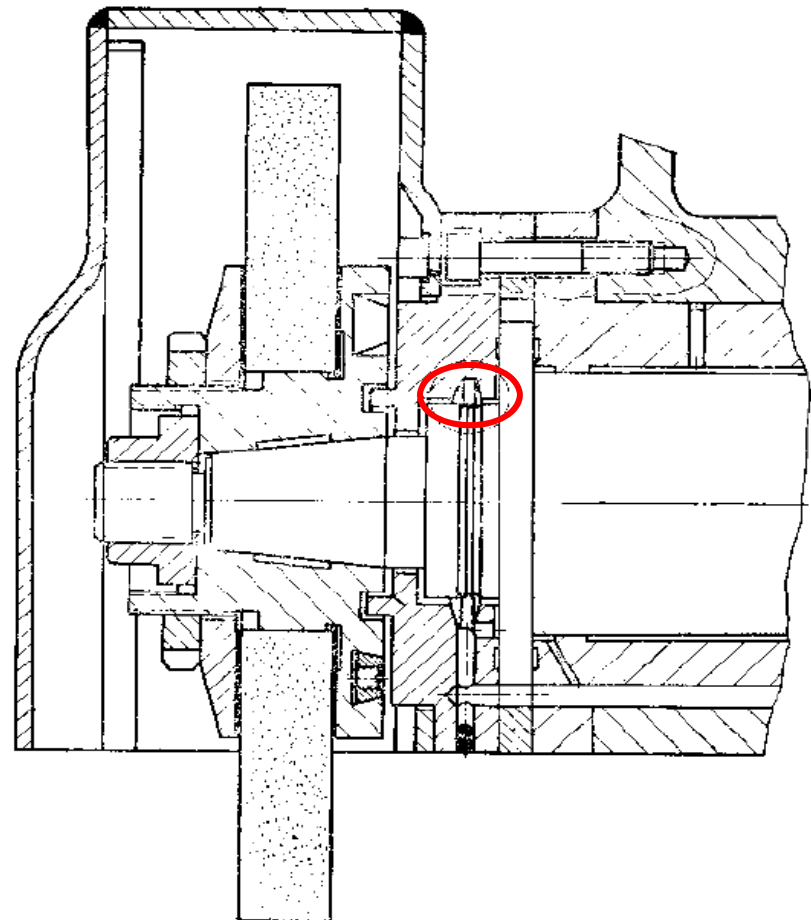


# 液靜壓主軸的密封和回油

使用液靜壓軸承時，要注意密封的可靠性。要密封，就要回油通暢，再加密封裝置，才有較好的效果。

在液體靜壓軸承結構中，回油的通道面積要大，保證回油通暢。回油孔應該向主軸箱體內部傾斜，以加快回油的流速。一般多用非接觸式密封裝置。在轉速較高的臥式主軸系統，可在主軸上加環形甩油槽(右圖)，以限制油液沿主軸及端蓋的間隙洩漏。

環形槽一般開3-4條，斜面朝外，用於雙向旋轉的主軸。這種結構在回油通暢的情況下效果都比較好。



環形甩油槽結構

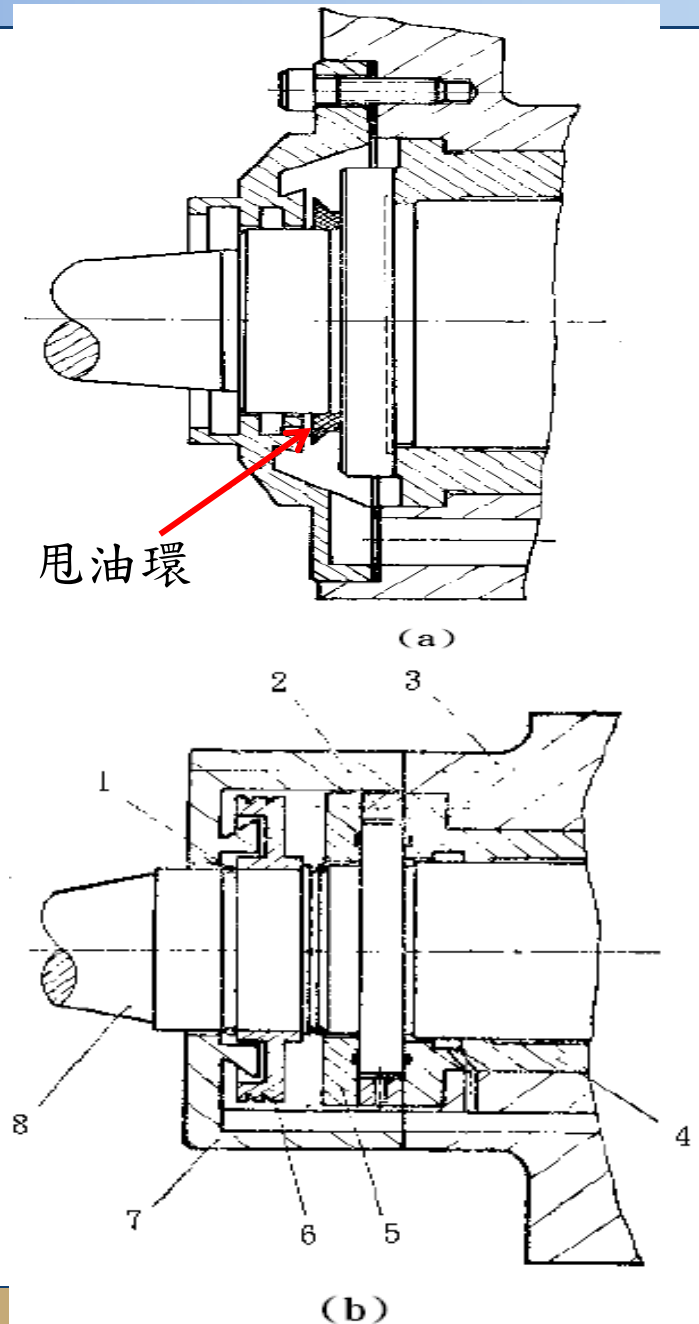
# 液靜壓主軸的密封和回油

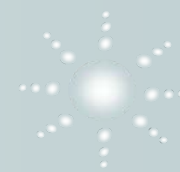
對於回油流量大或轉速高的主軸系統，為防止油液由端蓋孔與主軸的間隙中溢出，也可在軸上套裝甩油環。甩油環用耐油橡皮製成，緊套在軸上(右圖a)，一也可與端蓋一起做成(右圖b)的形式。

垂直或傾斜放置的主軸系統，除了密封裝界外，還要在下端蓋內設置足夠的儲油空間，也可加裝抽油泵，將同油液抽回油箱。

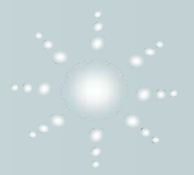
主軸上的密封結構

1. O型環
2. 調整環
3. 箱體
4. 軸承
5. 前止推板
6. 甩油環
7. 前端
8. 主軸





# 液靜壓軸承的研發、組裝與測試



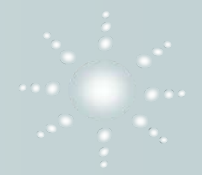
## ❖ ◎傳統作法：

簡易近似算法(工程算法)，可進行軸承尺寸與靜態特性的估算

## ❖ ◎現代作法：

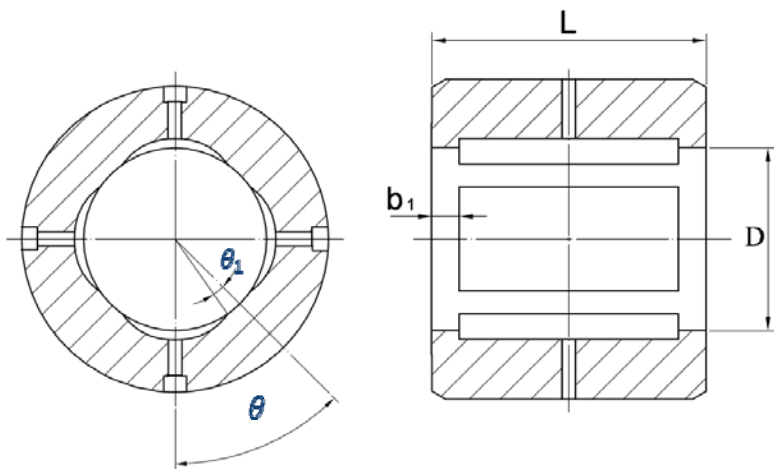
理論推導→數值分析(有限元或有限差分)→撰寫程式→電腦最佳化→設計與分析 [32, 35]。

# 徑向油腔工程算法



1. 確定徑向油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$

4. 計算出內流效應係數 $\zeta$
5. 計算最佳液阻比 $\lambda_0$
6. 計算小孔直徑 $d_c$
7. 計算實際液阻比 $\lambda$
8. 計算出軸墊的油膜剛度 $S$ 與流量 $Q$

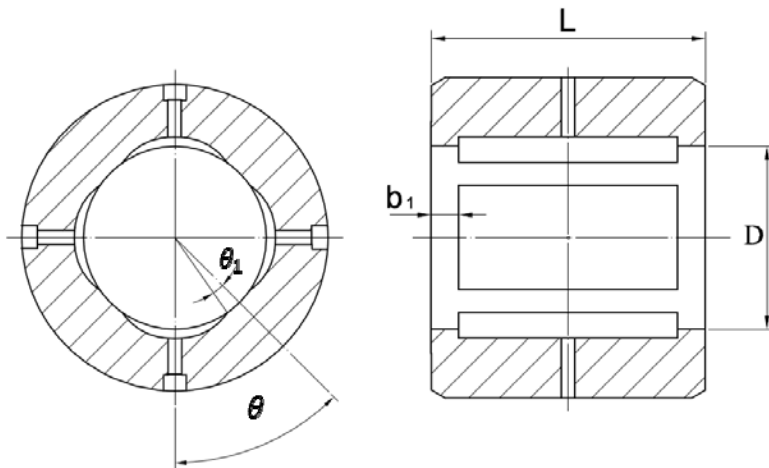


項目	尺寸
軸承直徑 D	70 mm
軸承長度 $L=0.1D$	70 mm
油腔包角 $\theta$	$45^\circ$
軸向封油面係數 $\bar{b}_1=0.1\sim 0.25L$ 周向封油面係數 $\bar{\theta}_1=0.1\sim 0.25\theta$	無軸向回油槽 $\bar{b}_1=0.1, \bar{\theta}_1=0.1$
軸與軸承配合的直徑間隙 $2h_0=(0.0005\sim 0.0008)D$	30 $\mu\text{m}$
供油壓力 $P_s$	20~40 bar

# 徑向油腔工程算法

1. 確定徑向油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$

4. 計算出內流效應係數 $\zeta$
5. 計算最佳液阻比 $\lambda_0$
6. 計算小孔直徑 $d_c$
7. 計算實際液阻比 $\lambda$
8. 計算出軸墊的油膜剛度 $S$ 與流量 $Q$



## 1. 內流效應係數

$$\zeta = \left( \frac{\sin\theta}{\theta} \right)^2 \bar{B}^2 (1 - \bar{b}_1)$$

## 2. 最佳液阻比

$$\lambda_0 = \frac{1}{\sqrt{2 + \zeta}}$$

## 3. 小孔直徑

$$d_c^4 = \frac{\rho P_s}{72 \alpha^2 \mu^2 \bar{B}^2 \bar{b}_1^2 \lambda_0 (1 + \lambda_0)} h_0^6$$

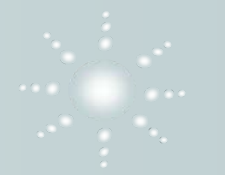
將小孔直徑取整數以方便加工後，需驗算實際液阻比，使剛性值不偏離最佳值

## 4. 實際液阻比

$$\lambda = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{1 + \frac{8 P_s h_0^6 \rho}{9 \pi^2 \alpha^2 \mu^2 d_c^4 \bar{B}^2 \bar{b}_1^2}} - 1 \right]$$

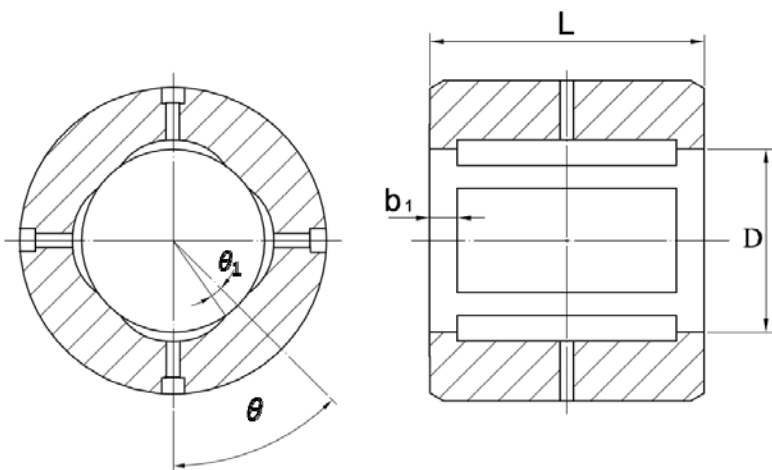
$d_c$  = 小孔直徑  $\rho$  = 潤滑油密度  
 $\alpha$  = 節流係數  $\mu$  = 潤滑油黏度  
 $\bar{B}$  = 長徑比  $\bar{b}_1 = D/l_a$   
 $h_0$  = 軸墊間隙  $\theta$  = 油腔包角

# 徑向油腔工程算法



1. 確定徑向油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$

4. 計算出內流效應係數 $\zeta$
5. 計算最佳液阻比 $\lambda_0$
6. 計算小孔直徑 $d_c$
7. 計算實際液阻比 $\lambda$
8. 計算出軸墊的油膜刚度 $S$ 與流量 $Q$



## 5. 有效面積

$$A_e = D^2 \bar{B} (1 - \bar{b}_1)$$

## 6. 刚性

$$S = \frac{12 P_s A_e \frac{\sin \theta}{\theta} \lambda}{h_0 (1 + \lambda) [1 + \lambda (2 + \zeta)]}$$

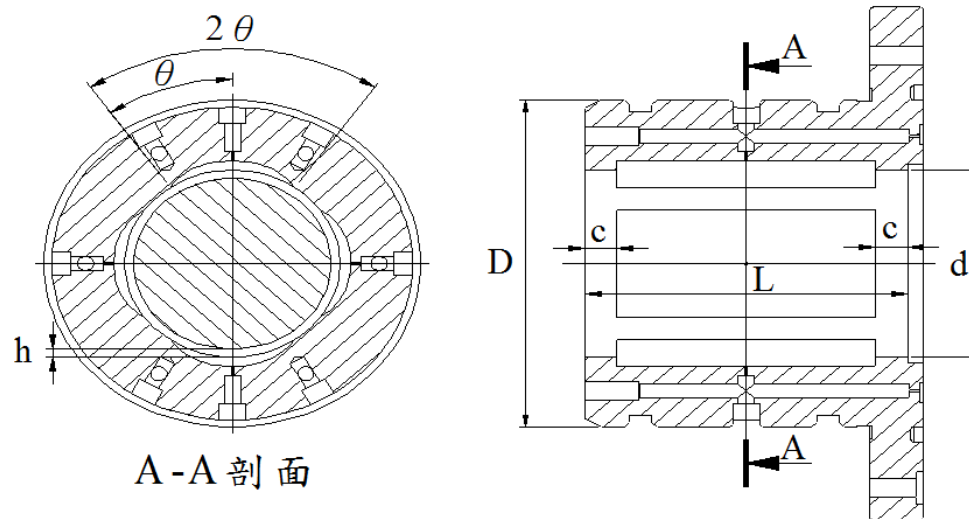
## 7. 流量

$$Q = \frac{\pi P_s h_0^3}{6 \mu (1 + \lambda) \bar{B} \bar{b}_1}$$

若刚性太低可利用軸墊間隙、有效面積、供油壓力提高刚性

$d_c$  = 小孔直徑  $\rho$  = 潤滑油密度  
 $\alpha$  = 節流係數  $\mu$  = 潤滑油黏度  
 $\bar{B}$  = 長徑比  $\bar{b}_1 = L/b_1$   
 $h_0$  = 軸墊間隙  $\theta$  = 油腔包角

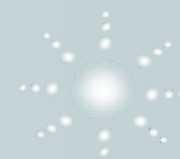
# 徑向油腔尺寸確定



軸承長度 $L=70\text{mm}$	封油面長度 $C=7\text{mm}$	
軸承內徑 $D=70\text{mm}$	軸承間隙 $H=15\ \mu\text{m}$	
節流器孔徑 $d_0=0.5\text{mm}$	油室數目 Pocket=4	油室包角 $\theta=45^\circ$
供油壓力 $P_s=30\ \text{bar}$	小孔節流系數 $\alpha=0.6$	油黏度等級 ISO VG3
剛性 $S=930\ \text{N}/\mu\text{m}$		流量 $Q=1.3\ \text{L}/\text{min}$

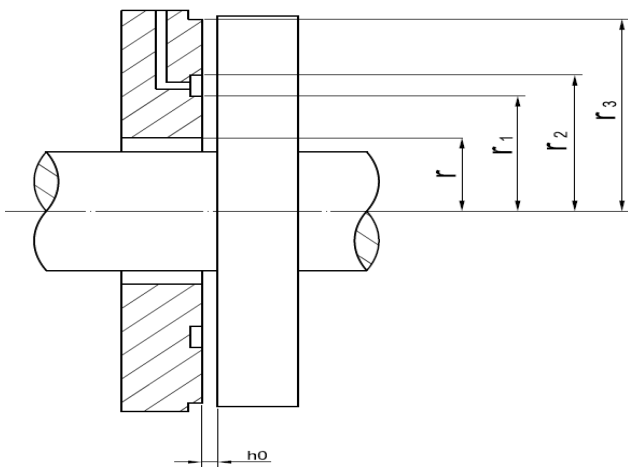


# 止推油腔工程算法



1. 確定止推油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$
4. 確定最佳液阻比 $\lambda_0$

5. 計算小孔直徑 $d_c$
6. 計算實際液阻比 $\lambda$
7. 計算出油膜剛度 $S$ 與流量 $Q$

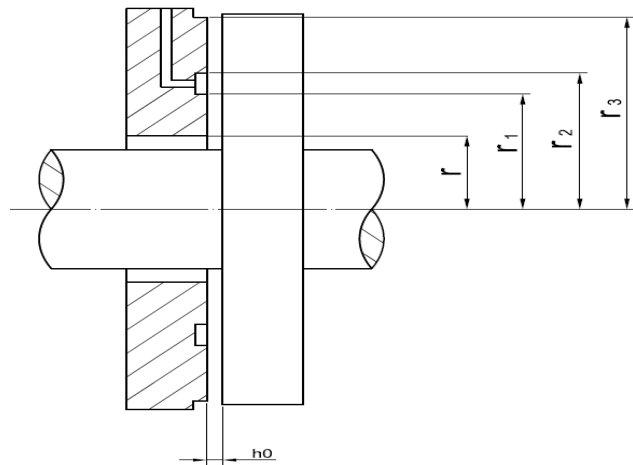


項目	尺寸
環形軸墊尺寸 $R1=1.2R$ , $R2=1.4R$ $R3=1.6R$	$r = 36 \text{ mm}$ $r_1 = 39 \text{ mm}$ $r_2 = 42 \text{ mm}$ $r_3 = 45 \text{ mm}$
軸承間隙 $h_0$	15 $\mu\text{m}$
供油壓力 $P_s$	20~40 bar
最佳液阻比	0.707

# 止推油腔工程算法

1. 確定止推油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$
4. 確定最佳液阻比 $\lambda_0$

5. 計算小孔直徑 $d_c$
6. 計算實際液阻比 $\lambda$
7. 計算出油膜刚度 $S$ 與流量 $Q$



## 1. 小孔直徑

$$d_c^4 = \frac{\rho P_s}{72\alpha^2\mu^2\lambda_0(1+\lambda_0)} \left( \frac{\ln\left(\frac{r_4 r_3}{r_1 r_2}\right)}{\ln\frac{r_4}{r_3} \ln\frac{r_2}{r_1}} \right) h_0^6$$

將小孔直徑取整數以方便加工後，需驗算實際液阻比，使剛性值不偏離最佳值

## 2. 實際液阻比

$$\lambda = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{1 + \frac{8P_s h_0^6 \rho}{9\pi^2 \alpha^2 \mu^2 d_c^4} \left( \frac{\ln\left(\frac{r_4 r_3}{r_1 r_2}\right)}{\ln\frac{r_4}{r_3} \ln\frac{r_2}{r_1}} \right)^2} - 1 \right]$$

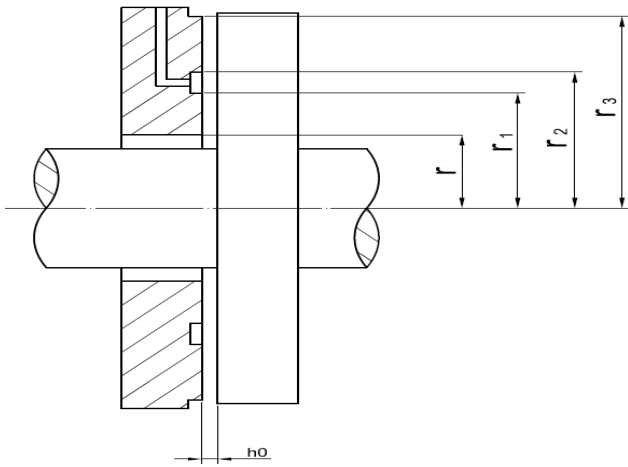
$d_c$  = 小孔直徑  
 $\alpha$  = 節流係數  
 $h_0$  = 軸墊間隙

$\rho$  = 潤滑油密度  
 $\mu$  = 潤滑油黏度  
 $P_s$  = 供油壓力

# 止推油腔工程算法

1. 確定止推油腔的結構尺寸
2. 確定軸墊間隙 $h_0$
3. 確定進油壓力 $P_s$
4. 確定最佳液阻比 $\lambda_0$

5. 計算小孔直徑 $d_c$
6. 計算實際液阻比 $\lambda$
7. 計算出油膜剛度 $S$ 與流量 $Q$



## 3. 有效面積

$$A_e = \frac{\pi}{2} \left( \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right)$$

## 4. 剛性

$$S = \frac{12P_s A_e \lambda}{h_0(1 + \lambda)[1 + \lambda]}$$

## 5. 流量

$$Q = \frac{\pi P_s h_0^3}{6\mu} \left( \frac{\ln \left( \frac{r_4 r_3}{r_1 r_2} \right)}{\ln \frac{r_4}{r_3} \ln \frac{r_2}{r_1}} \right)$$

若剛性太低可利用軸墊間隙、小孔直徑與有效面積提高剛性

$d_c$  = 小孔直徑

$\rho$  = 潤滑油密度

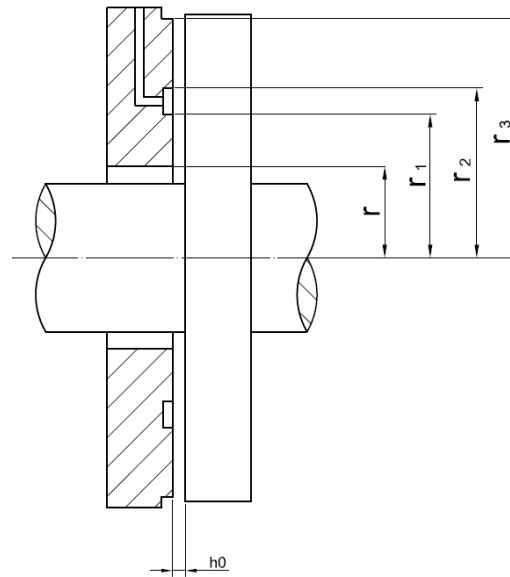
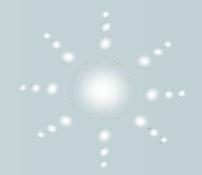
$\alpha$  = 節流係數

$\mu$  = 潤滑油黏度

$h_0$  = 軸墊間隙

$P_s$  = 供油壓力

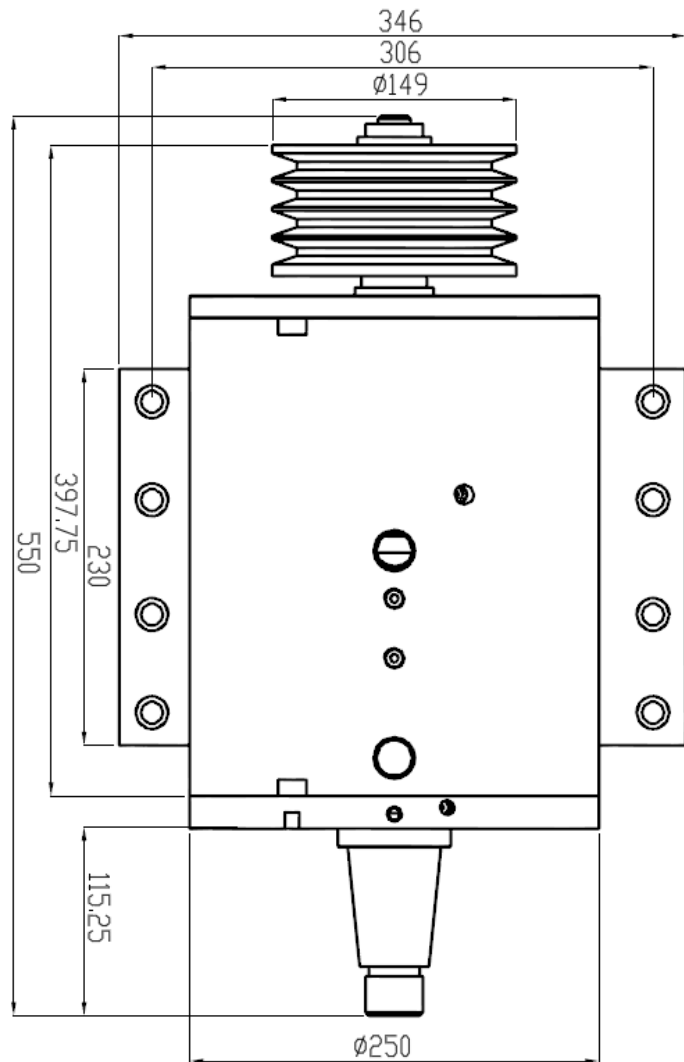
# 止推油腔尺寸確定



環形軸墊尺寸	$r = 36 \text{ mm}$ $r_1 = 39 \text{ mm}$ $r_2 = 42 \text{ mm}$ $r_3 = 45 \text{ mm}$		
節流器孔徑 $d_0=0.5\text{mm}$	小孔節流系數 $\alpha=0.6$	軸承間隙 $h_0=15 \text{ um}$	
油黏度等級 ISO VG3	供油壓力 $P_s=30 \text{ bar}$		
剛性 $S=270 \text{ N/um}$	流量 $Q=0.55 \text{ L/min}$		

# 靜壓主軸與滾珠主軸比較

## 液靜壓軸承含主軸頭相關尺寸



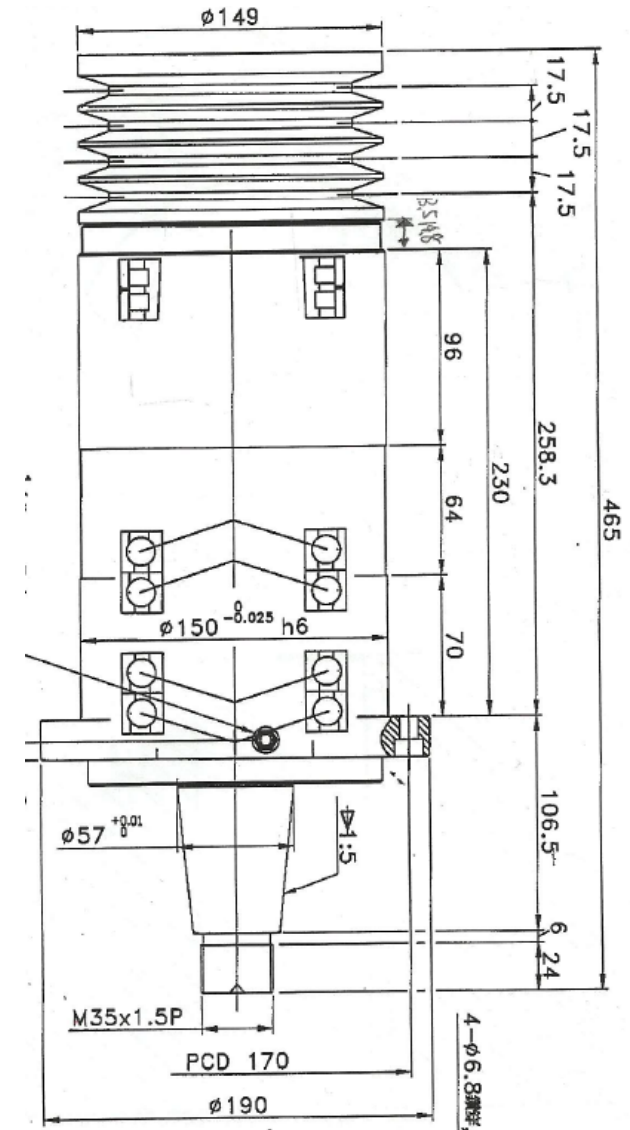
## 液靜壓主軸相關性能表

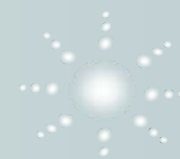
馬達功率(HP)	15
最高轉速(rpm)	3350
軸承內徑(mm)	70
靜態迴轉精度( $\mu\text{m}$ )	<1
前徑向軸承剛性(N/um)	930
後徑向軸承剛性(N/um)	340
止推軸承剛性(N/um)	1850

## 滾珠主軸相關性能表

馬達功率(HP)	15
最高轉速(rpm)	3350
軸承內徑(mm)	70
靜態迴轉精度( $\mu\text{m}$ )	2
徑向軸承剛性(N/um)	>180
止推軸承剛性(N/um)	>250

## 滾珠軸承相關尺寸



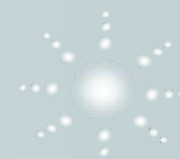


## ❖ 液靜壓軸承理論

根據動量、質量與能量守恆定律以及力的平衡條件，對油膜中的微元體進行分析，可以導出流體的運動方程式 (Navier-Stokes equation)，再輔以潤滑油的連續方程式便可推導出雷諾方程式。

其分析的步驟為下：

- (1) 雷諾方程式的建立
- (2) 有限差分法求解雷諾方程式
- (3) 流量方程式的建立

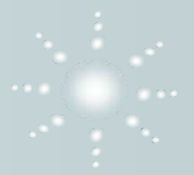


廣義的雷諾方程式可表示為：

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho H^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho H^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ = 6(U_a - U_b) \frac{\partial(\rho H)}{\partial x} + 6\rho H \frac{\partial(U_a + U_b)}{\partial x} + 12\rho(V_b - V_a) \end{aligned}$$

在靜態的分析中，**不考慮油膜壓力所產生之動態效應**，所以方程式右邊為零，而油膜間隙 $H$ 、黏度 $\eta$ 可以假設為常數，因此在靜態分析中，雷諾方程式可簡化為下式：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0$$



## 有限差分基礎理論

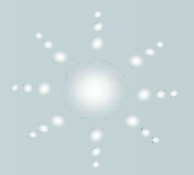
確定液靜壓平面軸墊的雷諾方程式後，將方程式轉換成差分方程標準式，式(3)為二階偏微分方程標準式。

$$A \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + C \frac{\partial p}{\partial x} + D \frac{\partial p}{\partial z} = E$$

其中A、B、C、D、E分別為方程式中的係數，在不同座標系統中會有不同的係數。在此本文再將中心差分公式代入式(3-3)中，則偏微分方程式可轉換成差分的標準表示式，如式(3-4)所示：

$$P_{i,j} = CEP_{i+1,j} + CWP_{i-1,j} + CNP_{i,j+1} + CSP_{i,j-1} + G$$





其中，標準式各項係數代表：

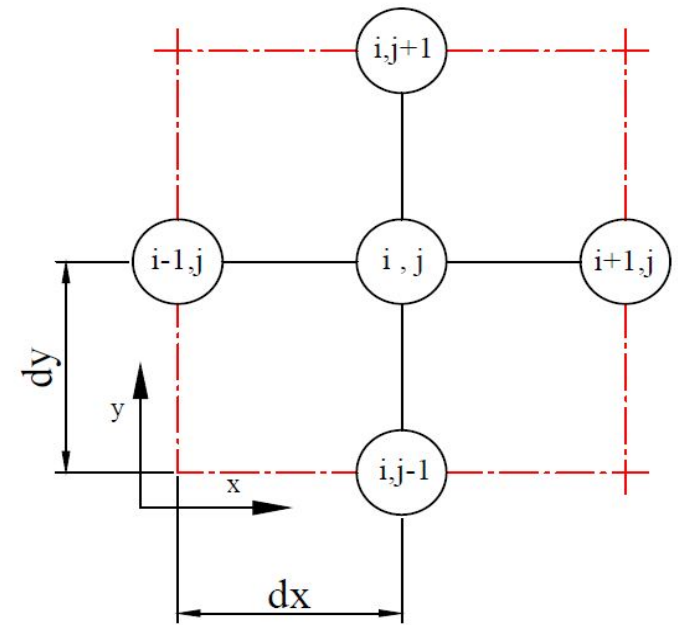
$$P_{i,j} = CEP_{i+1,j} + CWP_{i-1,j} + CNP_{i,j+1} + CSP_{i,j-1} + G$$

$$CW = \frac{\left( \frac{A}{(\Delta x)^2} - \frac{C}{2(\Delta x)} \right)}{K} \quad CS = \frac{\left( \frac{B}{(\Delta z)^2} - \frac{D}{2(\Delta z)} \right)}{K}$$

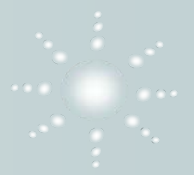
$$CE = \frac{\left( \frac{A}{(\Delta x)^2} + \frac{C}{2(\Delta x)} \right)}{K} \quad G = -\frac{E}{K}$$

$$CN = \frac{\left( \frac{B}{(\Delta z)^2} + \frac{D}{2(\Delta z)} \right)}{K} \quad K = 2 \left( \frac{A}{(\Delta x)^2} + \frac{B}{(\Delta z)^2} \right)$$

利用有限差分法近似二階偏微分方程式的公式，而此式是將中心差分法帶入偏微分方程式整理求得。



中心差分關係圖



## 流量連續方程式

根據液體的不可壓縮性，流過節流器的流量必須與油腔內流出的流量相等。其表示如下所示：

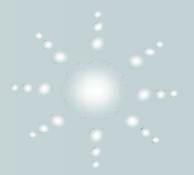
$$S = \frac{dW}{dh} = -\frac{dP_r}{dh} A_e$$

對於經過小孔節流的流量可分別表達如下：

$$Q_{in} = \frac{\alpha \pi d_0^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}}$$

其根據小孔流之流量連續方程式如下：

$$\frac{\alpha \pi d_0^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}} = - \left[ \frac{H^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{H}{2} (U_a + U_b) \right] + \left[ -\frac{H^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right]$$

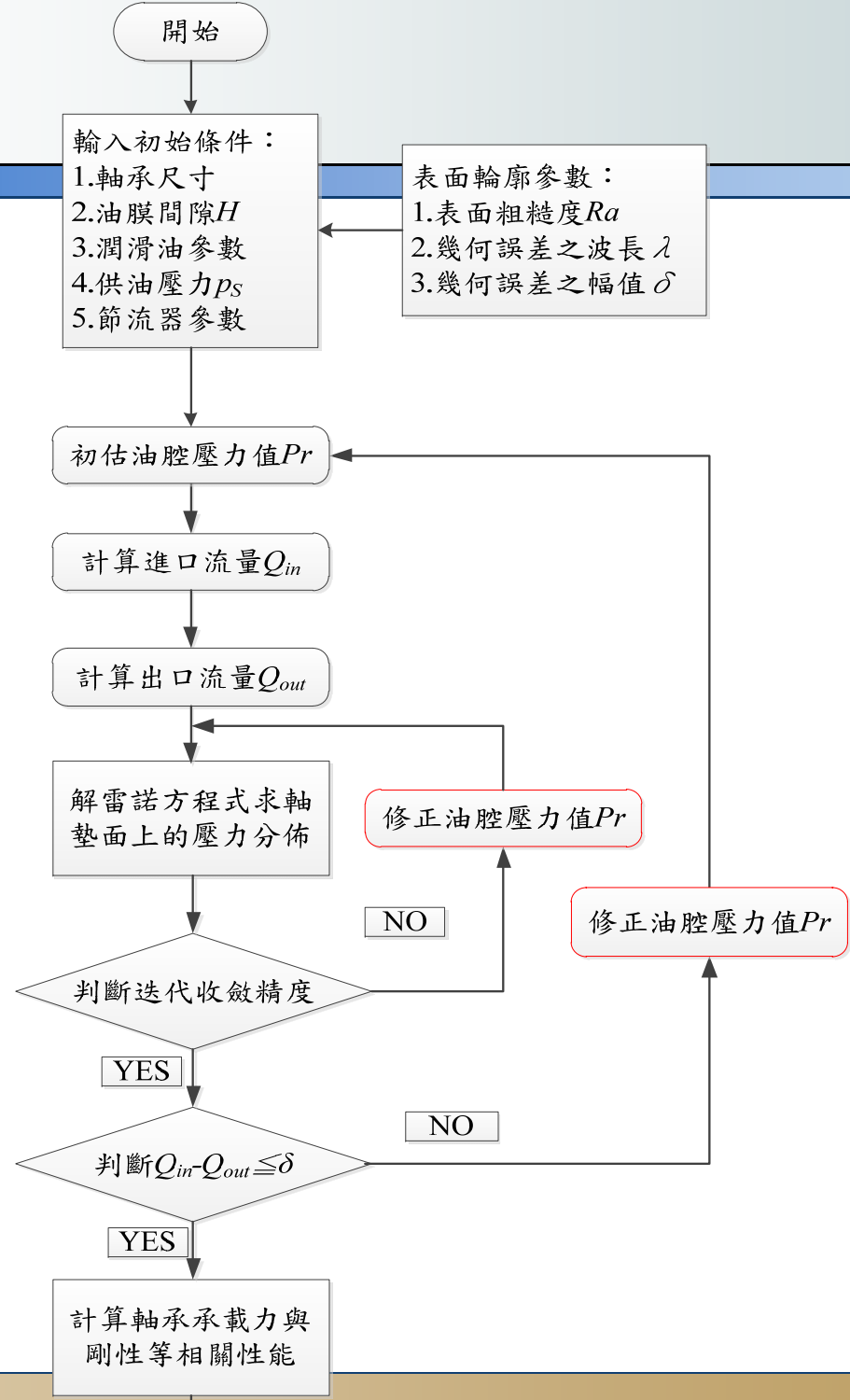
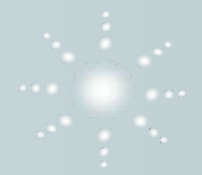


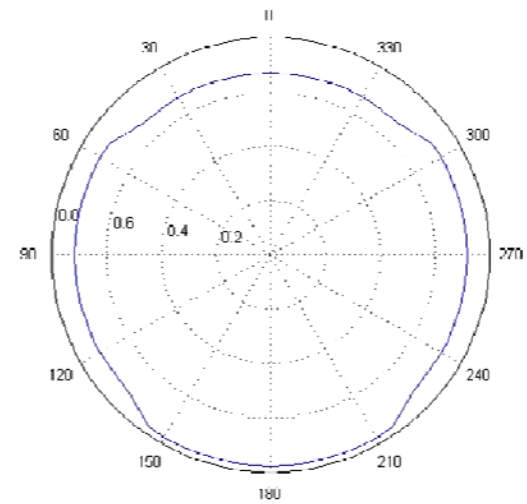
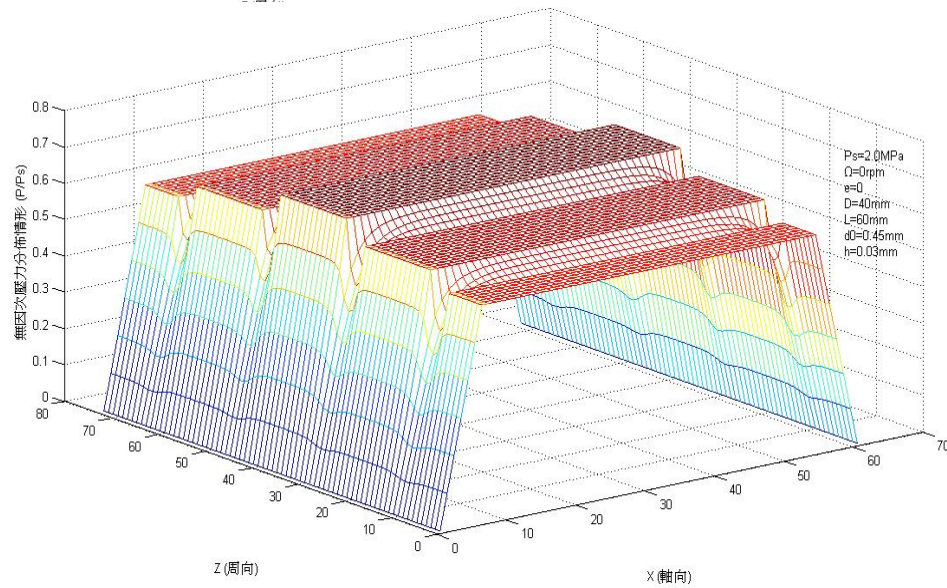
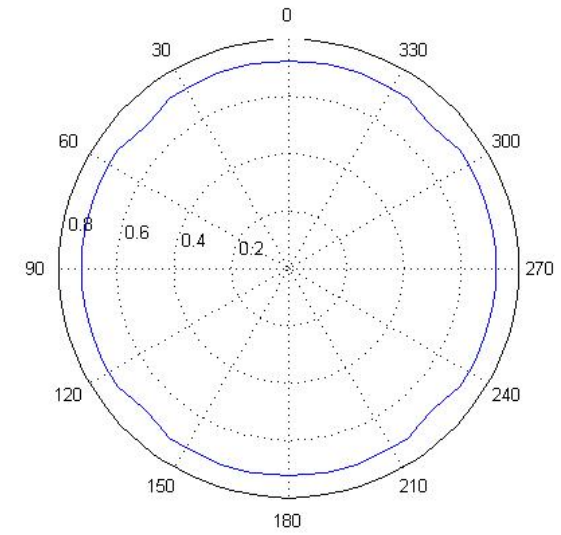
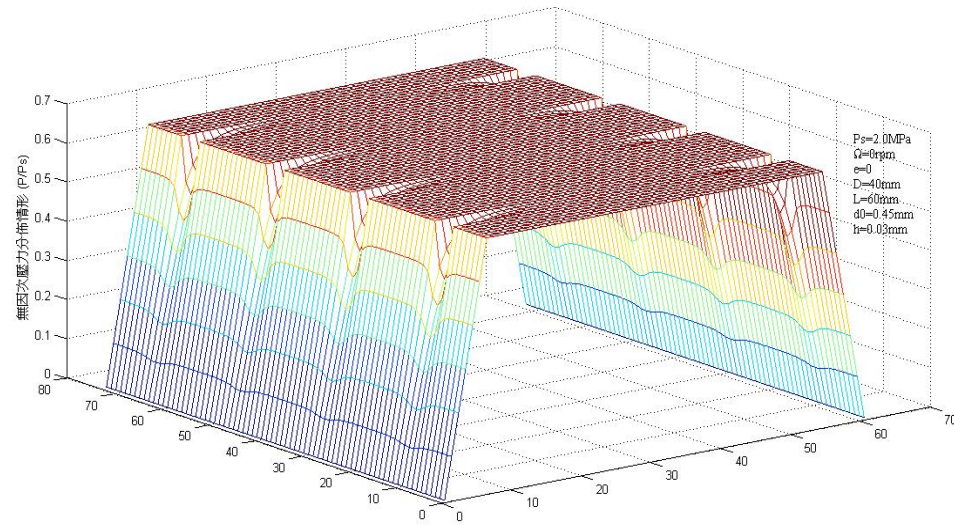
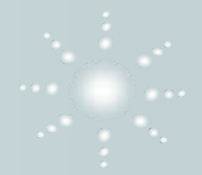
得知雷諾方程式的型態與邊界條件，再根據流量連續方程式利用迭代法來計算軸承內油腔的壓力值。而本文所使用的迭代方法為：**SOR迭代法** (Successive over-relaxation method)，公式(5)所示，來求解描述之差分方程式。

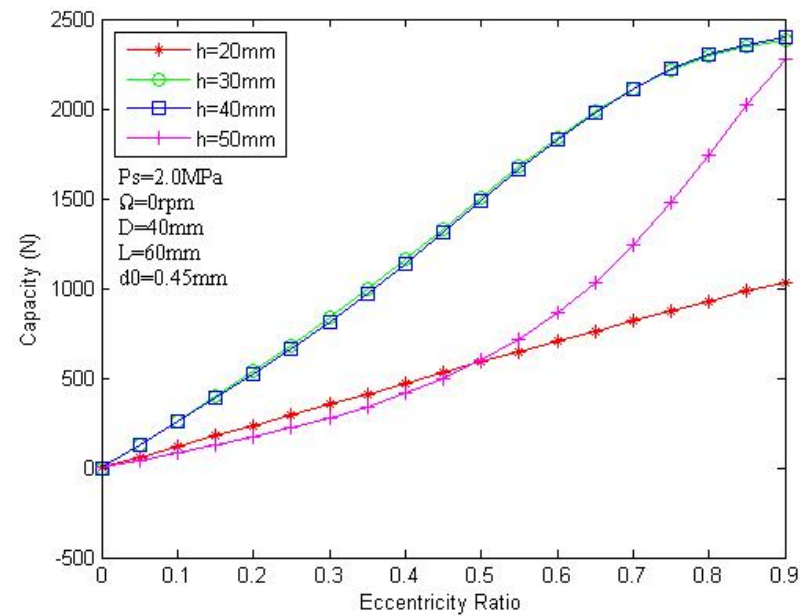
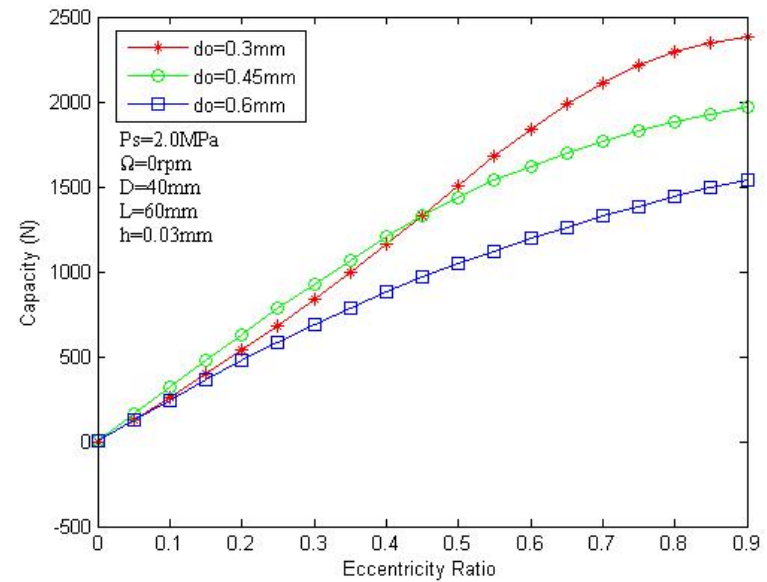
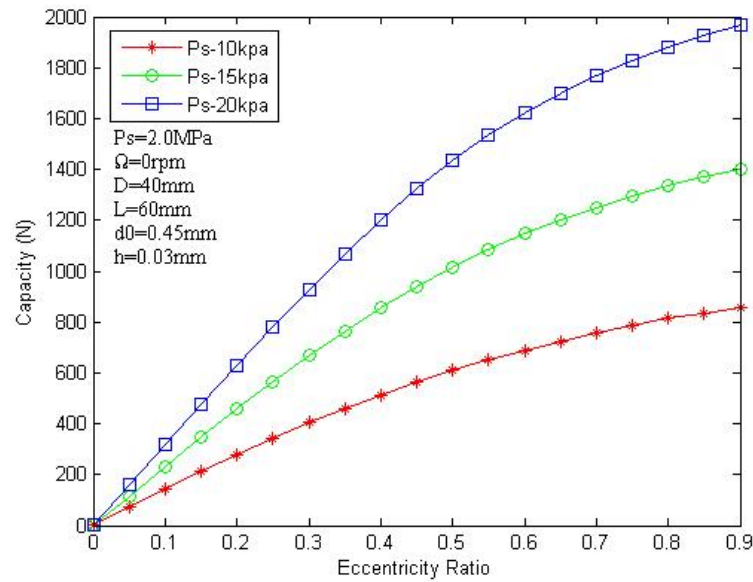
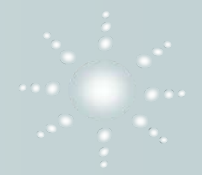
$$\bar{F}_{i,j}^{(r+1)} = \lambda \bar{F}_{i,j}^{(r+1)} + (1 - \lambda) \bar{F}_{i,j}^{(r)}$$

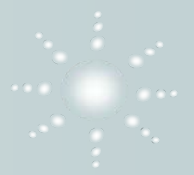
反覆的計算，便可得到近似精確的數值解。而就一般沒有精確解的問題中，必須定義一個收斂值，一般取 $10^{-3}$ ，而收斂的判斷式如式(6)所式。

$$\frac{\sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^N |\bar{F}_{i,j}^{(r+1)} - \bar{F}_{i,j}^{(r)}|}{\sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^N |\bar{F}_{i,j}^{(r+1)}|} \leq \rho_c$$



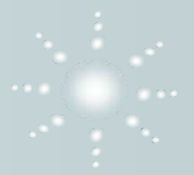




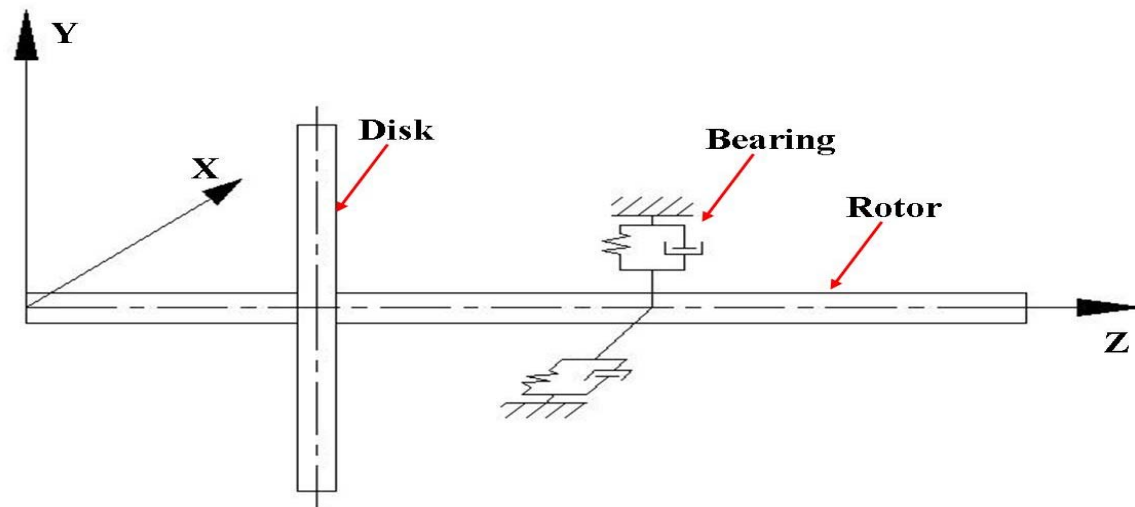


# 液靜壓主軸系統動態特性分析

# 轉子-軸承系統理論模型

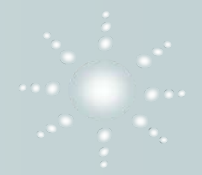


一個典型的主軸—軸承系統如圖所示，通常是有一個圓盤、具有分布質量及彈性的軸段和軸承等部份組成。考慮轉動慣量、陀螺力矩、剪切係數和阻尼等因素，在局部坐標系由Lagrange's equation導出單元運動方程。



轉子-軸承系統





◎彈性軸之運動方程式

$$\left( [M_T^e] + [M_R^e] \right) \{ \ddot{q}^e \} - \Omega [G^e] \{ \dot{q}^e \} + [K^e] \{ q^e \} = \{ F^e \}$$

上式中：

$[M_R^e]$   $[M_T^e]$  分別為轉軸的平移與旋轉質量矩陣

$[G^e]$  為轉軸的陀螺效應矩陣； $\Omega$  為轉速

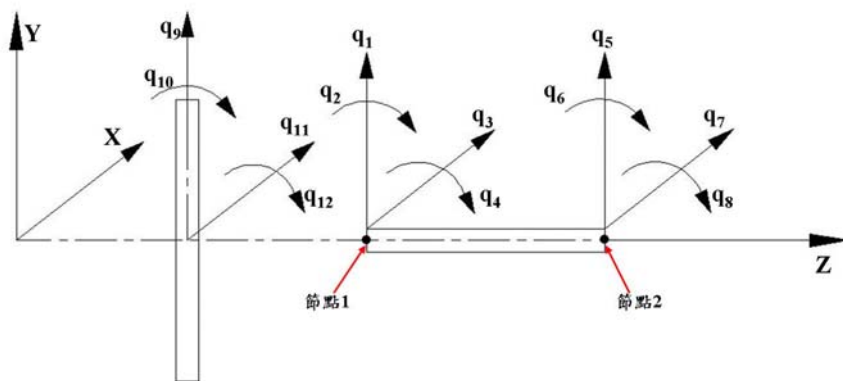
兩端的四個節點位移分別為  $q_4^e \sim q_5^e \sim q_8^e$



軸元素示意圖

◎圓盤的運動方程式為：

$$\left( [M_T^d] + [M_R^d] \right) \{ \ddot{q}^d \} - \Omega [G^d] \{ \dot{q}^d \} = \{ F^d \}$$



轉軸、圓盤的慣性座標示意圖



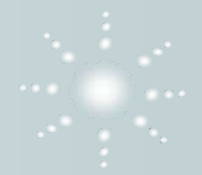
其中

$$[M_T^e] = \begin{bmatrix} m1 & 0 & 0 & m2 & m3 & 0 & 0 & -m4 \\ 0 & m1 & -m2 & 0 & 0 & m3 & m4 & 0 \\ 0 & -m2 & m5 & 0 & 0 & -m4 & m6 & 0 \\ m2 & 0 & 0 & m5 & m4 & 0 & 0 & m6 \\ m3 & 0 & 0 & m4 & m1 & 0 & 0 & -m2 \\ 0 & m3 & -m4 & 0 & 0 & m1 & m2 & 0 \\ 0 & m4 & m6 & 0 & 0 & m2 & m5 & 0 \\ -m4 & 0 & 0 & m6 & -m2 & 0 & 0 & m5 \end{bmatrix}$$

$$[G^e] = \begin{bmatrix} 0 & g1 & -g2 & 0 & 0 & -g1 & -g2 & 0 \\ -g1 & 0 & 0 & -g2 & g1 & 0 & 0 & -g2 \\ g2 & 0 & 0 & g3 & -g2 & 0 & 0 & -g4 \\ 0 & g2 & -g3 & 0 & 0 & -g2 & g4 & 0 \\ 0 & -g1 & g2 & 0 & 0 & g1 & g2 & 0 \\ g1 & 0 & 0 & g2 & -g1 & 0 & 0 & g2 \\ g2 & 0 & 0 & -g4 & -g2 & 0 & 0 & g3 \\ 0 & g2 & g4 & 0 & 0 & -g2 & -g3 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[M_R^e] = \begin{bmatrix} m11 & 0 & 0 & m22 & -m11 & 0 & 0 & m22 \\ 0 & m11 & -m22 & 0 & 0 & -m11 & -m22 & 0 \\ 0 & -m22 & m33 & 0 & 0 & m22 & m44 & 0 \\ m22 & 0 & 0 & m33 & -m22 & 0 & 0 & m44 \\ -m11 & 0 & 0 & -m22 & m11 & 0 & 0 & -m22 \\ 0 & -m11 & m22 & 0 & 0 & m11 & m22 & 0 \\ 0 & -m22 & m44 & 0 & 0 & m22 & m33 & 0 \\ m22 & 0 & 0 & m44 & -m22 & 0 & 0 & m33 \end{bmatrix}$$

$$[K^e] = \begin{bmatrix} k1 & 0 & 0 & k2 & -k1 & 0 & 0 & k2 \\ 0 & k1 & -k2 & 0 & 0 & -k1 & -k2 & 0 \\ 0 & -k2 & k3 & 0 & 0 & k2 & k4 & 0 \\ k2 & 0 & 0 & k3 & -k2 & 0 & 0 & k4 \\ -k1 & 0 & 0 & -k2 & k1 & 0 & 0 & -k2 \\ 0 & -k1 & k2 & 0 & 0 & k1 & k2 & 0 \\ 0 & -k2 & k4 & 0 & 0 & k2 & k3 & 0 \\ k2 & 0 & 0 & k4 & -k2 & 0 & 0 & k3 \end{bmatrix}$$



軸承運動方程式可表示如下：

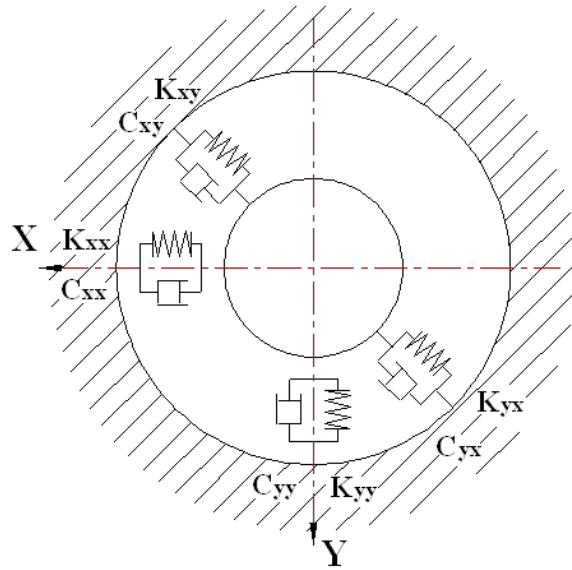
$$- [C^b] \{\dot{q}^b\} - [K^b] \{q^b\} = \{F^b\}$$

其中

$$[K^b] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \quad [C^b] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}$$

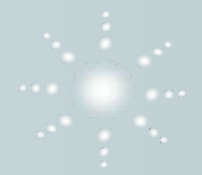
$K_{xx}$ 、 $K_{xy}$ 、 $K_{yx}$ 、 $K_{yy}$  為軸承的剛度參數

$C_{xx}$ 、 $C_{xy}$ 、 $C_{yx}$ 、 $C_{yy}$  為軸承的阻尼參數



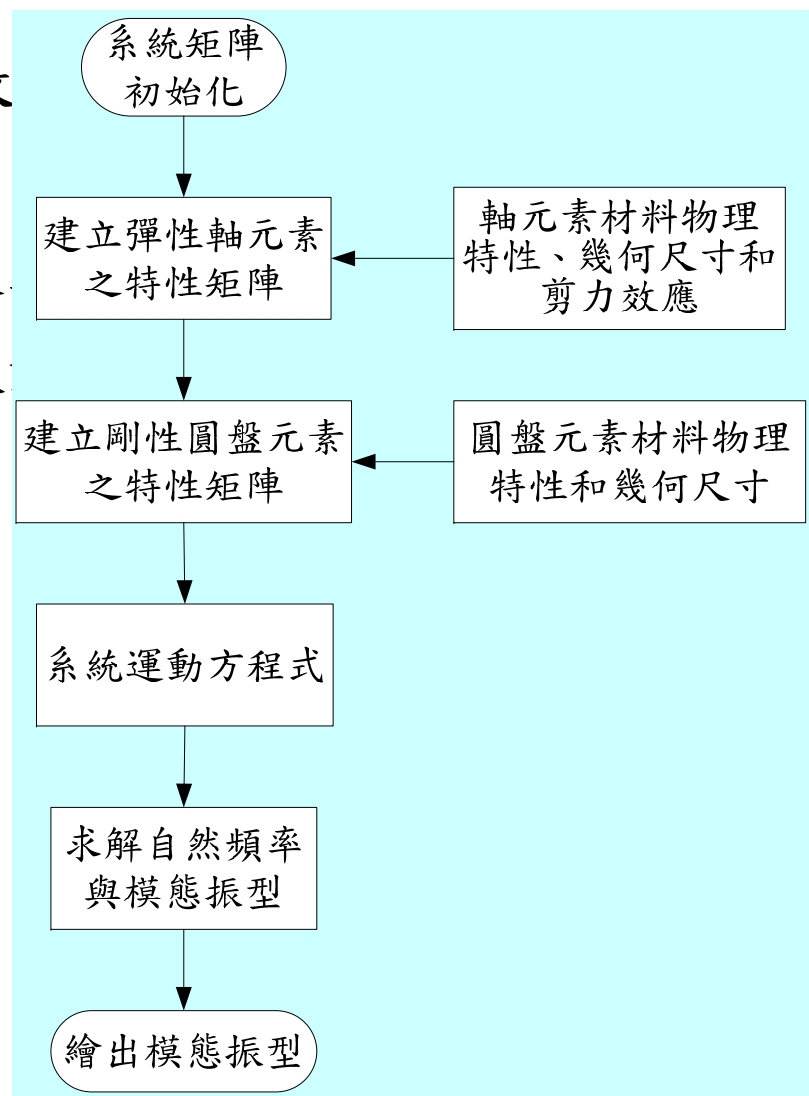
最後再將圓盤、軸段和軸承這三部分的運動方程式組合成一個完整的主軸-軸承系統運動方程。

$$\left( [M_T^e] + [M_R^e] + [M_T^d] + [M_R^d] \right) \{\ddot{q}^s\} + \left\{ \Omega \left( - [G^e] - [G^d] \right) + [C^b] \right\} \{\dot{q}^s\} + \left( [K^e] + [K^b] \right) \{q^s\} = F(t)$$



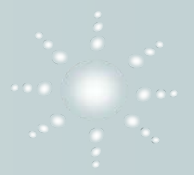
# 單一心軸之靜態特性分析與計算

首先針對本文  
其數學模型。  
1. 將分析結果  
2. 考慮軸向振



進行靜態特性分析，並建立  
模型之差異性。  
向模態的分析。

# 徑向模態的有限元分析

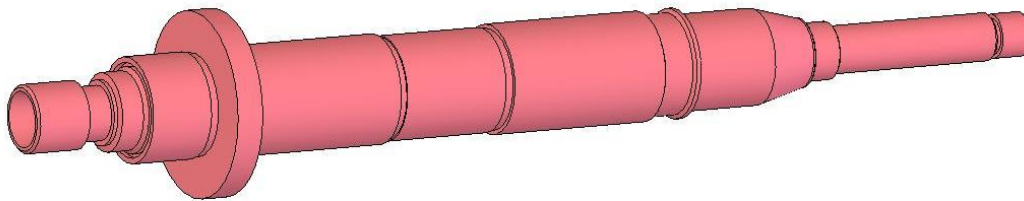


單一心軸之模態計算主要目的是要鑑別出心軸正確的楊式系數及確認程式的正確性。

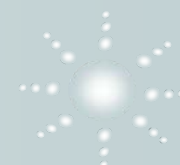
首先將單一心軸之楊式系數假設為 $2 \times 10^{11} \text{N/m}^2$ ，再根據上敘理論分析利用Matlab撰寫成有限元分析程式，並利用套裝軟體COSMOSWork與理論分析之結果相互驗證，以此來確認有限元素分析程式的正確性。



本文之單一心軸實體圖

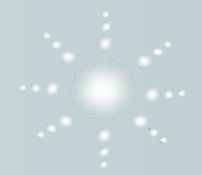


單一心軸模型圖

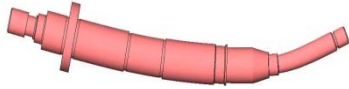
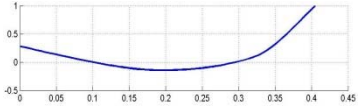
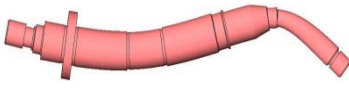
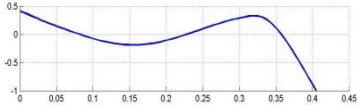
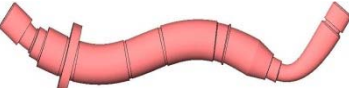
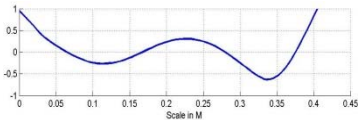


### 主軸數據資料

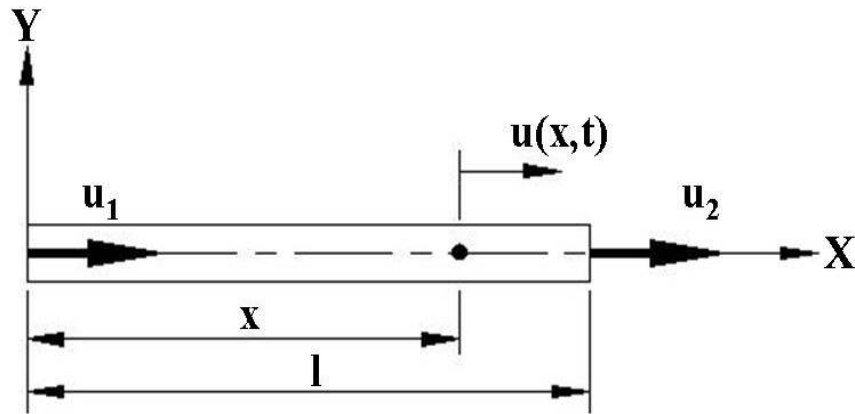
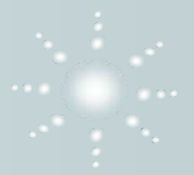
幾何尺寸與物理參數	數據資料
材料材質	SCM440鋼材
密度(kg/m <sup>3</sup> )	7700
楊氏係數(N/m <sup>2</sup> )	$2.0 \times 10^{11}$
浦松氏比	0.3
主軸全長(mm)	405
主軸直徑(mm)	39.96
圓盤直徑(mm)	68
圓盤厚度(mm)	10
主軸總質量(kg)	2.6



模態	COSMOS (Hz)	有限元素 計算結果(Hz)	誤差 (%)
1	1353.2	1359.3	0.4
2	2536.4	2560	0.9
3	4974.2	4957.5	0.3

	COSMOSWork	FEM模擬
第一階振型		
第二階振型		
第三階振型		

# 軸向模態的有限元素分析



軸元素的軸向振動示意圖

其中表示質量矩陣與剛性矩陣分別為

$$m_{ij} = \int_0^l m(x) \psi_i \psi_j dx, \quad k_{ij} = \int_0^l EI(x) \psi_i \psi_j dx$$

圖中軸元素於位置x且任意時間t的軸向位移為

$$u(x,t) = u_1(t) \psi_1 + u_2(t) \psi_2$$

其中 $u_1$ 與 $u_2$ 為軸元素左右兩端節點於任意時間t的瞬時軸向位移，而 $\psi_1$ 與 $\psi_2$

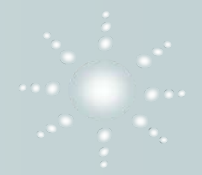
則為軸元素的位移函數，分別為 $\psi_1 = 1 - \zeta$ 、 $\psi_2 = \zeta$ 、 $\zeta = \frac{x}{l}$

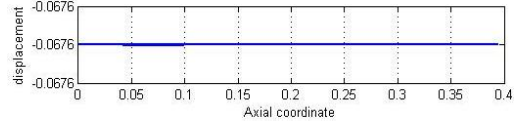
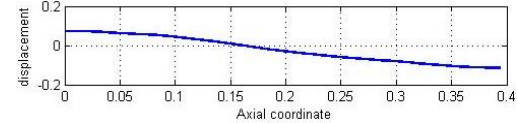
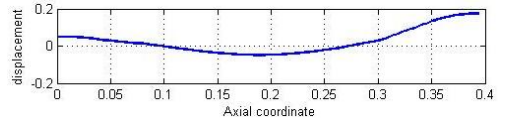
則

$$m(x) = \bar{m} = \rho A \quad \longrightarrow \quad [M_{T(axis)}^e] = \frac{\bar{m}l}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$EI(x) = EA \quad \longrightarrow \quad [K_{T(axis)}^e] = \frac{EA}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$





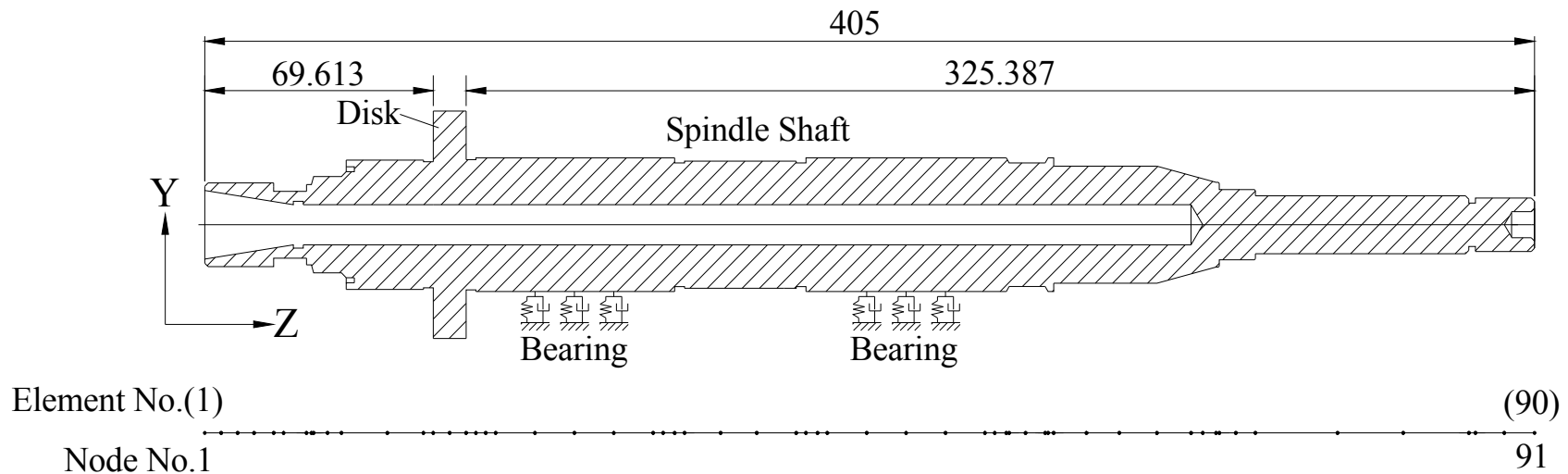
	自然頻率(Hz)	振型
第一階	7997.4	
第二階	14628	
第三階	20006	

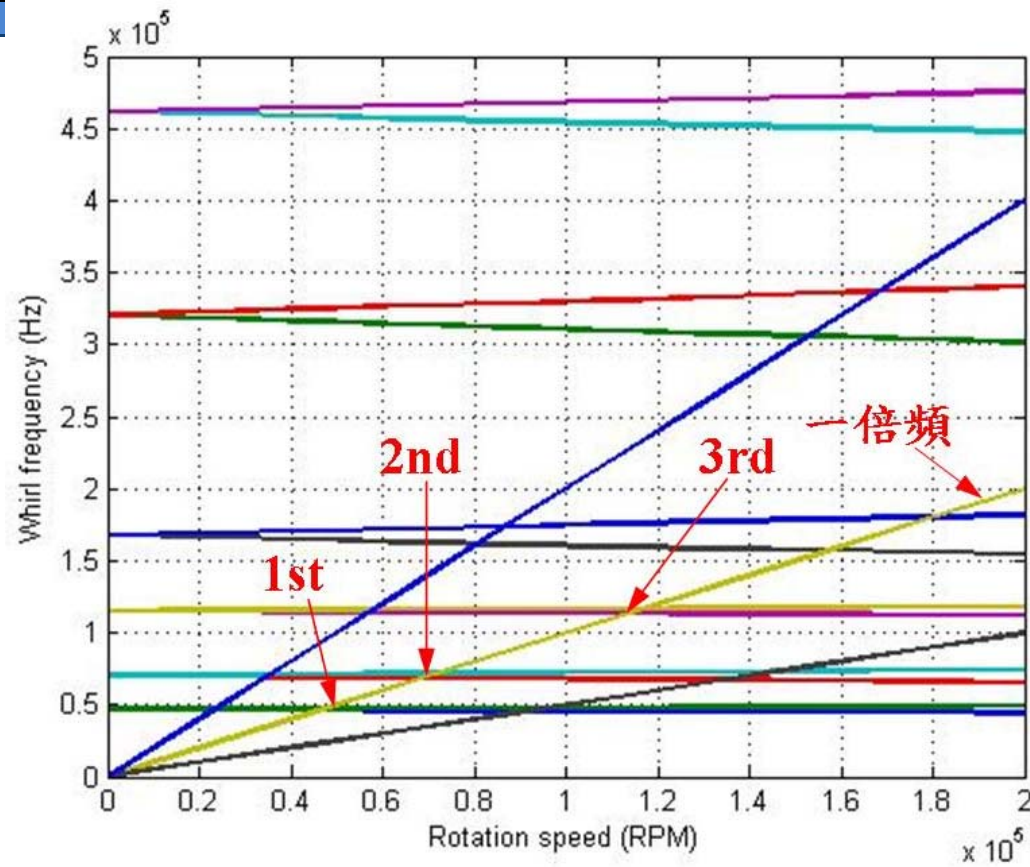
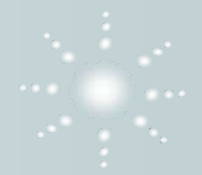
由上表可知在主軸系統中的軸向模態中的前三皆自然頻率會遠超過於主軸系統所設計的臨界轉速時的頻率，而在進行主軸系統之動靜態分析時可以假設忽略軸向模態的影響，因此本文中並不考慮軸向振動對液靜壓主軸系統之影響。



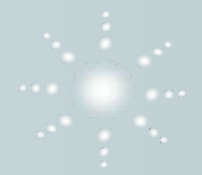
# 主軸-軸承系統之動態特性分析與計算

藉由第三章液靜壓軸承的有限差分計算方法，可求得本文之液靜壓軸承於主軸系統之轉速0rpm、偏心率為0.2與供油壓力為2.0MPa時的剛性值為  
 $k_{xx}=k_{yy}=1.329 \times 10^8 \text{N/m}$ ，再將此軸承剛性值代入4.2節中所建立之有限元素模型中繪出坎貝爾圖。

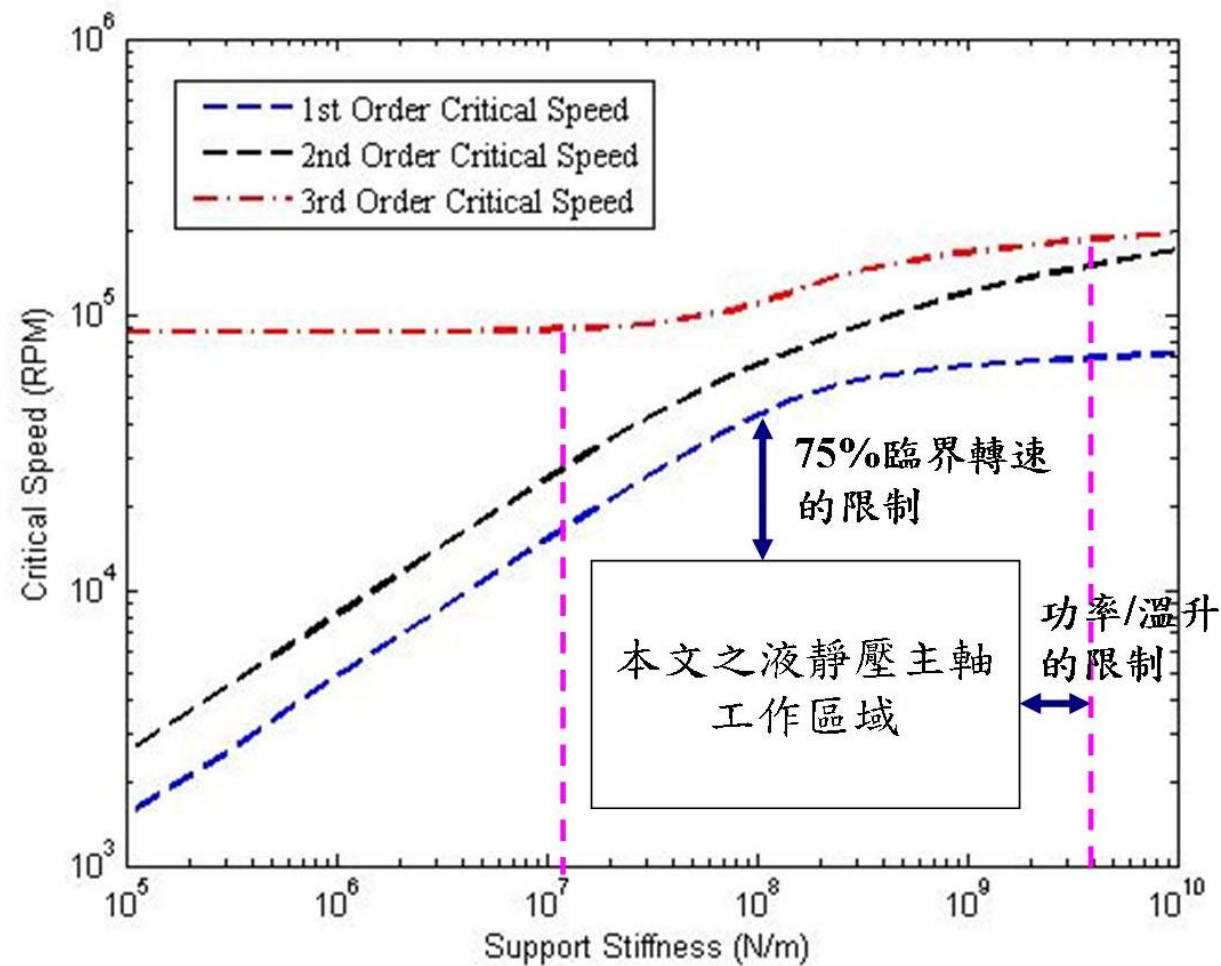
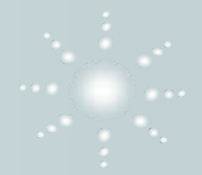




	$\varepsilon=0.1$	$\varepsilon=0.2$	$\varepsilon=0.3$	$\varepsilon=0.4$
1	47,285	47,319	47,250	47,111
2	71,661	71,707	71,616	71,435
3	116,900	116,970	116,830	116,550

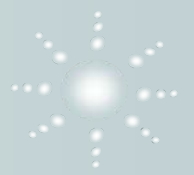


Mode	FEM Analysis Mode Shapes	
	2D	3D
1		
2		
3		



在 $1 \times 10^5 - 1 \times 10^9$ 之軸承剛性值時的臨界轉速地圖

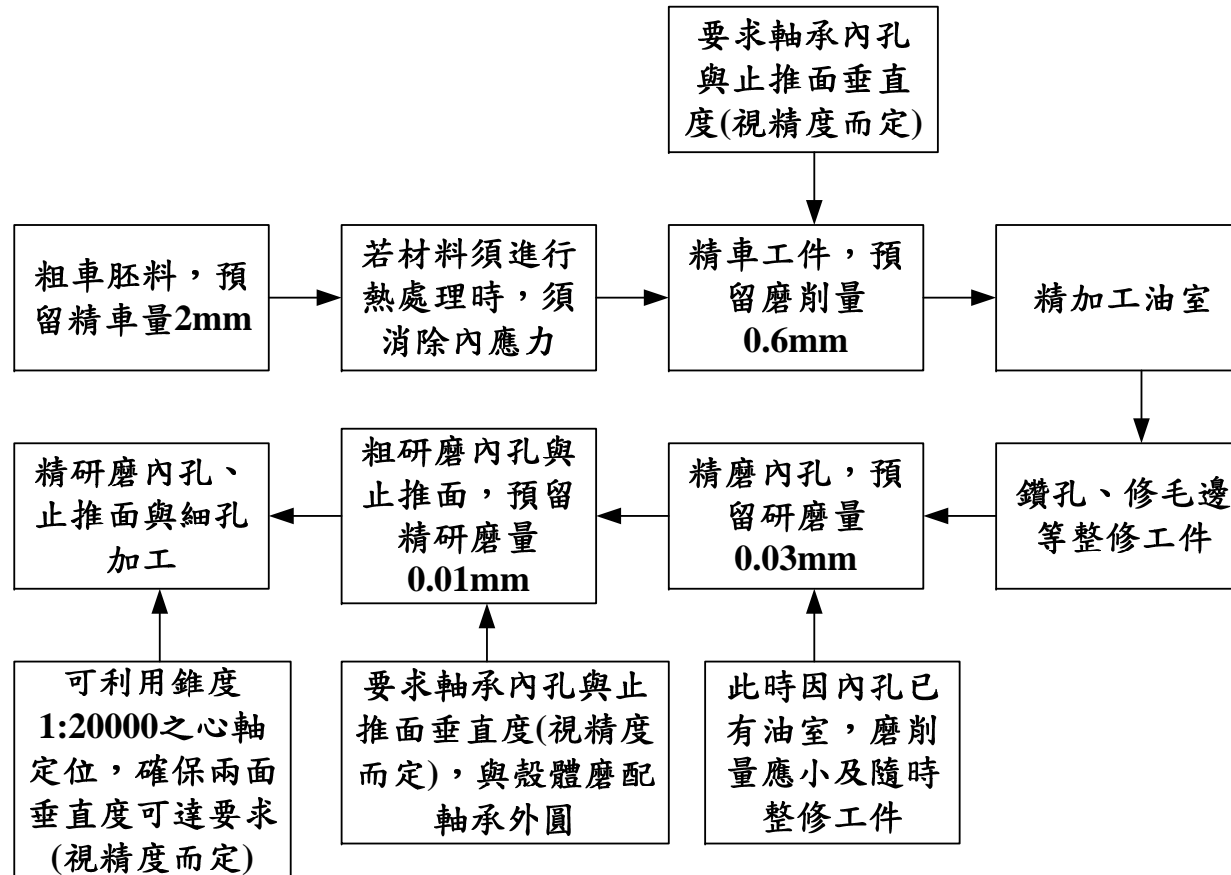
從圖中可看出在設計的軸承剛性之下，操作轉速會不會遇到共振的頻率轉速，由此判斷主軸-軸承系統是不是在安全範圍操作範圍內。

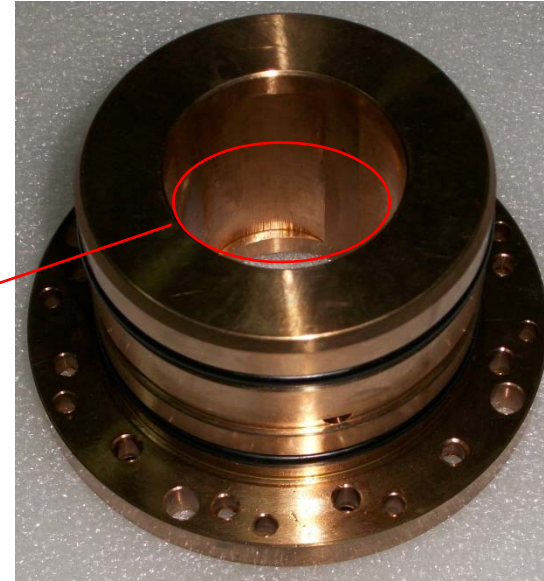
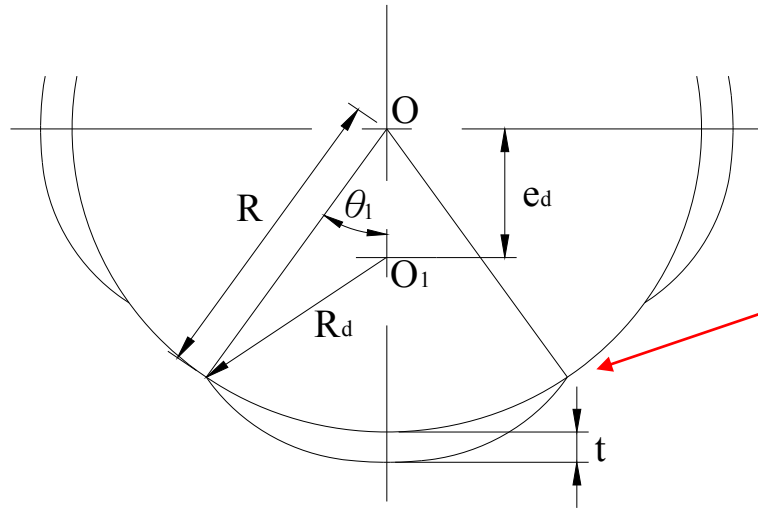
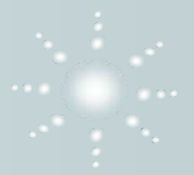


# 液靜壓主軸系統之加工組裝

# 軸承加工程序

本文是選用磷青銅為軸承之材料。其加工程序可如圖所示進行製作。





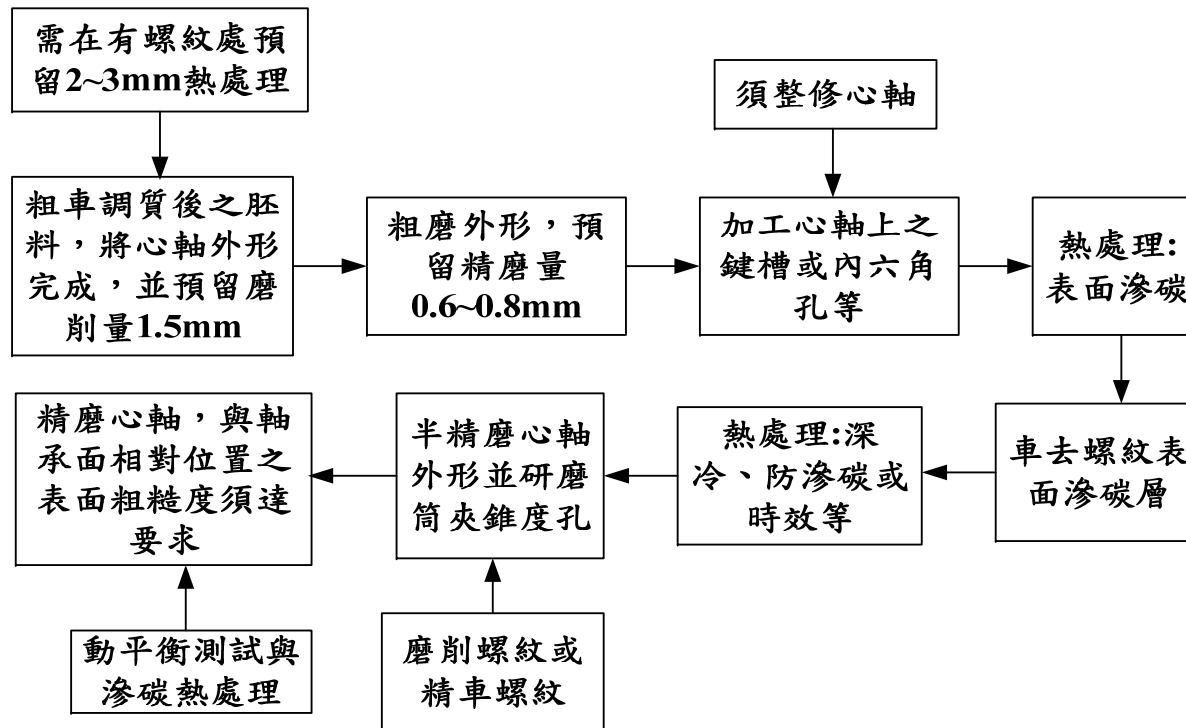
$$R_d = \frac{R^2 + (R+t)^2 - 2R(R+t)\cos\theta_1}{2(R+t) - 2R\cos\theta_1}$$

$$e_d = R + t - R_d$$



# 心軸加工程序

心軸需特別注意的是心軸與軸承面相對的位置其表面粗糙度Re應取較佳的值，這樣當液靜壓主軸系統在運轉時，潤滑油較不會因摩擦力而產生太多不必要之溫升或功率損失。



修整殼體與裝o-ring



組裝前軸承



組裝前軸承



後迷宮對位與組裝



後迷宮與水套承座對位



完成組裝



止推軸承與前迷宮組裝



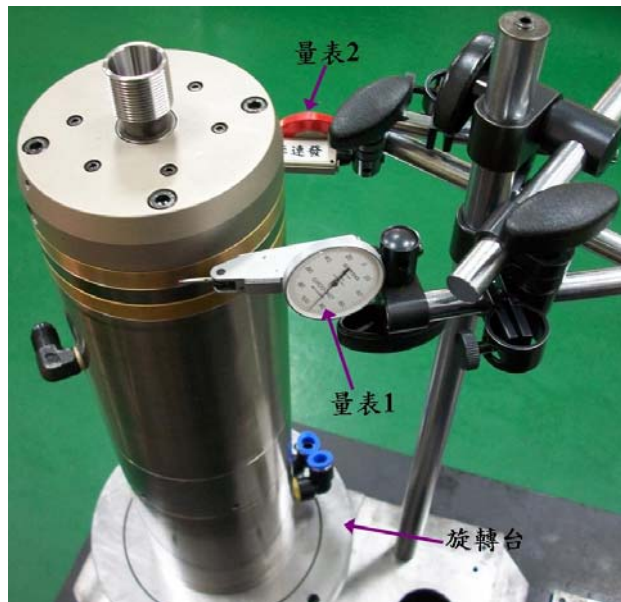
心軸放進前後軸承



馬達定子組裝

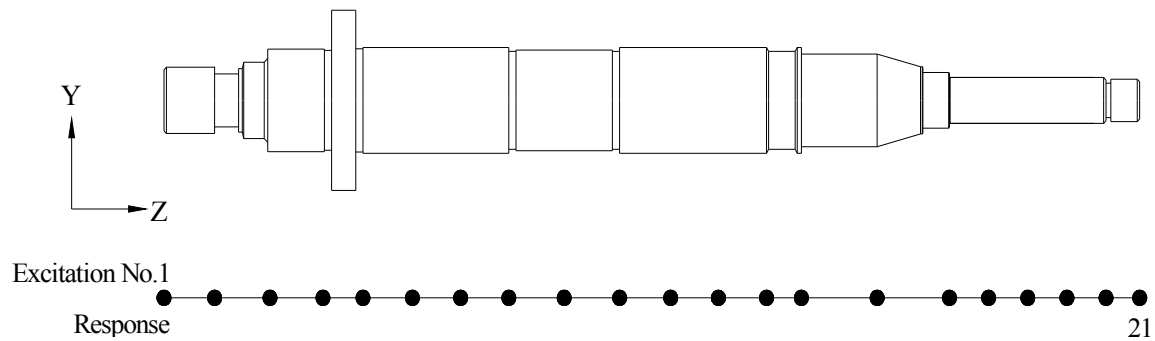
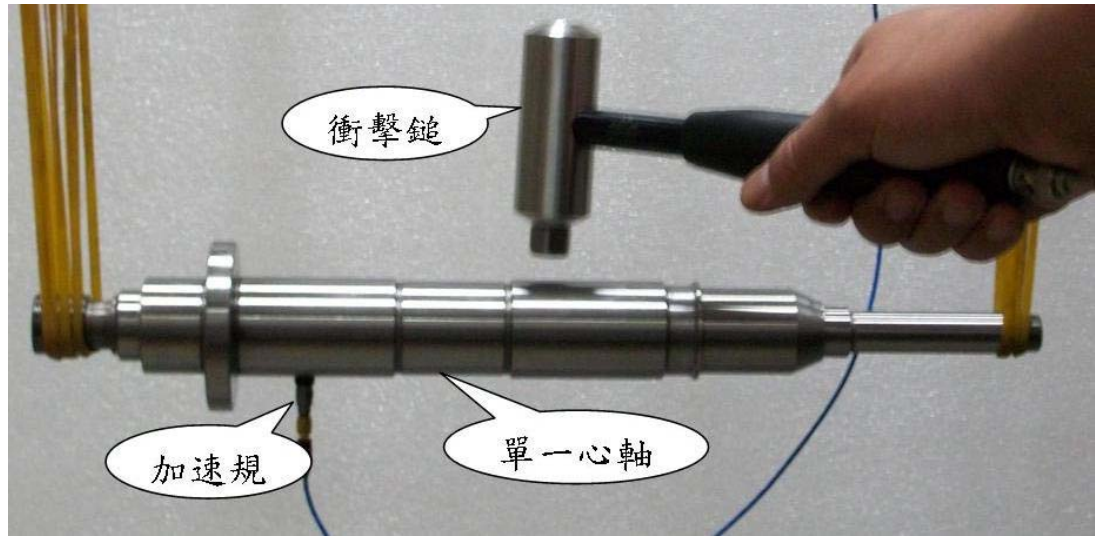
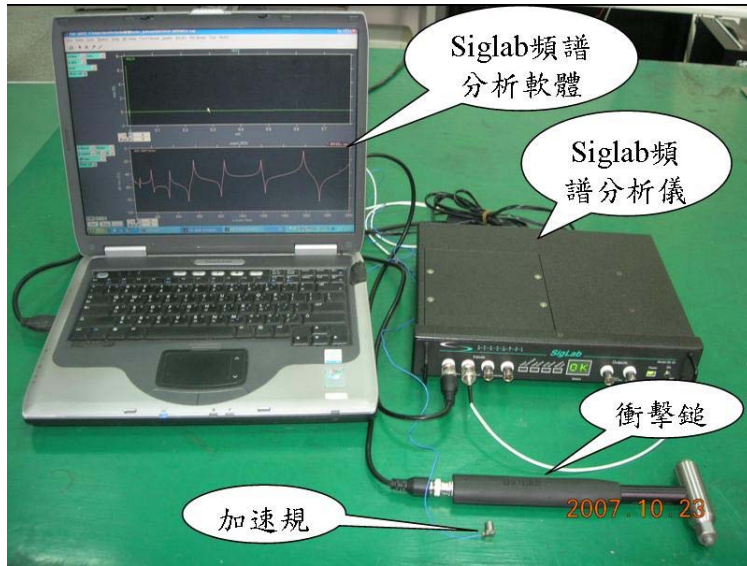
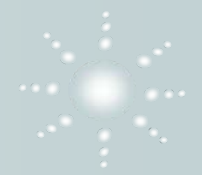


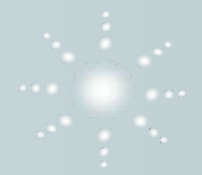
馬達承座對位




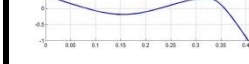

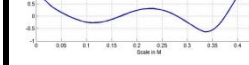


組裝過程中須特別注意相關零件組裝後之同心度及各零件間是否能完全承靠住，若過程中無法確保其同心度與完全承靠，很容易造成主軸系統內之潤滑油之洩露與其無法於正常狀態下運轉。

# 單一心軸模態測試





	模態測試	FEM分析	誤差
第一階振型	1393Hz # 1.1.39e+3 Hz 	1359.3Hz 	2.4%
第二階振型	2596Hz # 2.2.60e+3 Hz 	2560Hz 	1.4%
第三階振型	5098Hz # 3.5.10e+3 Hz 	4957.5Hz 	2.7%

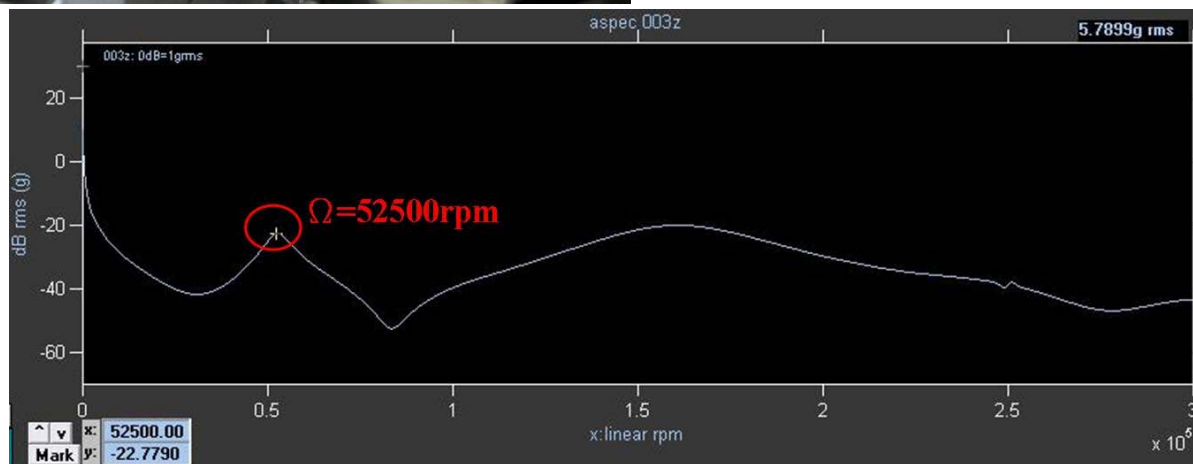
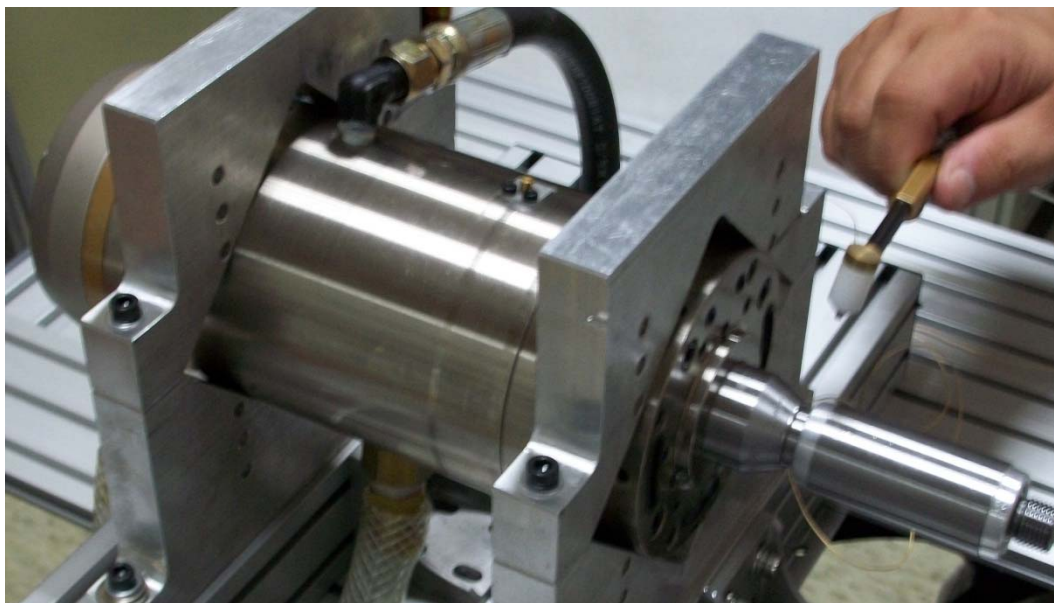
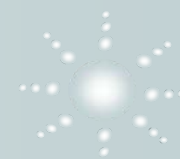


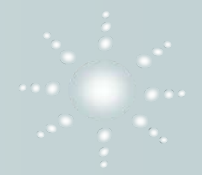
幾何尺寸與物理參數	數據資料
密度(kg/m <sup>3</sup> )	7655
楊氏係數(N/m <sup>2</sup> )	2.082 × 10 <sup>11</sup>
浦松氏比	0.28



階數	模態測試 (Hz)	FEM分析 (Hz)	誤差(%)
1	1393	1390.9	0.1
2	2596	2619.5	0.9
3	5098	5072.4	0.5

# 液靜壓主軸系統臨界轉速測試



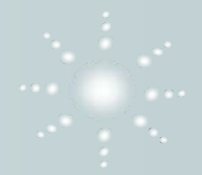


相關參數	各階臨界轉速	實驗(rpm)	模擬(rpm)	誤差(%)
$\Omega=0\text{rpm}$ $P_s=20\text{MPa}$	1	52,500	47,319	9.8
	2	--	71,707	--
	3	--	116,970	--

實驗結果說明如下：

- 1.在供油系統中，並沒有加裝可讓油壓穩定的穩壓系統，因此使潤滑油在進入主軸系統時是產生類似脈衝的情況，使在實驗時無法很正確的激發出第二階與第三階臨界轉速。
- 2.潤滑油經過小孔節流器進入軸承後，因其產生的壓力非常大，若在各個油室的壓力稍有不均勻，容易使心軸在不穩定的狀態下，對於實驗結果便會產生很多的雜訊與誤差。

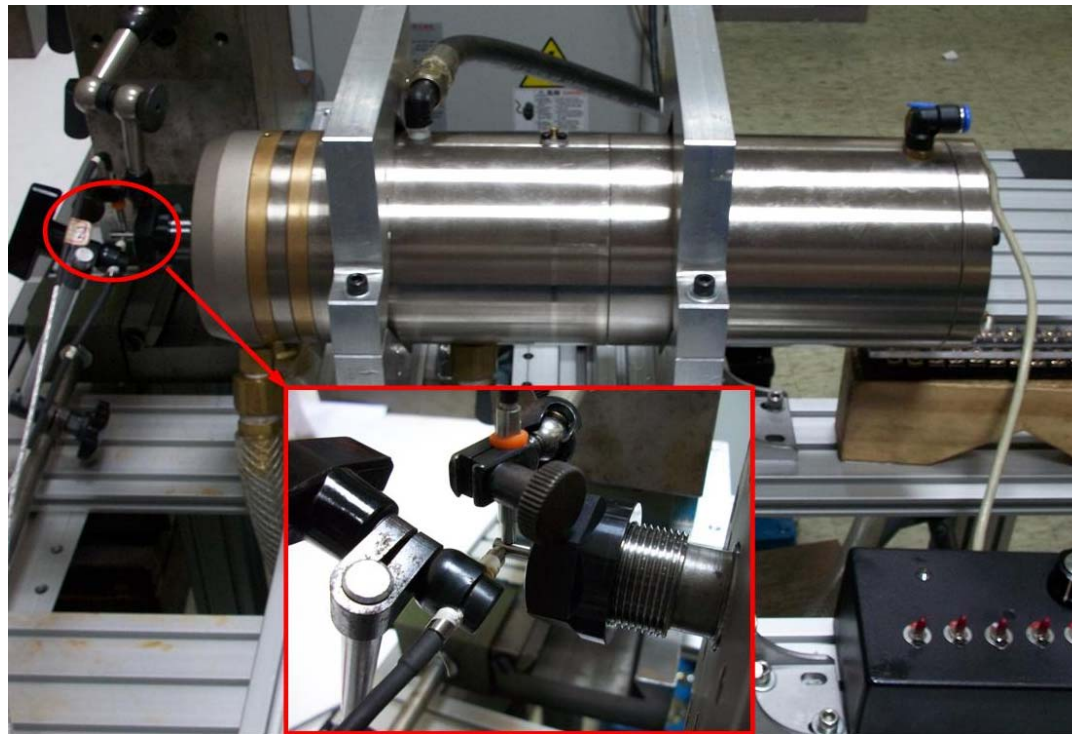
# 液靜壓主軸系統迴轉偏擺測試



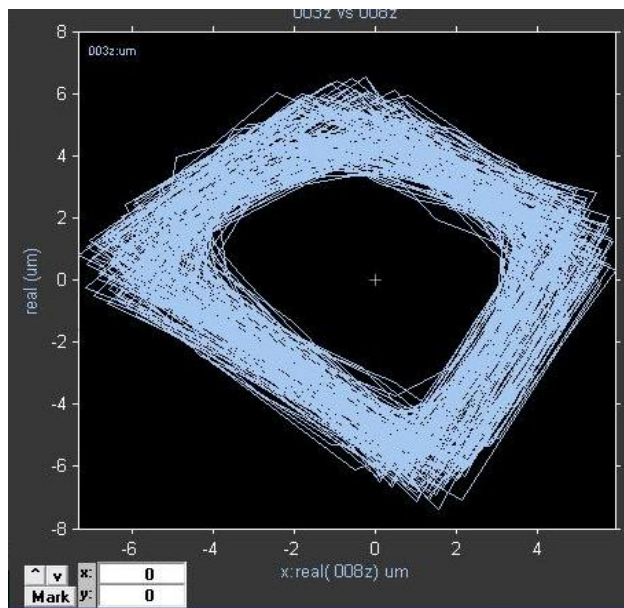
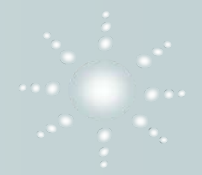
偏擺量( $\mu\text{m}$ )	同心度( $\mu\text{m}$ )
1 $\mu\text{m}$	2 $\mu\text{m}$

# 液靜壓主軸系統軸心軌跡測試

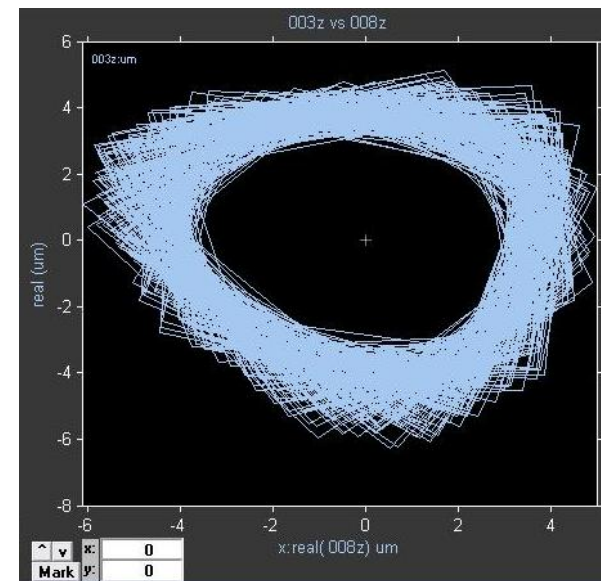
利用非接觸電容式位移計、頻譜分析儀與頻譜分析軟體繪製出液靜壓主軸系統在運轉時之軸心軌跡圖。本文中分別在液靜壓主軸系統之前端利用一般定位銷於1000rpm、2000rpm、3000rpm、4500rpm時進行量測。



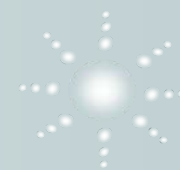




3000rpm



4500rpm



*Thanks for your attention!*