

液靜壓軸承設計與分析



報告人：陳明飛

國立彰化師範大學機電工程系

日期:2013.11.6



大綱

- 1. 液靜壓軸承應用與簡介(五軸加工機、主軸、導軌、導螺桿)
- 2. 具薄膜節流器之液靜壓系統設計、分析
- 3. 液靜壓圓形軸墊靜態理論分析與測試
- 4. 液靜壓之圓形軸墊動態理論分析與測試

1. 國外液靜壓軸承應用(五軸加工機)



Pyramid Nano

CNC Machining Centre

- Machine Characteristics:
- Positioning scatter $P_s \pm 0.3\mu\text{m}$
- Surface finish $R_a 0.05\mu\text{m}$
- Acceleration $10\text{m/s}^2(1\text{g})$
- Feed rate 30m/min
- Milling in hardened steel(up to 64 HRC)
- KERN ARMORITH machine base giving vibration dampening optimum
- Hydrostatic axes guideways and hydrostatic drives
- Integrated central temperature management for constant cooling of spindle,hydraulic system,electrical cabinet and flood coolant unit
- Temperature management of the central cooling tower within $\pm 0.25^\circ\text{K}$

1. 國外液靜壓軸承應用(主軸)

HYPROSTATIK



Motor-driven grinding spindle

- Technical details:
- speed 0-7600 rpm
- pump pressure 63 bar
- oil type VG 2
- oil flow 10 l/min
- max. axial/radial grinding force 2000 N
- stiffness at grinding wheel $> 320 \text{ N}/\mu\text{m}$
- motor power 50 kW
- friction losses at max. speed 1.2 kW
- gap between axle and front of housing 105 mm
- set up for automatic balancing system

1. 國外液靜壓軸承應用(主軸)

HYPROSTATIK®



Hydrostatic milling spindle

- Technical details:
- HSK40E spindle
- speed 0-42000 rpm
- pump pressure 80 bar
- fluid: emulsion or demineralised water
- max. flow 10 l/min
- max. axial/radial cutting force 500 N
- bearing stiffness 200/160 N/ μ m
- motor power (S1) 15 kW
- torque at max. speed (S1) 3.5 Nm
- torque at 500 U/min 4 Nm
- friction losses at max. speed approx. 4 kW
- automatic clamping of tool holding fixture

1. 國外液靜壓軸承應用(主軸)

HYPROSTATIK



Motor-driven lathe spindle

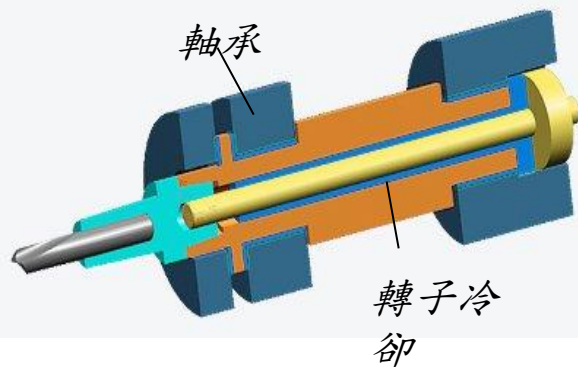
Technical details:

- ⇒ A8 spindle compliant with DIN 55021
- ⇒ speed 0-6000 rpm
- ⇒ pump pressure 63 bar
- ⇒ oil type VG 2
- ⇒ oil flow up to 12 l/min
- ⇒ max. axial/radial cutting force 10 kN
- ⇒ bearing stiffness $> 1000 \text{ N}/\mu\text{m}$
- ⇒ friction losses at max. speed 1.3 kW
- ⇒ radial and axial running $< 0.3 \mu\text{m}$
- ⇒ shaft height 165 mm
- ⇒ spindle hole $\varnothing 80 \text{ mm}$
- ⇒ integrated clamping cylinder, on both sides

1. 國外液靜壓軸承應用(國外主軸比較)

廠商名稱	主軸轉速 (rpm)	使用液體	馬達功率 (kW)	承載力 or 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。

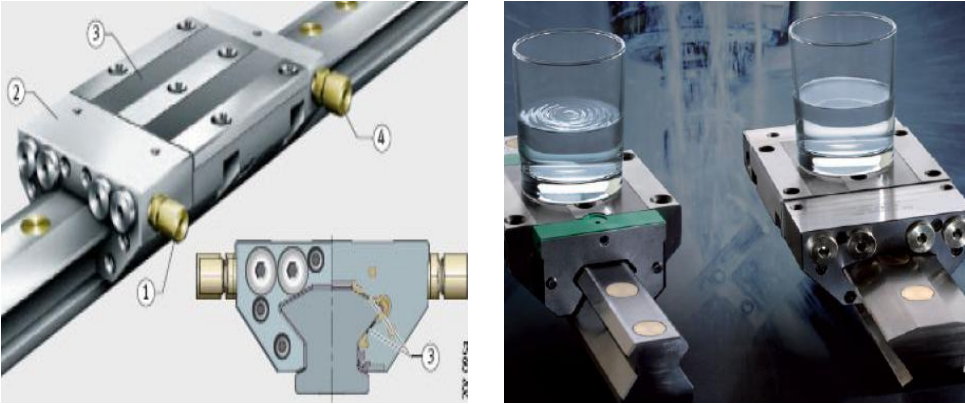




※加工例

「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

Fischer銑削靜壓主軸

1. 國外液靜壓軸承應用(模組化產品例)

名稱	圖示	規格																								
<p>INA 標準化 油靜壓軸承 組件</p>		<p>在左圖(左)所示的基本系統架構，圖中，1 為供油側；2 為整合式油喉組件；3 為油腔，油膜間隙為0.015mm；4 為回油側。左圖(右)為INA標準化靜壓軸承組件與單軌的線性滑軌之阻尼性比較，因高阻尼性使INA 標準化靜壓軸承組件明白展現出杯水無痕的特性。</p>																								
<p>HydroRound 油靜壓旋轉 軸模組</p>	 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Specifications</th> <th>Large H-Round (700 Series Machines)</th> <th>Small H-Round (350 Series Machines)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Table Top Size</td> <td>300 mm</td> <td>230mm</td> </tr> <tr> <td>Load Capacity</td> <td>454 Kg</td> <td>225 Kg</td> </tr> <tr> <td>Max. Speed</td> <td>10 RPM</td> <td>10 RPM</td> </tr> <tr> <td>Radial Stiffness</td> <td>438N/μm</td> <td>131 N/μm</td> </tr> <tr> <td>Axial Stiffness</td> <td>875N/μm</td> <td>350N/μm</td> </tr> <tr> <td>Position Resolution</td> <td>0.03-7.0 arc-sec. available</td> <td>0.04-9.0 arc-sec. available</td> </tr> <tr> <td>Axial Error Motion</td> <td>0.125μm (5μ")</td> <td>0.125μm (5μ")</td> </tr> </tbody> </table>	Specifications	Large H-Round (700 Series Machines)	Small H-Round (350 Series Machines)	Table Top Size	300 mm	230mm	Load Capacity	454 Kg	225 Kg	Max. Speed	10 RPM	10 RPM	Radial Stiffness	438N/μm	131 N/μm	Axial Stiffness	875N/μm	350N/μm	Position Resolution	0.03-7.0 arc-sec. available	0.04-9.0 arc-sec. available	Axial Error Motion	0.125μm (5μ")	0.125μm (5μ")
Specifications	Large H-Round (700 Series Machines)	Small H-Round (350 Series Machines)																								
Table Top Size	300 mm	230mm																								
Load Capacity	454 Kg	225 Kg																								
Max. Speed	10 RPM	10 RPM																								
Radial Stiffness	438N/μm	131 N/μm																								
Axial Stiffness	875N/μm	350N/μm																								
Position Resolution	0.03-7.0 arc-sec. available	0.04-9.0 arc-sec. available																								
Axial Error Motion	0.125μm (5μ")	0.125μm (5μ")																								

1. 液靜壓軸承簡介(發展簡史)

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

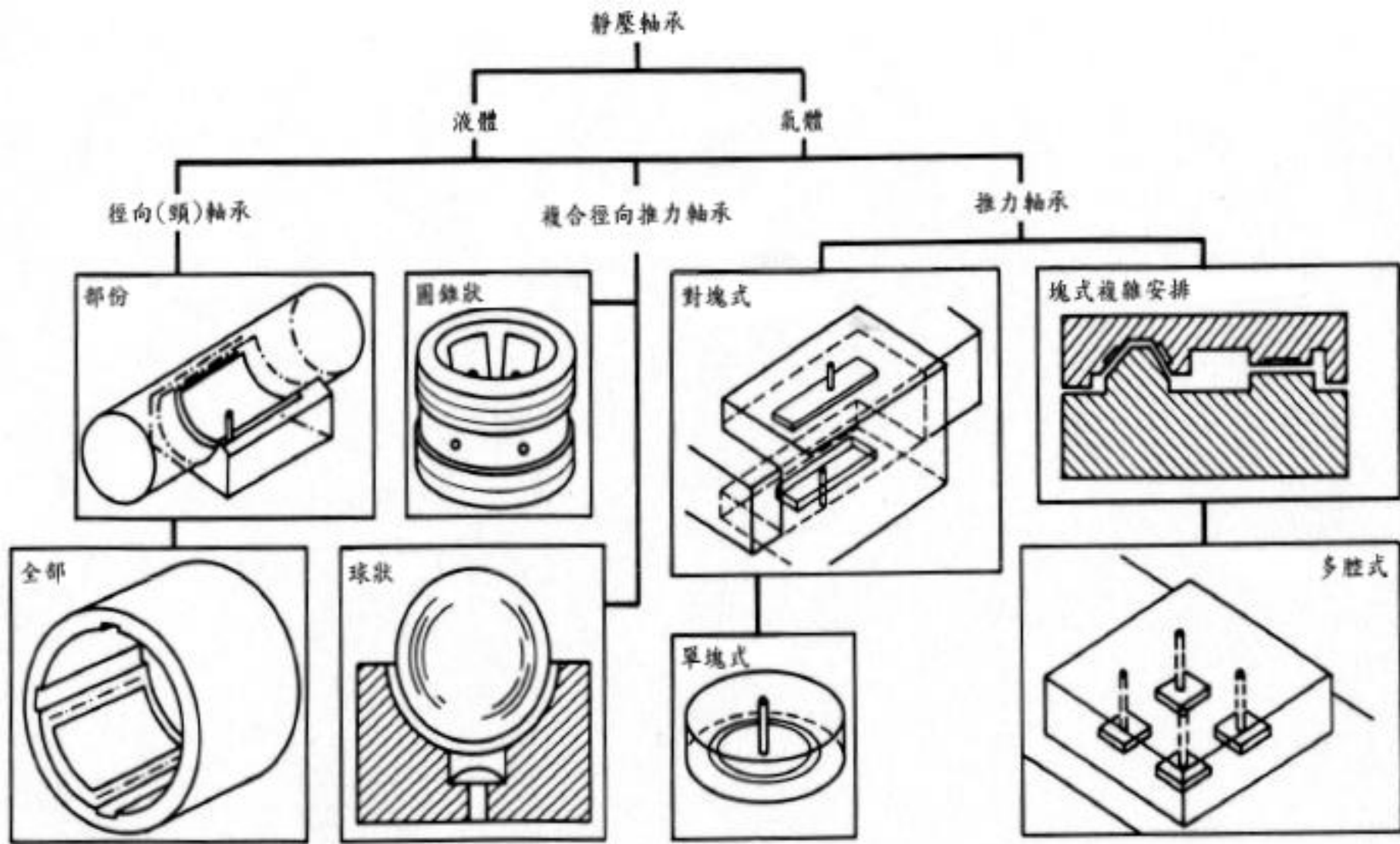


改變軸承承載面的幾何形式

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 2.5×10^6 以上。

1. 液靜壓軸承簡介(分類)



液體軸承之分類

1. 液靜壓軸承簡介 (與滾珠比較)



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

○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。

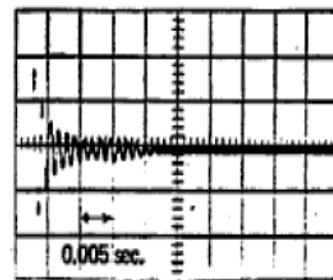
(滑軌承載力可達百噸，主軸剛性則可達 10^9N/m 以上)

◎因**油膜阻尼大**，抗振性優於滾動軸承。

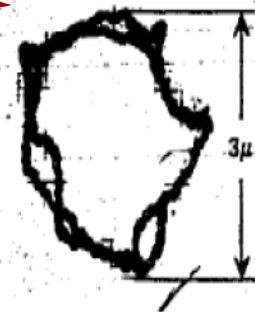
◎油膜有均化誤效用，**迴轉精度可達微米級**

○軸承磨耗小、壽命長，一般不需維修調整

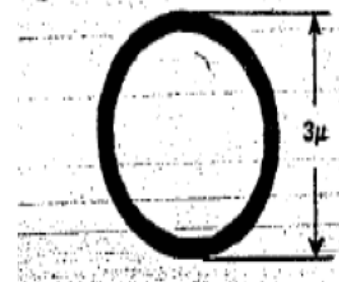
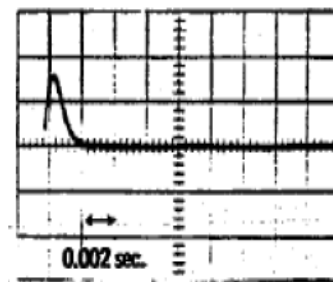
阻尼效果



動態迴轉精度



P4級滾珠主軸



液靜壓主軸

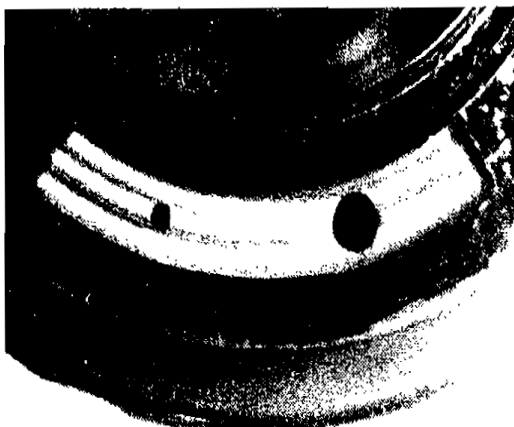
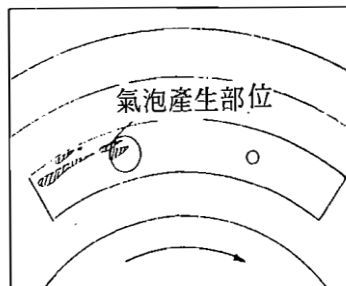
1. 液靜壓軸承簡介(缺點)

✗ 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。

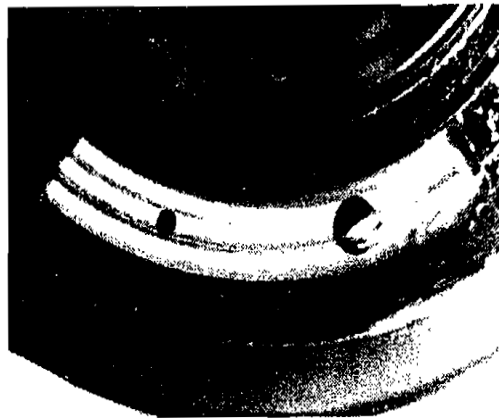
✗ 構造較複雜，需要一套供油設備。

✗ 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

止推軸承間隙裡氣泡產生情形[31]



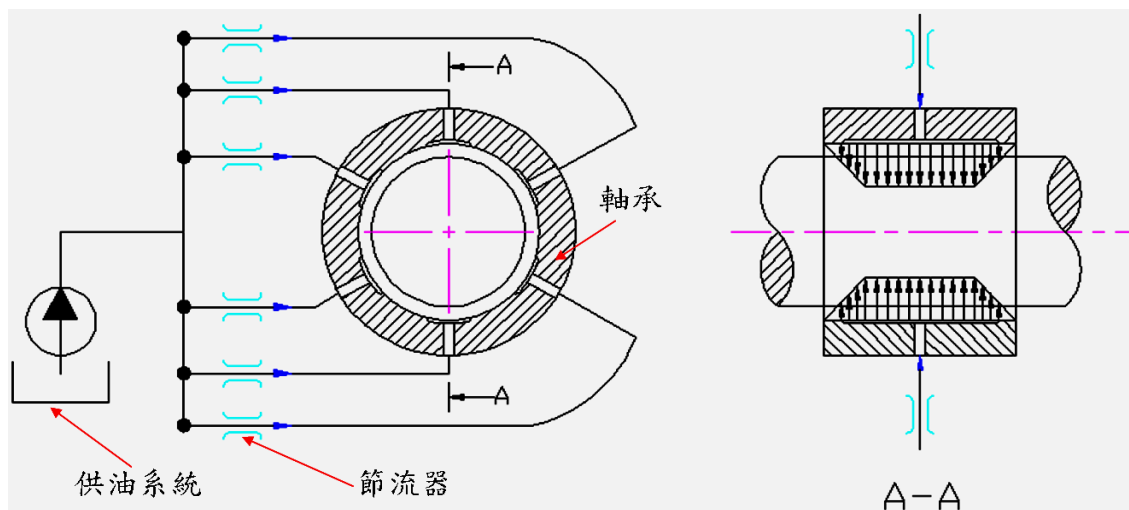
在油槽裡已完全產生氣泡的狀態

$P_s = 0.4\text{MPa}$, $N = 1200\text{rpm}$

1. 液靜壓軸承簡介(工作原理)

液靜壓軸承是藉由液壓系統強制的把高壓潤滑液送入軸體與軸承面的間隙之中，利用液體靜壓力來承擔負載的一種軸承。

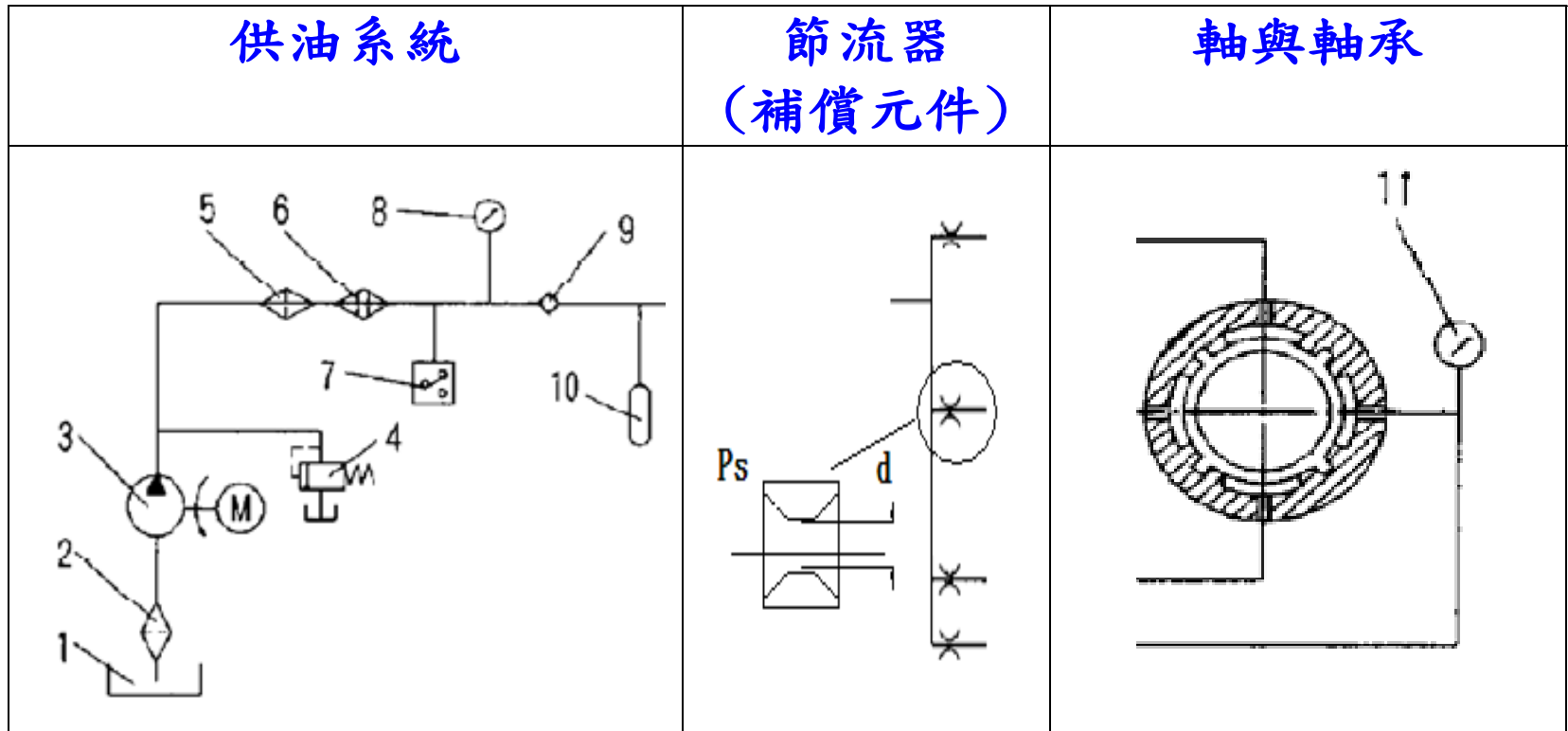
軸承的工作原理係利用供油系統將具有一定壓力之液壓油經節流器送入軸承與主軸的間隙，軸承內設有凹槽形狀的油室，產生靜壓力以支持負載。當液壓油進入油室後，由於油室是對稱分佈的，若忽略主軸之自重，則主軸是處於軸承之中心位置，此時軸承和主軸間的間隙都等於設計間隙 h_0 ，因此各油室內之壓力 P_T 皆相等。而液壓油從間隙間流出時，受到相當大的阻力，使油室中的油液能保持很大的靜壓力作用在主軸上。



液靜壓軸承工作原理[33]

1. 液靜壓軸承簡介(系統組成)

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

供油系統

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。通常採取兩種不同的供油系統。

1. 定流量供油系統($Q=\text{constant}$)[a]

- 一個油泵供給一個油腔，油腔之定量閥決定供給之恆定流量。
- 供給之流量決定軸承油腔之壓力。
- 使用多個油泵，其成本很高。

2. 定壓力供油系統($P=\text{constant}$)[a]

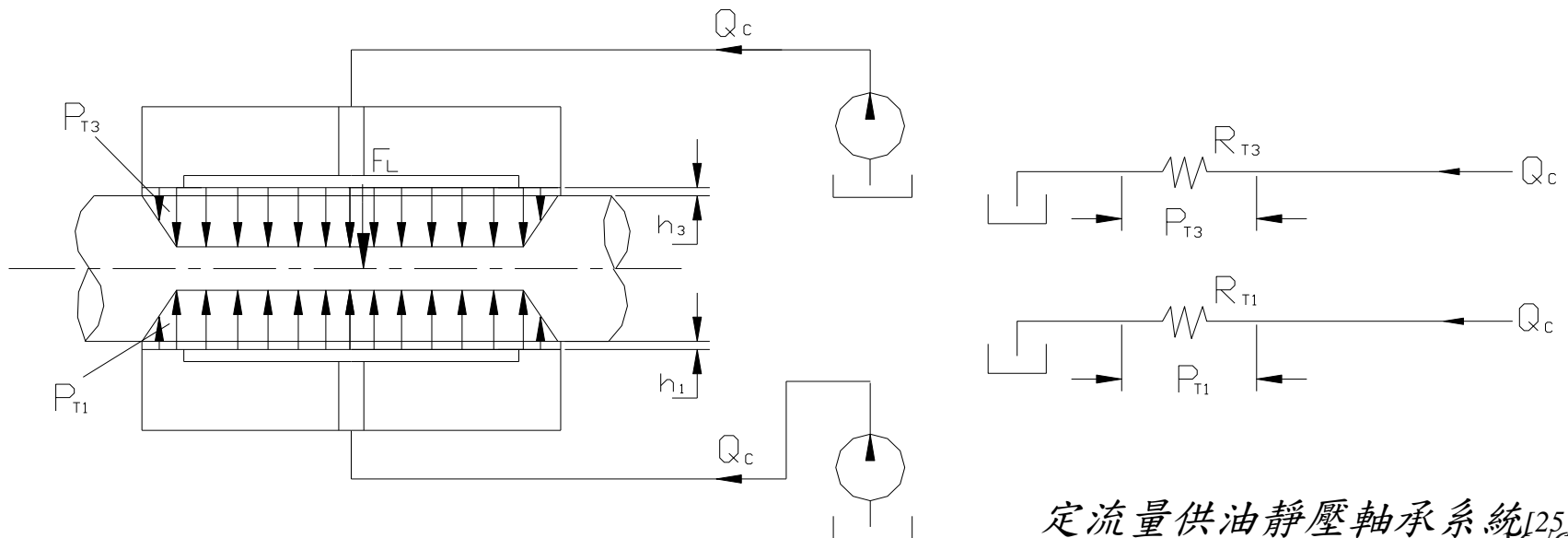
- 一個油泵供給所有的軸承油腔。
- 節流器調節油腔之壓力。
- 節流器容易因異物阻塞而影響軸承的性能。
- 系統較便宜且容易安裝使用。

定流量供油系統 ($Q=constant$)

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 ，則油室中的油液壓力 P_T ，取決於流量 Q ，及軸承油室間隙的液阻 R_T 。當油液為層流狀態時，其關係類似電學中的歐姆定律：

$$P_T = Q \times R_T$$

定流量供油系統能隨著油膜厚度的變化自動調節油室壓力以適應負載的變化，常用於如大型立式車床旋轉工作台等大型設備，但成本相當高。

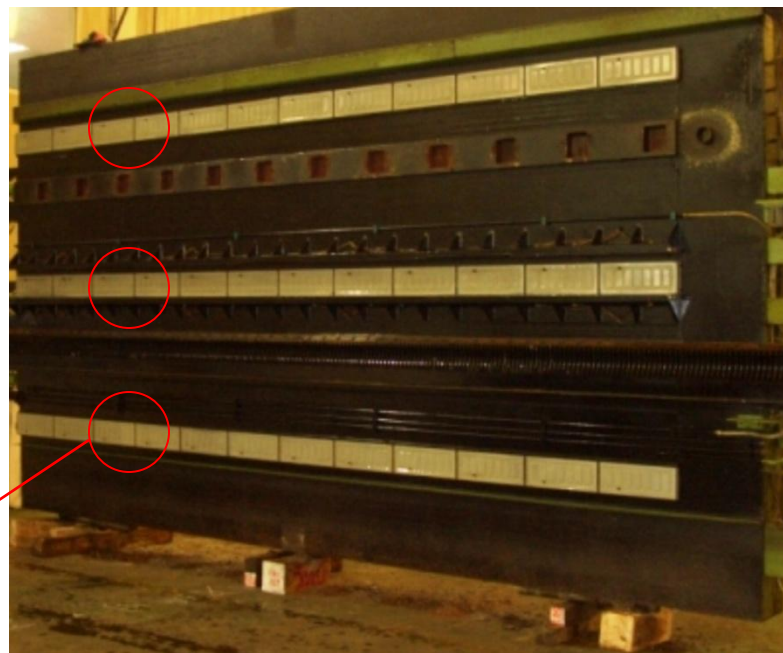


定流量供油靜壓軸承系統 [25]
16/69

恆流量供油靜壓導軌應用例

承載36T/100T之大型油靜壓導軌。

使用供油系統為恆流量供油系統，利用齒輪閥元件來達到流量固定的效果。



承載油室

大型油靜壓導軌示意圖

規格



出處：喬崑進網站
<http://www.visionwide-tech.com>

條件：

導軌寬度：175(mm)

導軌長度：10(m)

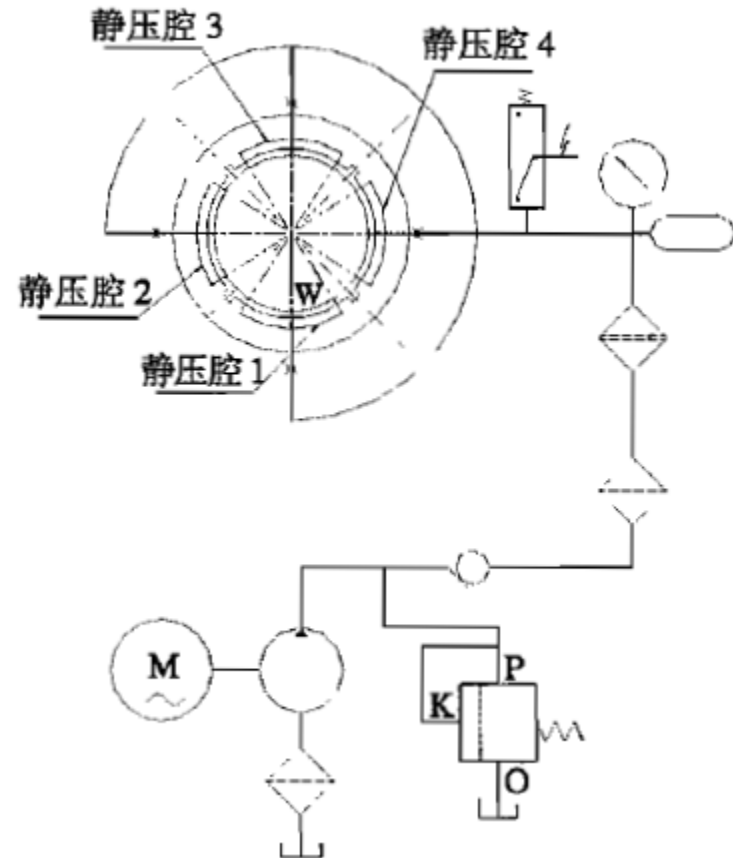
工作臺重量：50000(kg)

載重能力：100000(kg)

速度：10(m/min)

定壓力供油系統($P=constant$)

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。一般的液靜壓主軸系統設計，均採用此種供油系統。



定壓力供油靜壓軸承系統[32]

1. 液靜壓軸承簡介(節流器)

節流器的作用是使流體產生流動阻力以增加靜壓軸承的油膜剛度和穩定性，當進入油腔的油路中串連節流器後，油腔壓力 P_T 與油腔的液阻 R_T 及節流器的液阻 R_K 有如下關係(如圖所示)：

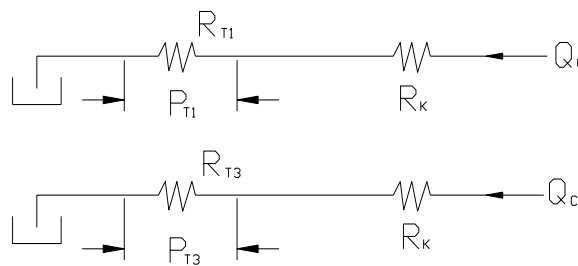
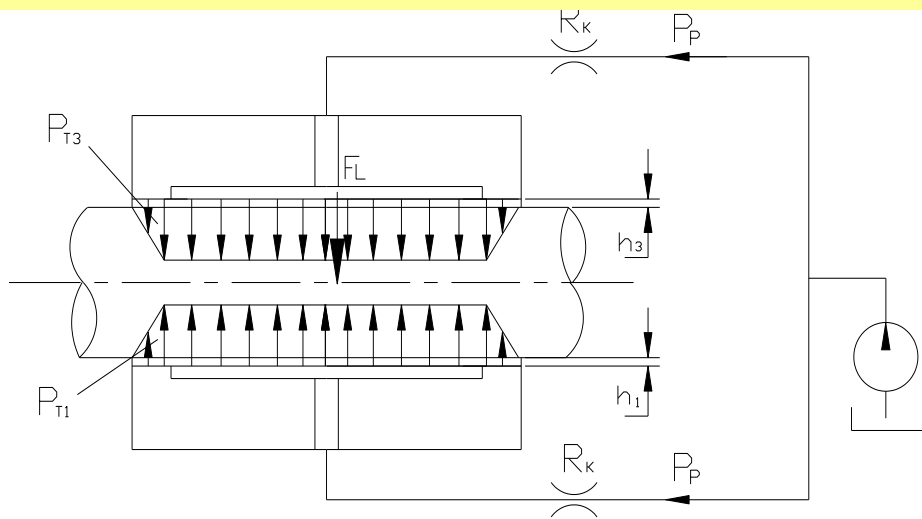
節流器的作用是：

- (1) 調節支承中各油墊(或各油腔)的油腔壓力，以適應各自的不同負載。
- (2) 使油膜具有一定的剛度，以適應負載的變化。

$$Q = \frac{P_p - 0}{R_k + R_T} = \frac{P_T - 0}{R_T}$$

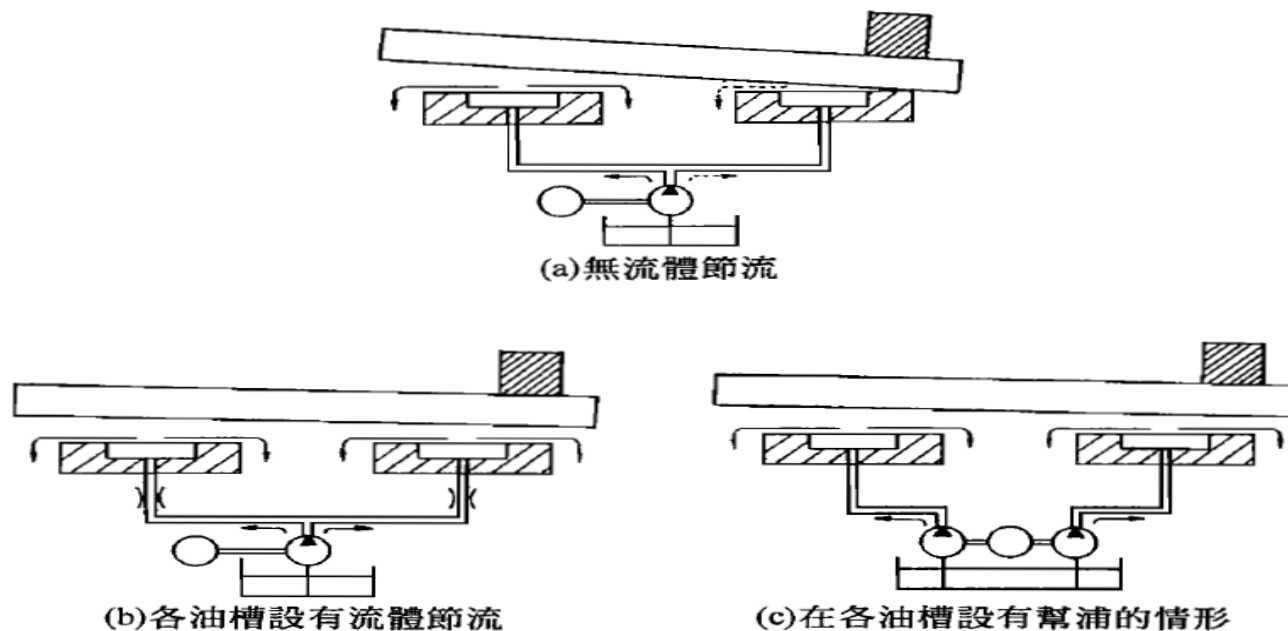
其中 P_p 為供油壓力

$$P_T = \frac{P_p \times R_T}{R_K + R_T}$$



定壓力供油系統[25]

有無配置節流器的影響^[31]



節流器的
功能^[31]

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。

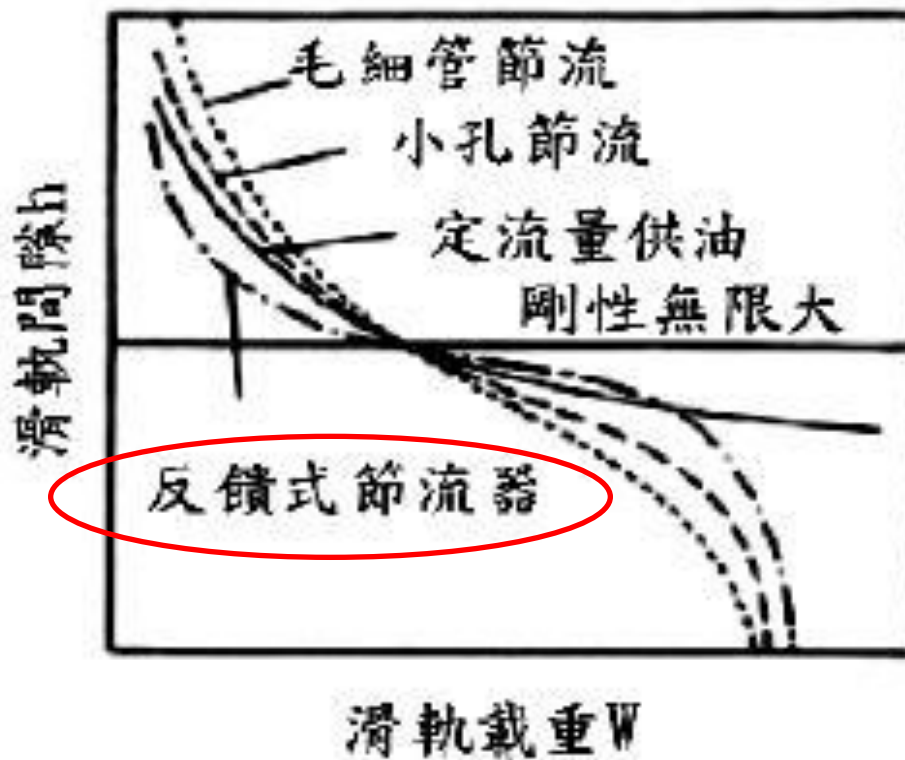
節流器可分為固定式節流器和可變式節流器兩種主要類型

◎固定節流器

1. 毛細管節流器
2. 小孔節流器
3. 溝槽式節流器
-

◎可變節流器

1. 薄膜反饋節流器
2. 滑閥反饋節流器
3. 流量閥節流器



採用不同作動型式節流器之軸承剛性比較[31]



◎固定節流器

固定節流器，其特點為節流器的液阻 R_K ，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。

◎可變節流器

可變節流器的液阻 R_K 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(*capillary resistor*)及滑閥反饋節流器 (*orifice resistor*)兩種。

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公式表示為

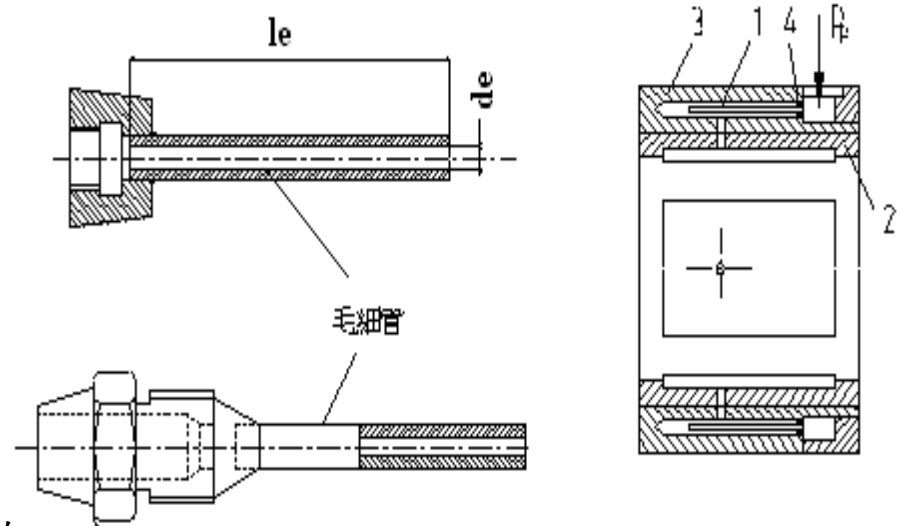
$$Q_k = \frac{\pi d_e^4 \Delta P}{128 \eta l_e} \quad R_K = \frac{8 \eta \times l_e}{\pi \times d_e^4}$$

式中 $\Delta P = (P_p - P_{T0})$ ， η 為動黏度係數

P_{T0} ：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走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。



(a) 黏接在管接點上

(b) 黏接在軸承襯套

1-毛細管

2-軸承

3-軸承襯套

4-環氧樹脂

毛細管節流器[36]

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:

$$Q_k = \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} cd \quad R_k = \frac{8\rho A_k}{cd^2 \pi^2 d_o^4}$$

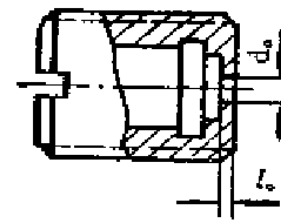
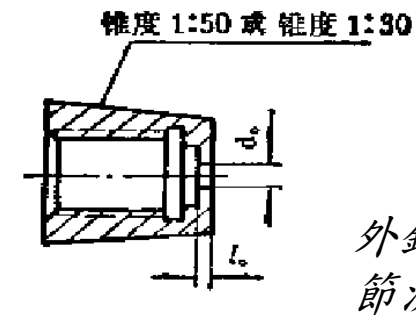
式中 cd : 為流量係數 ρ : 為流體密度
 ΔP : 為小孔二側壓力差, $\Delta P = (P_p - P_{T_o})$

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

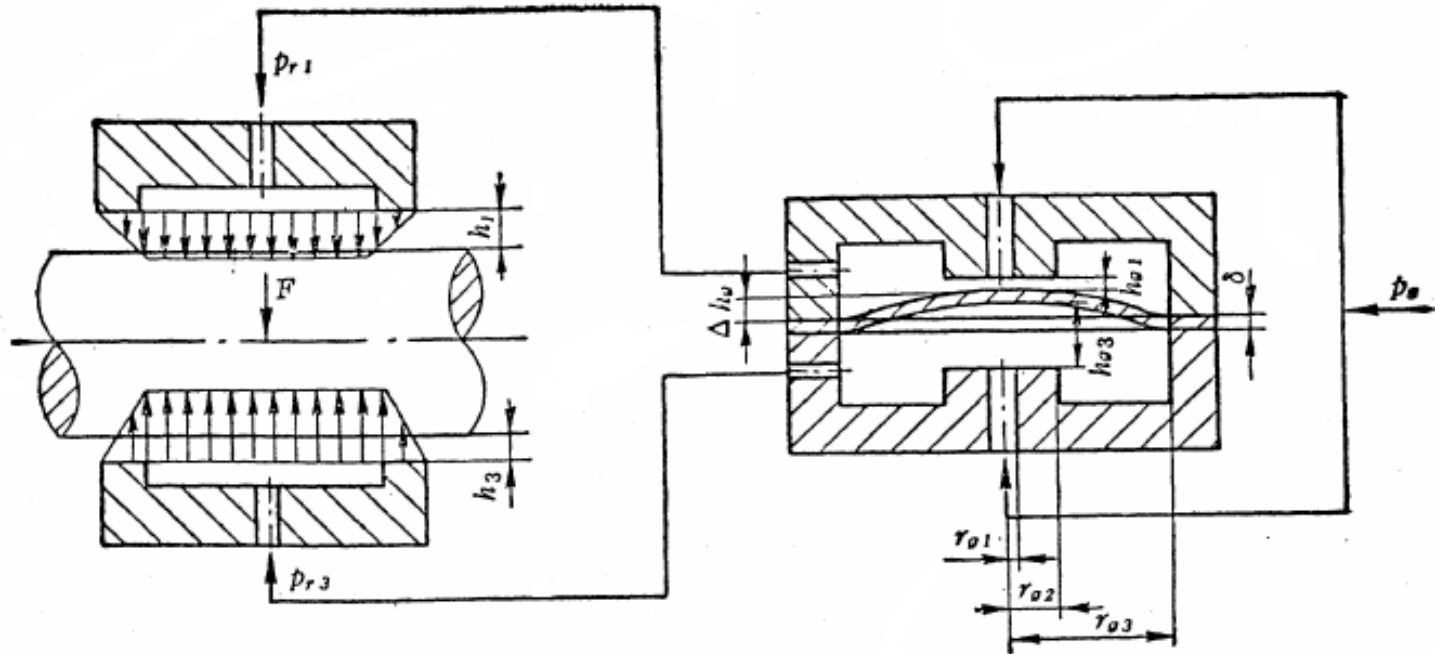
$$l_o \div 1 \sim 3(\text{mm})$$



小孔節流器[38]

薄膜反饋節流器

下圖所示的薄膜節流器是依靠由半徑為 $(r_{g2}-r_{g1})$ 的圓台所構成的環形面積，與厚度為 s 的彈性薄膜片間的縫隙凡實現節流的。按同一塊薄膜控制油腔的數目，可分為雙面薄膜節流器(圖a)和單面薄膜節流器。



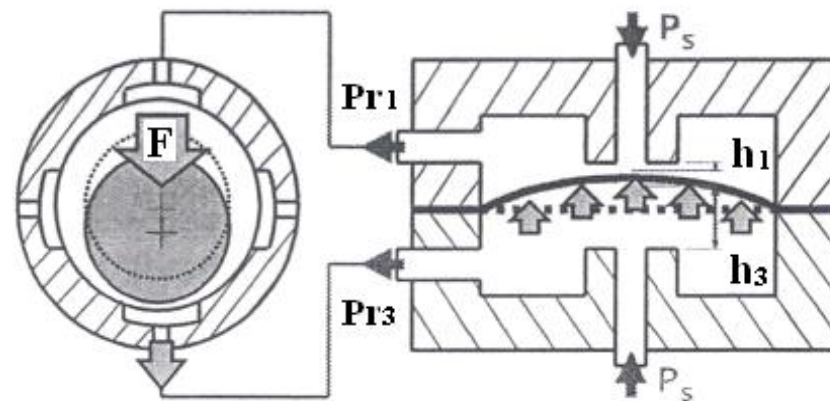
雙面薄膜節流器[37]

如上頁圖，當不受載荷 F 時，軸被浮在軸承的中心位置，上下油腔的壓力相等。由於軸承上、下油腔分別與節流器薄膜的兩面相通，故此時作用在薄膜兩面的壓力也相等，薄膜不變形，保持原始間隙 h_0 。當有一個向下的載荷 F 作用於軸上時，軸承下油腔壓力 P_{r3} 將增大，而上油腔壓力 P_{r1} ，將減小，這就引起了節流器薄膜兩面的壓力不相等，薄膜向上凸起，節流器的下面間隙 h_3 大於上面間隙 h_1 ，因此控制下油腔的節流器液阻減小，下油腔的壓力 P_{r3} 進一步增大。同理，上油腔的壓力 P_{r1} 進一步減小，軸又受到了一個向上的恢復力，使軸有回復原位的趨勢。這裏可能出現三種不同的狀態。

零位移: 在載荷作用下，軸能回到原始位置，這種狀態又稱無窮大剛度。

正位移: 軸在載荷作用方向上偏離原始位置，並在新的位置上穩定下來，通常稱正剛度。

負位移: 軸偏離原始位置的方向與載荷作用方向相反，最後也在新的位置上穩定下來，通常稱負剛度。

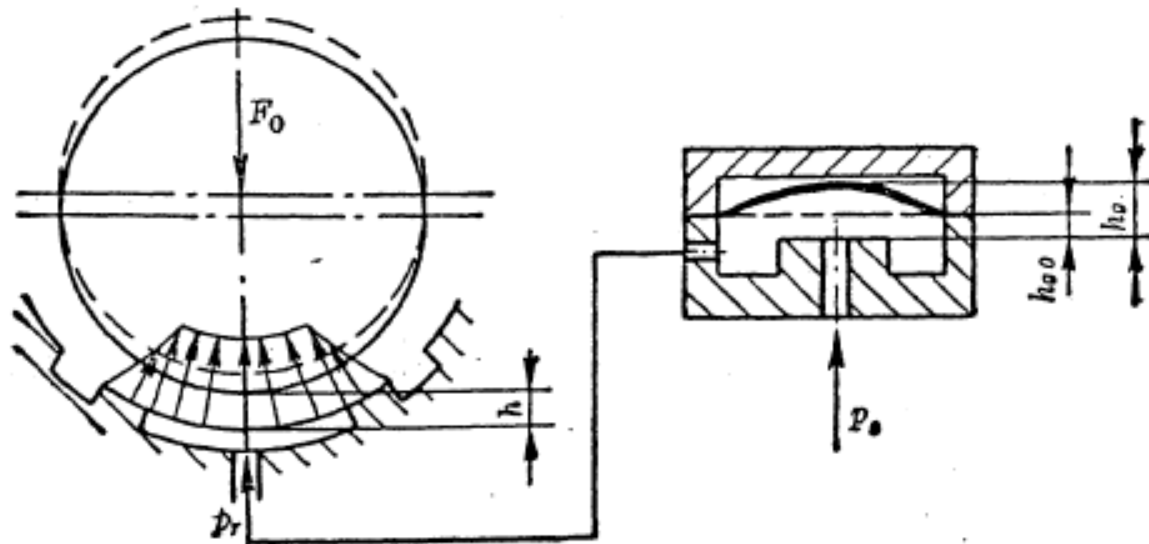


薄膜反饋節流器作動方式[30]

一般選擇雙面薄膜節流器的參數時，應使支承在零位移的狀態下工作。

單面薄膜節流器用來控制一個油腔，其工作原理與雙面薄膜節流器類似。
但由於薄膜的另一面沒有壓力，因此要考慮由於初始的油腔壓力而引起節流器間隙的變化。

由上述可知，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，并使軸有回復到原始位置的趨勢，因此亦稱為薄膜反饋節流器。



單面薄膜節流器[37]

薄膜反饋節流器應用例 (Hyprostatik)

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，並可針對客戶需求提供客制化設計服務。經該公司設計完成且目前在運轉中之液靜壓元件，估計已超過5000件以上，是目前世界上唯一專業替顧客設計靜壓主軸、滑軌與導螺桿的公司[s]。



Hyprostatik公司展示之油靜壓導螺桿

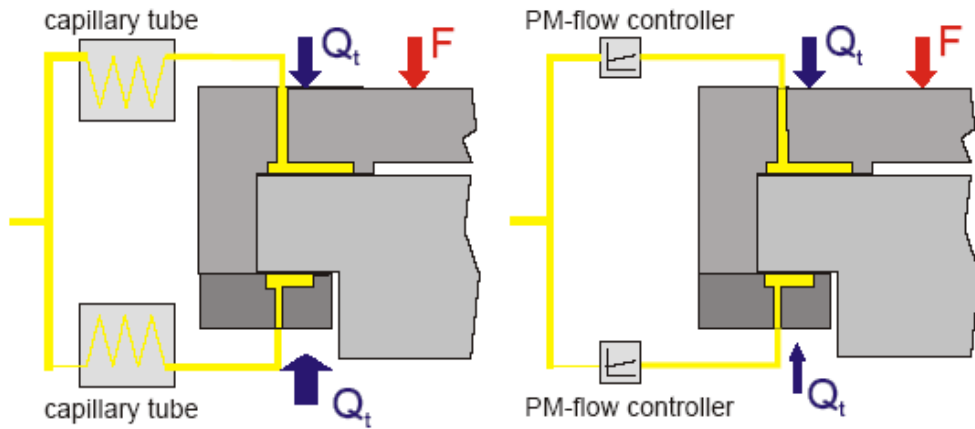


Hyprostatik公司展出的油靜壓模組產品

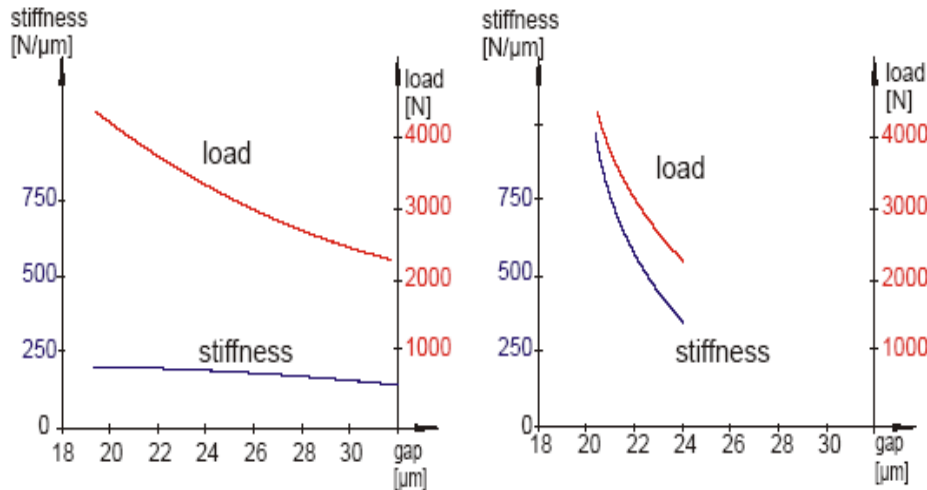


Hyprostatik公司展示之
油靜壓滑軌與導螺桿搭配平台

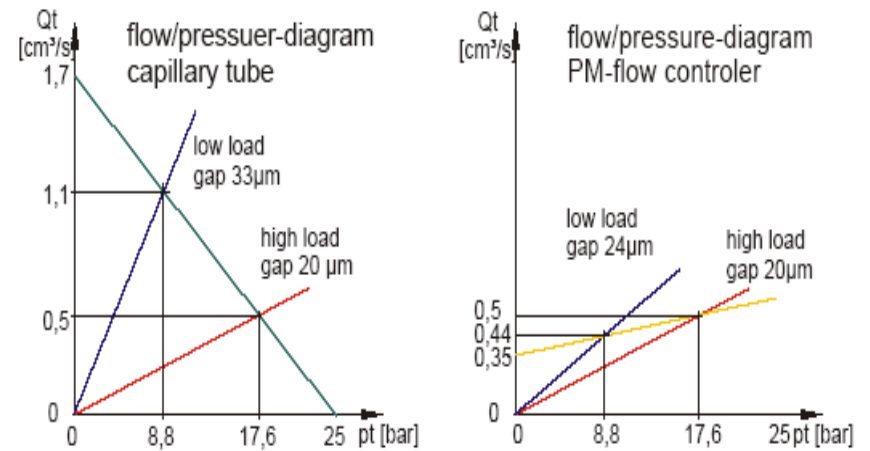
薄膜反饋式節流器和毛細管節流器示意圖 (如圖a)。相同負載下，使用流量壓力控制器可使剛性較毛細管提升4~5倍 (如圖b)；而且效率較高、潤滑油需求較少 (如圖c) [29,40]。



(a) 薄膜反饋式 (右) 與毛細管 (左) 示意圖



(b) 薄膜反饋式 (右) 較毛細管 (左) 剛性高



(c) 薄膜反饋式 (右) 潤滑油流量需求較毛細管 (左) 少

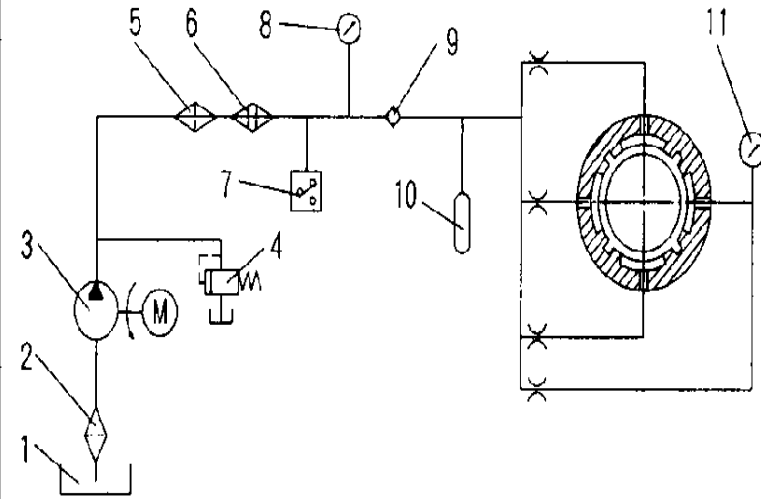
各種節流器的特點及應用

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	薄膜反饋節流器	滑閥反饋節流器
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	環形圓台 ($r_{g2} - r_{g1}$) 及間隙 h_g	滑閥與閥體的配合間隙 h_c 及長度 l_c
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	
油腔承載壓差形成條件	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載壓差，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		可與載荷同向(正位移)，反向(負位移)或不變(零位移)	
油膜剛度	較小		較大	
潤滑油的影響	潤滑油粘度變化對油膜剛度有影響		潤滑油的粘度變化對油膜剛度在層流狀況下無影響	
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精密設備(精密工具機導軌等)	重載或載荷變化範圍大的工具機或機械

1. 液靜壓軸承簡介(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

2. 具薄膜節流器之液靜壓系統設計、分析

PMC 執行部分

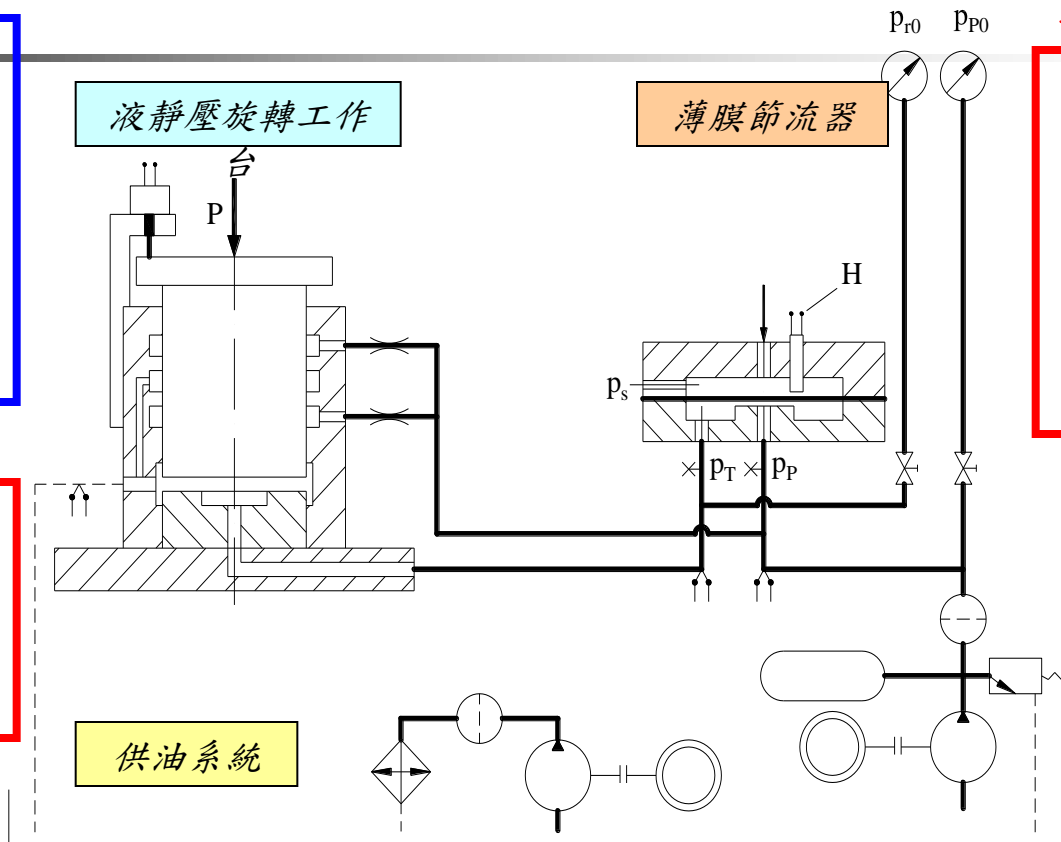
旋轉工作台：

1. 訂定設計規格
2. 設計分析
3. 加工製造
4. 組裝

彰師大執行部分

整體系統：

1. 靜態理論分析
2. 動態理論分析
3. 實驗結果驗證



彰師大執行部分

薄膜節流器：

1. 根據設計規格
2. 關鍵參數的計算
3. 設計製造
4. 搭配系統
5. 實驗分析

液靜壓系統工作原理：

液靜壓系統是將具有一定壓力的潤滑油液經節流器輸送到導軌面的油腔，形成承載油膜，利用油膜壓力來支撐載重。

專利分析(1/2)

編號	專利名稱	專利號碼/申請日期
1	ELASTICALLY SUPPORTED SELF-COMPENSATING FLOW RESTRICTORS FOR OPTIMIZING HYDROSTATIC BEARING PERFORMANCE	US5484208 May.9,1994
2	INHERENT VARIABLE FLUID RESTRICTOR	US4710035 Jun.16,1986
3	FLOW RESTRICTOR	US4522533 Jun.22,1983
4	RESTRICTOR FOR A BEARING POCKET IN A HYDROSTATIC BEARING	US4232913 Nov.20,1978
5	AUTOMATICALLY CONTROLLED HYDROSTATIC BEARING	US3785707 Oct.29,1971
6	OUTLET RESTRICTOR HYDROSTATIC BEARING	US3765732 Oct.16,1973
7	MEMBRANE TYPE FLUID FLOW REGULATOR FOR A HYDROSTATIC BEARING	US3758175 Feb.28,1972
8	FLUID FLOW REGULATOR FOR HYDROSTATIC BEARING PADS	US3741231 Jan.12,1972
9	HYDROSTATIC BEARING	US3650580 June.10,1970
10	HYDROSTATIC BEARING	US3619016 Sep.9,1969

11	RADIAL PISTON PUMP/MOTOR	JP4086378 1992-03-18
12	CONTROL DEVICE OF STATIC PRESSURE BEARING	JP62204014 1987-09-08
13	FLUID BEARING	JP6050341 1994-02-22
14	STATIC PRESSURE BEARING	JP5018418 1993-01-26
15	複合型薄膜節流器 COMPOSITE THIN FILM THROTTLE	TWM369483U1 2009-07-14
16	複合毛細管之薄膜節流器 MEMBRANE-TYPE RESTRICTOR COMPOUNDED BY CAPILLARY TUBE	200742726 2006-05-11
17	可變毛細溝槽薄膜節流器	200717211 2005-10-28
18	可置換式調整節流參數之薄膜節流器 THE REPLACEABLE TYPE FOR ADJUSTING RESTRICTION PARAMETER OF MEMBRANE RESTRICTOR	200935202 2008-02-01
19	高剛性多腔反饋靜壓軸承	CN2851705Y 2005-11-25
20	磨床的拼塊式薄膜節流靜壓導軌結構	CN101318311A 2008-07-03

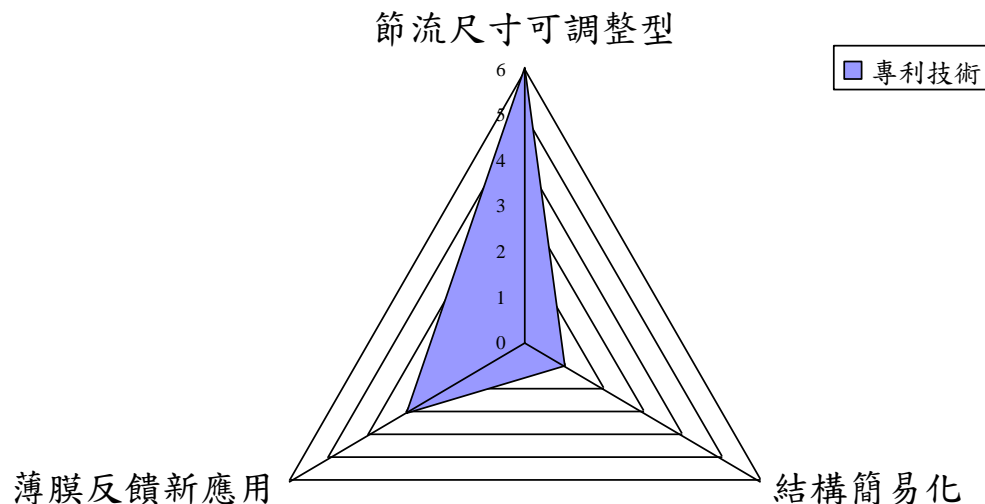
搜尋到20篇的節流器相關專利，黃底的部份為可變節流器相關之專利。

專利分析(2/2)

- 在此次「薄膜節流器」專利蒐集分析中，以美國專利資料庫、歐洲專利局與中華民國專利公報資料庫作為搜尋專利資料的工具，搜尋近年來國內外節流器，而專利發表的地區與公司則不設限，以期能夠搜尋出更多有用的專利資料。
- 搜尋到20篇中並挑出12篇與可變節流器相關的專利文獻進行分析表及雷達圖的建立。

搜尋公司	不限
搜尋地區	不限
搜尋年份	1990-2009
搜尋語言	英文、中文
資料庫名稱	1. 美國專利商標局 (USPTO) 2. 歐洲專利局 (European Patent Office) 3. 中華民國專利公報資料庫
關鍵字	Membrane Compensated Membrane Restrictor Thin Film Restrictor Hydrostatic Restrictor 薄膜節流器 節流器

專利蒐集分析的背景設定



薄膜節流器技術/功效雷達圖

薄膜節流器簡易設計流程(1/10)

1. 確定**最大載荷**(額定載荷) W
2. 確定節流器及油腔的各部**結構尺寸**
3. 確定**軸墊間隙** h_0

4. 選定**液阻比**、**壓力比**、**薄膜控制係數** C_D
5. 確定**進油壓力** P_s 。

6. 計算出空載時薄膜與凸台平面的**間隙** h_{c0}
7. 計算出**薄膜厚度** H
8. 計算出軸墊的**油膜剛度** S

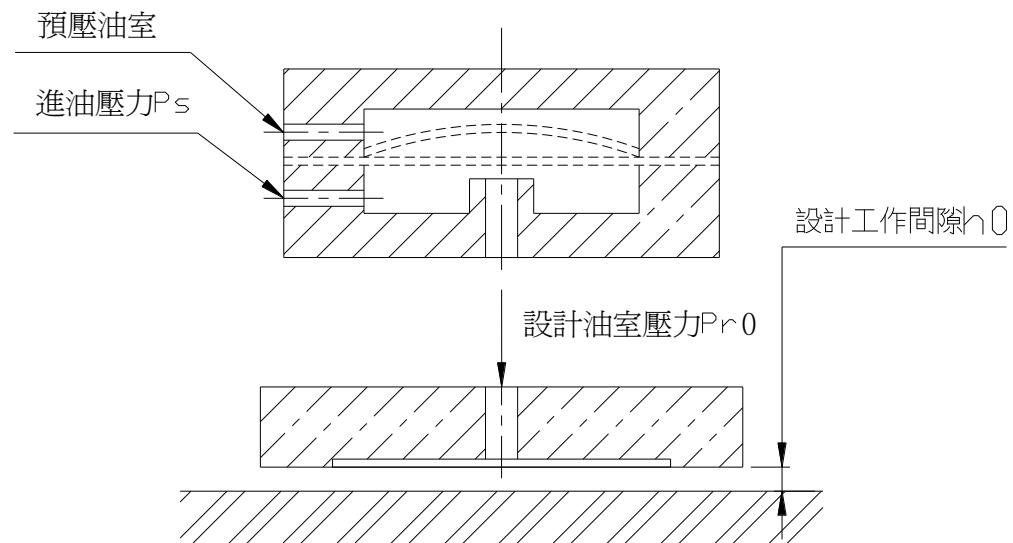


圖1.1 薄膜節流之平面軸墊示意圖

薄膜節流器簡易設計流程(2/10)

1. 確定最大載荷(額定載荷) W
2. 確定節流器及油腔的各部結構尺寸
3. 確定軸墊間隙 h_0

4. 選定液阻比、壓力比、薄膜控制係數 C_D
5. 確定進油壓力 P_s 。

6. 計算出空載時薄膜與凸台平面的間隙 h_{c0}
7. 計算出薄膜厚度 H
8. 計算出軸墊的油膜剛度 S

- 藉由公式理論，推導出薄膜節流器的相關參數值，再利用matlab繪製出壓力比和間隙比的關係圖。可藉由關係圖來選定出較好的液阻比、壓力比進行設計上的運算。

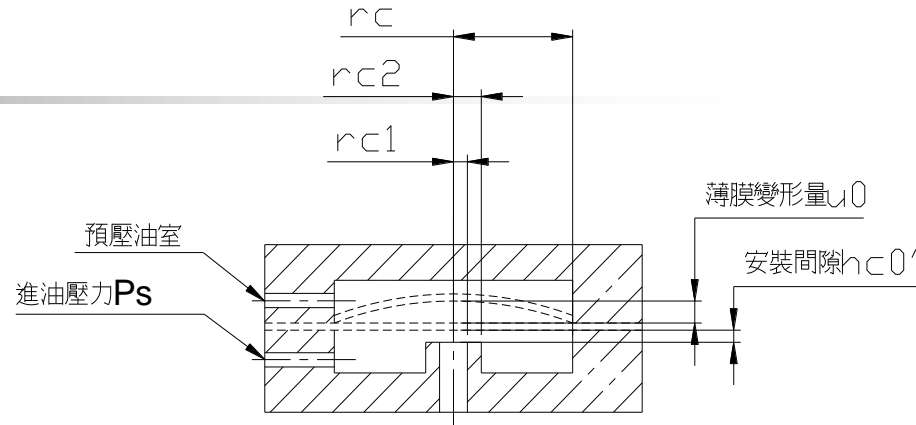
1. 薄膜節流器液阻公式

$$R_{c0} = \frac{P_s - P_{r0}}{Q} = \frac{6 \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}}}{\pi h_{c0}^3}$$

薄膜節流器簡易設計流程(3/10)

2. 平面軸墊液阻公式

$$R_{h0} = \frac{P_{r0}}{Q} = \frac{6}{h_0^3 \left(\frac{L+l}{B-b} + \frac{B+b}{L-l} \right)}$$



3. 薄膜節流器與全腔式軸承液阻比

圖1.2 薄膜節流器結構尺寸

$$\lambda_0 = \frac{R_{c0}}{R_{h0}} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{L+l}{B-b} + \frac{B+b}{L-l} \right) \ln \frac{r_{c2}}{r_{c1}} \left(\frac{h_0}{h_{c0}} \right)^3 = C \left(\frac{h_0}{h_{c0}} \right)^3$$

也可以表示 $h_{c0} = \frac{h_0}{\sqrt[3]{\frac{\lambda_0}{C}}}$ 或是 $\frac{P_s - P_{r0}}{P_{r0}} = C \left(\frac{h_0}{h_{c0}} \right)^3$

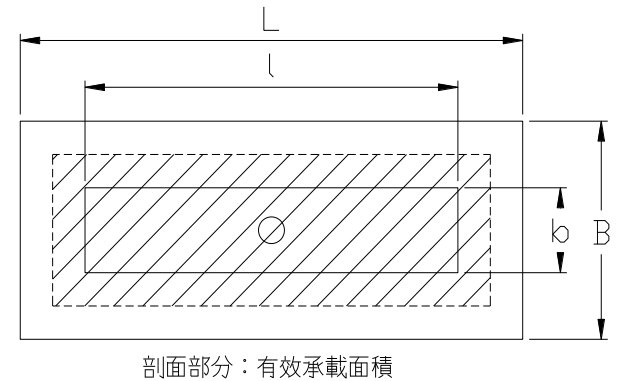


圖1.3 油室結構尺寸

薄膜節流器簡易設計流程(4/10)

4. 工作狀態下的油腔壓力

$$P_r = P_s \bar{P} = \frac{P_s}{1 + C \left(\frac{h}{h_c} \right)^3}$$

5. 工作狀態下的液阻比

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{h}{h_0} \right)^3 \left(\frac{h_{c0}}{h_c} \right)^3$$

6. 薄膜變形量計算公式

$$u = \frac{12(r_c^2 - r_{c1}^2)^2}{64E\delta^3} (P_r - P_{r0}) = K(P_r - P_{r0})$$

u = 薄膜平均變形量

K = 薄膜變形係數

P_{r0} = 設計狀態下的油腔壓力

P_r = 工作狀態下的油腔壓力

薄膜節流器簡易設計流程(5/10)

7. 工作狀態和設計狀態下的薄膜間隙 h_c 和 h_{c0}

(1) 工作狀態的薄膜間隙

$$h_c = h_{c0} + u = h_{c0} + K(P_r - P_{r0}) \quad \text{或} \quad \frac{h_c}{h_{c0}} = 1 + \frac{K(P_r - P_{r0})}{h_{c0}}$$

註：節流器未進壓力油前，薄膜處於平直狀態，裝配間隙為 h'_{c0} 。當油腔的設計壓力為 P_{r0} ，薄膜就已經凸起一個值 u_0 ，所以設計狀態的薄膜間隙公式如下。

(2) 設計狀態的薄膜間隙

$$h_{c0} = h'_{c0} + u_0 = h'_{c0} + K(P_{r0} - 0)$$

所以薄膜變形係數 K 也可以表示

$$K = \frac{h_{c0} - h'_{c0}}{P_{r0}}$$

薄膜節流器簡易設計流程(6/10)

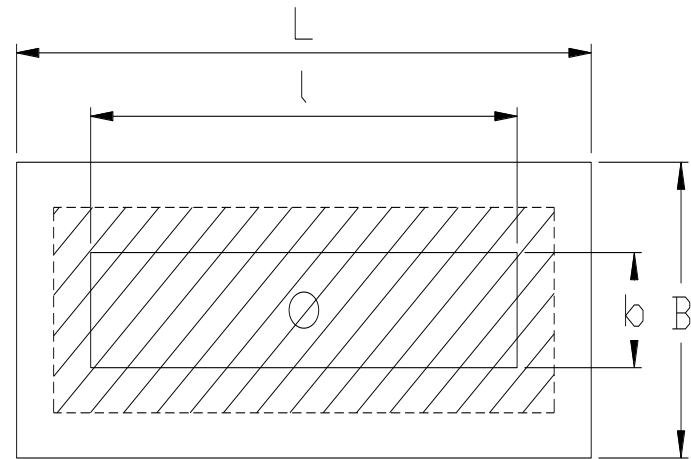
8. 工作狀態下的油膜厚度 h

$$h = C_c \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{1+\lambda} - \frac{1}{1+\lambda_0} \right) \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^{1/3} \quad h_0 = C_c \left(\frac{1}{C_c} + \bar{P} - \bar{P}_0 \right) \left(\frac{\bar{P}_0(1-\bar{P})}{\bar{P}(1-\bar{P}_0)} \right)^{1/3} h_0$$

$C_c =$ 薄膜控制係數

9. 全腔式軸承承載力

$$W = P_r A_e = \frac{P_s A_e}{1 + \lambda_0 \left(\frac{h}{h_0} \right)^3 \left(\frac{h_{c0}}{h_c} \right)^3}$$



剖面部分：有效承載面積

$A_e =$ 有效承載面積

軸墊油腔的有效承載面積： $A_b = \frac{1}{4}(L+l)(B+b)$

10. 油膜剛度 S

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

化簡後可以得到下式

$$S_0 = \frac{3P_s A_e \lambda_0}{h_0 \left[(1 + \lambda_0)^2 - 3C_c \lambda_0 \right]} = \frac{3P_s A_e \bar{P}_0 (1 - \bar{P}_0)}{h_0 \left[1 - C_c \bar{P}_0 (1 - \bar{P}_0) \right]}$$

要讓設計剛度 S_0 為無限大，必須使上式分母為零，
整理後可以得到無限大剛度時的 C_c 為：

$$C_c = \frac{1}{3\bar{P}_0(1 - \bar{P}_0)} = \frac{(1 + \lambda_0)^2}{3\lambda_0} = \left(\frac{KP_s}{h_{c0}} \right)_{s \rightarrow \infty}$$

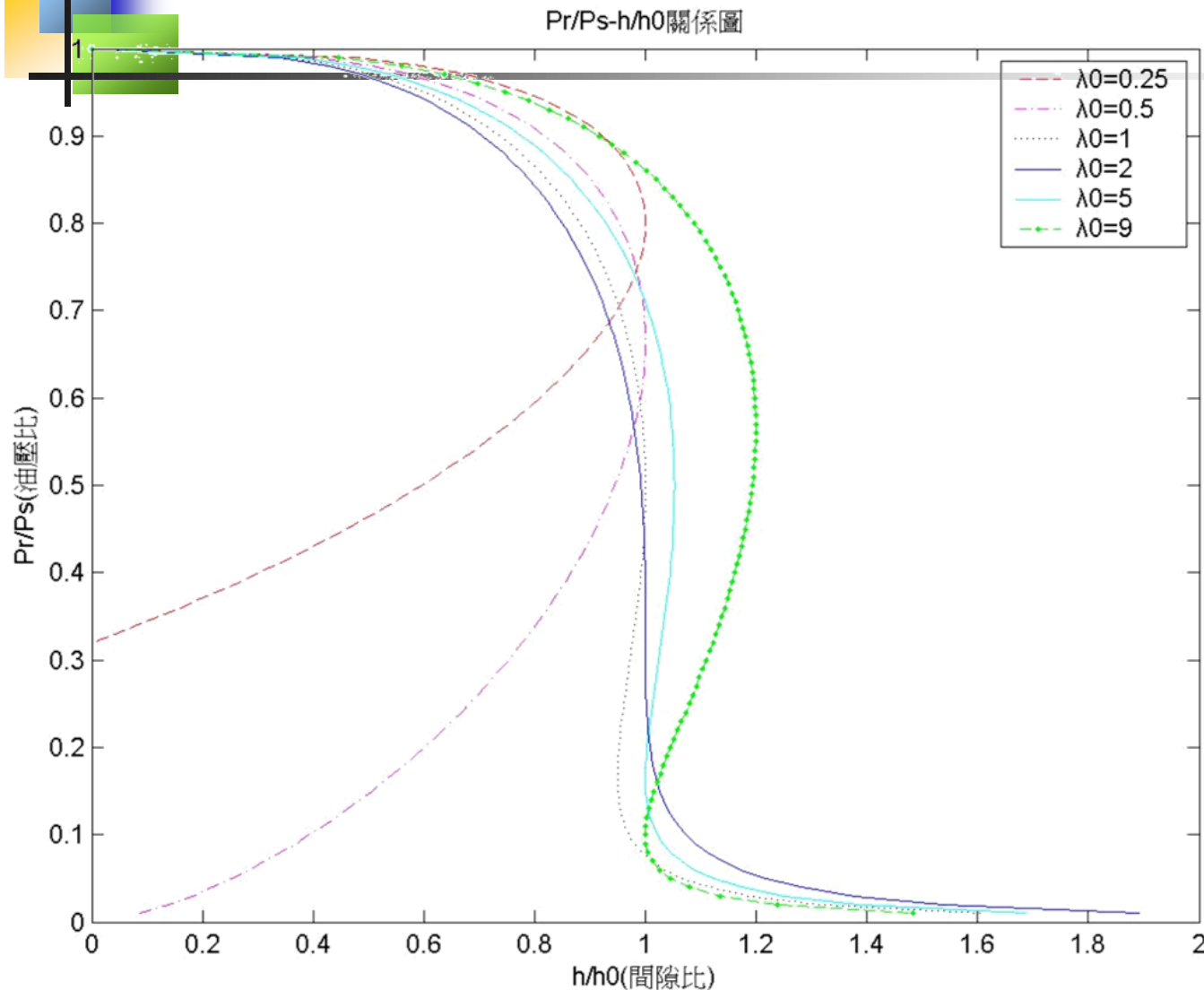
薄膜節流器簡易設計流程(8/10)

將無限大剛度 C_c 公式代入工作狀態下的油膜厚度 h 公式，可得到以下公式。

$$\frac{h}{h_0} = \frac{(1 + \lambda_0)^2}{3\lambda_0} \left[\frac{p_r}{p_s} + \frac{3\lambda_0}{(1 + \lambda_0)^2} - \frac{1}{1 + \lambda_0} \right] \left(\frac{\frac{p_s}{p_r} - 1}{\lambda_0} \right)^{1/3}$$

上列公式，給定一個 λ_0 或是 $\frac{P_r}{P_s}$ 值，便可以在座標圖上畫出一條 $\frac{P_r}{P_s}$ 與 $\frac{h}{h_0}$ 相應的曲線（壓力比與間隙比關係圖）。

薄膜節流器簡易設計流程(9/10)



液阻比分別為：
液阻比=0.25
液阻比=0.5
液阻比=1
液阻比=2
液阻比=5
液阻比=9

- 液阻比為2
壓力比為0.33
最接近剛性無限大。

圖1.4 壓力比與間隙比關係圖

薄膜節流器簡易設計流程(10/10)

1. 確定最大載荷(額定載荷) W
2. 確定節流器及油腔的各部結構尺寸
3. 確定軸墊間隙 h_0

4. 選定液阻比、壓力比、薄膜控制係數 C_D
5. 確定進油壓力 P_s 。

6. 計算出空載時薄膜與凸台平面的間隙 h_{c0}
7. 計算出薄膜厚度 H
8. 計算出軸墊的油膜剛度 S

(1) 節流間隙 h_{c0}

$$h_0 = h_{c0} \sqrt[3]{\frac{1 - \bar{p}_0}{\bar{p}_0 C}} = h_{c0} \sqrt[3]{\frac{\lambda_0}{C}}$$

$$\lambda_0 = \text{液阻比} \quad C = \text{結構參數} \quad \bar{p}_0 = \text{壓力比}$$

(2) 薄膜厚度 H

$$H = \sqrt[3]{\frac{3(r_{c0}^2 - r_{c1}^2)^2 \cdot (1 - m^2)}{16KE}}$$

K = 薄膜變形係數 m = 薄膜材料浦松比

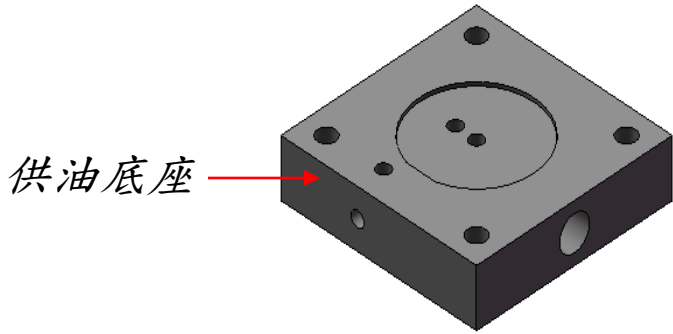
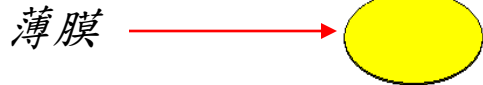
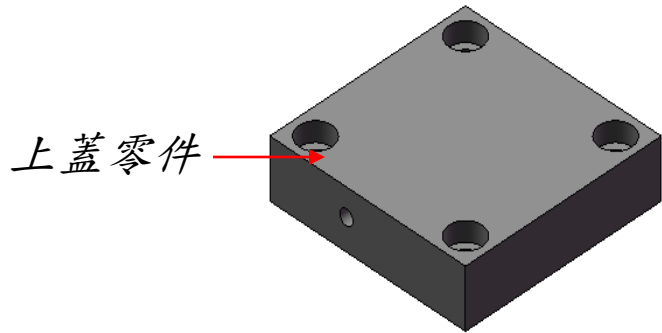
E = 薄膜材料彈性模數

(3) 油膜剛度 S

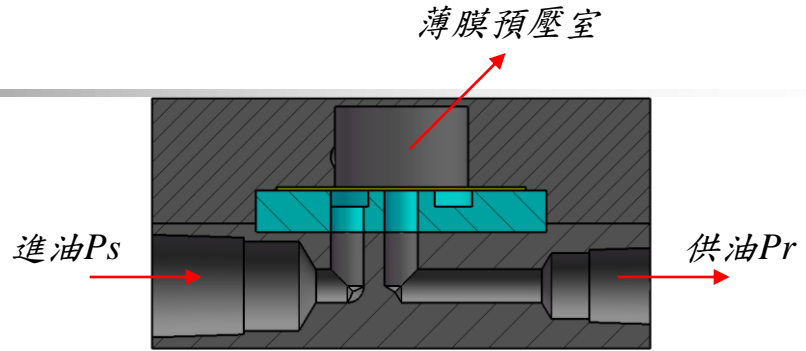
$$S = \frac{3P_s A_e \left(\frac{1 - \bar{P}_0}{\bar{P}_0}\right)^{1/3} \left(\frac{1 - \bar{P}}{\bar{P}}\right)^{2/3}}{C_D h_0 \left[\frac{3(1 - \bar{P})}{\bar{P}} - \left(\frac{1}{C_D} + \bar{P} - \bar{P}_0\right) \frac{1}{\bar{P}^2} \right]}$$

結構形式(1)

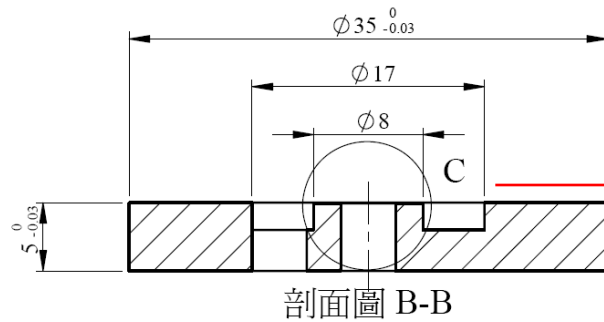
◎形式



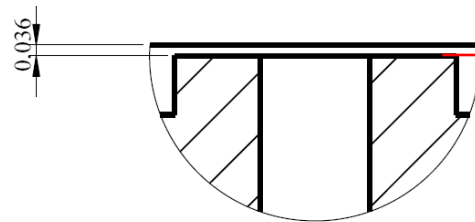
薄膜節流器-形式一爆炸圖



薄膜節流器-形式一剖面圖



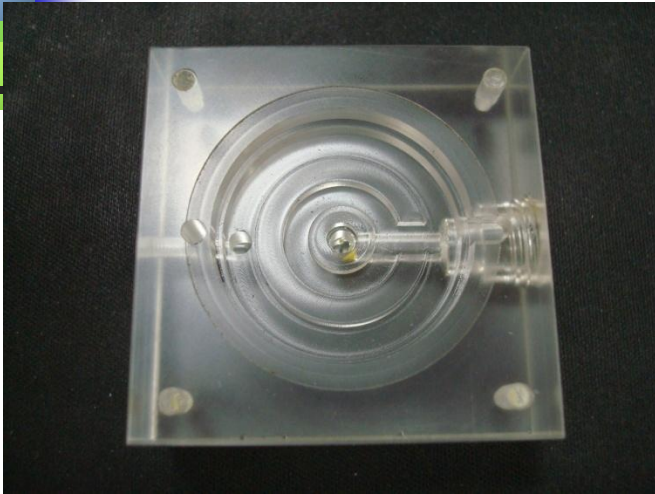
節流本體
結構尺寸



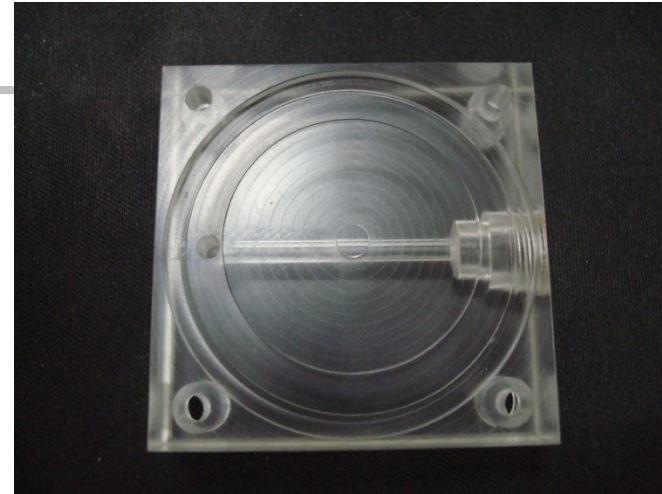
根據工程計算
所得知的最佳
間隙尺寸。

細部放大圖 C
比例 4:1

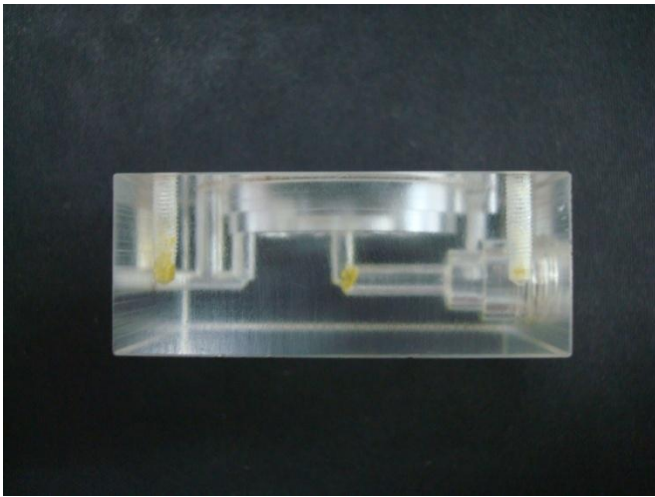
結構形式(2)



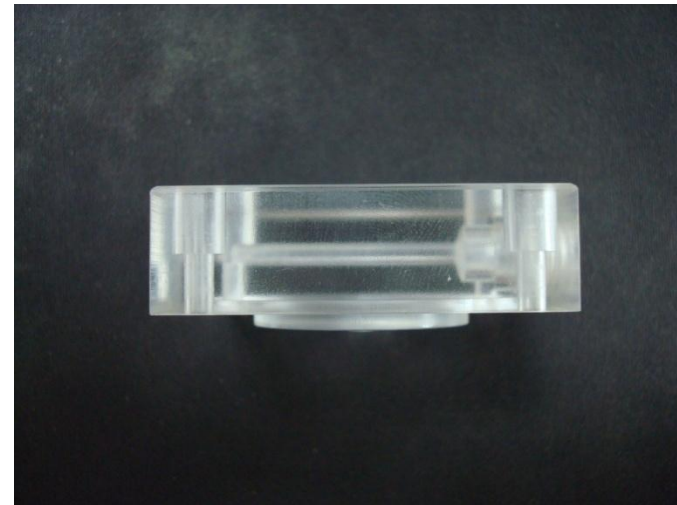
(A)



(A)



(B)



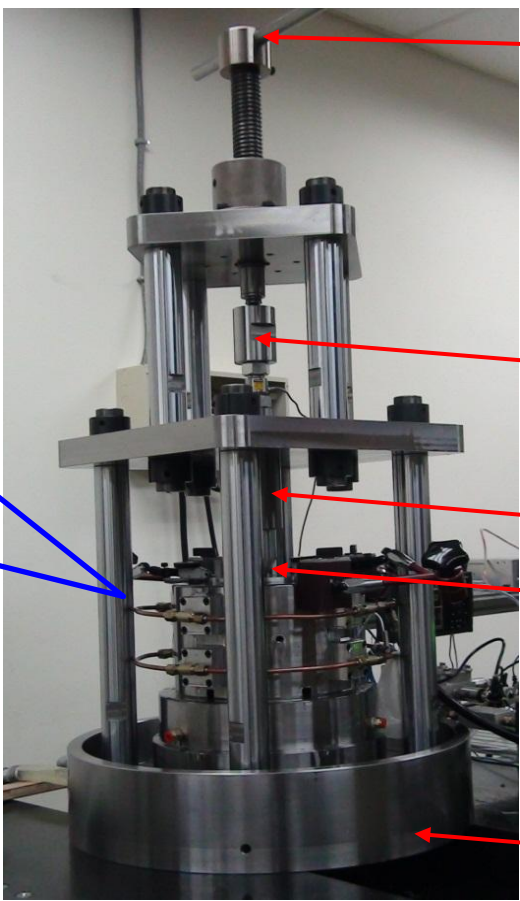
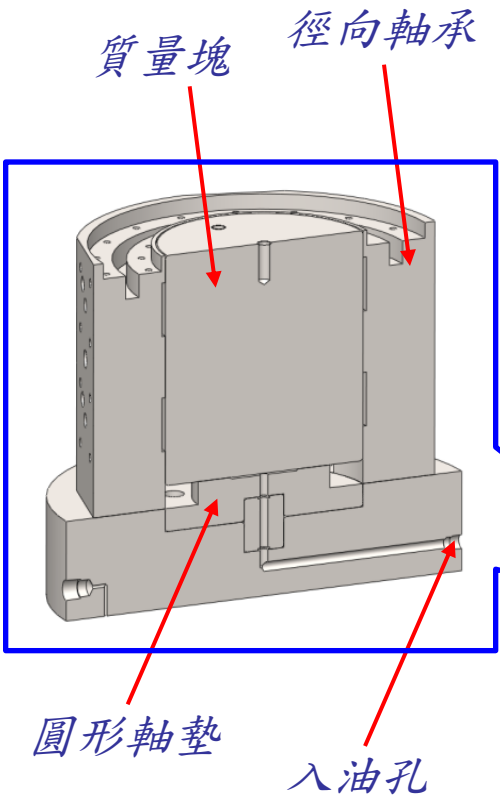
(B)

薄膜節流器之節流台

薄膜節流器之供油零件

3. 液靜壓圓形軸墊靜態理論分析與測試

實驗台



液靜壓實驗測試台整體示意圖

3. 液靜壓圓形軸墊靜態理論分析與測試

3.1 液靜壓軸承理論

雷諾方程式

有限差分基礎理論

流量連續方程

3.2 液靜壓圓形軸墊性能分析

圓形平面軸墊有限差分分析

圓形平面軸墊分析結果

薄膜節流之圓形軸墊性能分析

薄膜節流之圓形軸墊性能分析結果與討論

3.3 薄膜節流之圓形軸墊性能靜態性能測試

薄膜節流之液靜壓實驗台

實驗設備介紹

實驗測試結果

雷諾方程式

設計液靜壓軸承時，需針對軸承的**承載能力、剛性、流量**等性能進行分析，而油膜性能特性與軸承間內的壓力分佈有關。要求得壓力分佈，需從液靜壓軸承的基礎方程式著手，本文將求解描述壓力分佈之雷諾方程式，以得到以上相關特性。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ & = 6 \frac{\partial(\rho h(U_a - U_b))}{\partial x} + 6 \frac{\partial(\rho h(W_a + W_b))}{\partial x} + 12\rho(V_b - V_a) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (2)$$



有限差分基礎理論

確定液靜壓平面圓形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。

$$A \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + C \frac{\partial p}{\partial x} + D \frac{\partial p}{\partial z} = E \quad (3)$$

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)中，則偏微分方程式可轉換成差分的標準表示式，如式(4)所示：

$$P_{i,j} = CEP_{i+1,j} + CWP_{i-1,j} + CNP_{i,j+1} + CSP_{i,j-1} + G \quad (4)$$

其中，標準式各項係數代表：

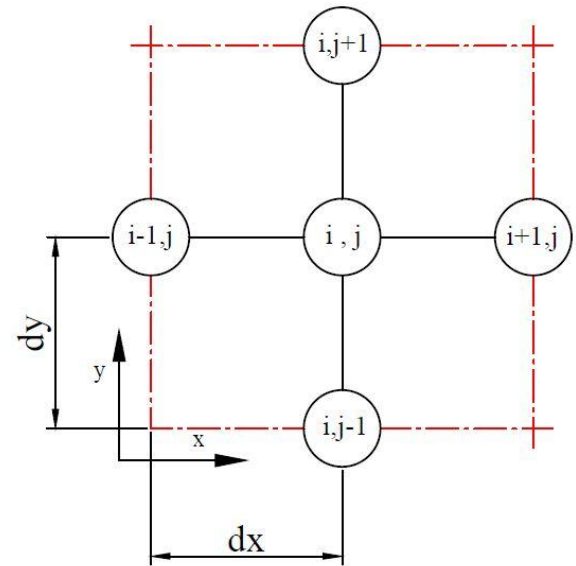
$$P_{i,j} = CEP_{i+1,j} + CWP_{i-1,j} + CNP_{i,j+1} + CSP_{i,j-1} + G$$

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

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

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

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

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。

$$\bar{F}_{i,j}^{(r+1)} = \lambda \bar{F}_{i,j}^{(r+1)} + (1-\lambda) \bar{F}_{i,j}^{(r)} \quad (5)$$

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。

$$\frac{\sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^N |\bar{F}_{i,j}^{(r+1)} - \bar{F}_{i,j}^{(r)}|}{\sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^N |\bar{F}_{i,j}^{(r+1)}|} \leq \rho_c \quad (6)$$

3.2 液靜壓圓形軸墊性能分析

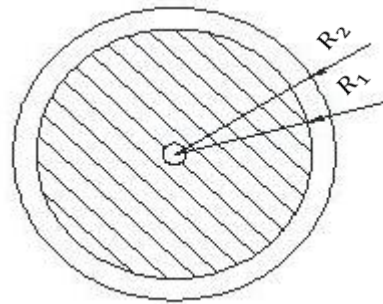
有限差分

一般直角座標方程式如下式(7)，液靜壓實驗台系統之承載部分為圓形軸墊，圓形軸墊屬於極座標形式，在雷諾方程式可表示如式(8)。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3 r}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 0 \quad (8)$$

配合液靜壓平面圓形軸墊之邊界條件，其邊界條件表示式如下圖所示。所以從下圖可得知邊界條件，其表示為：

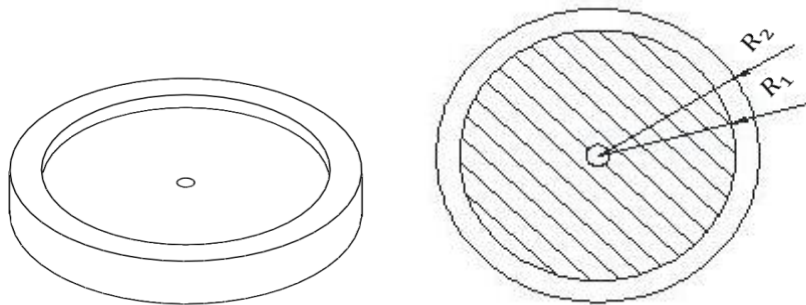


$$\begin{cases} r = R_1, P = P_r \\ r = R_2, P = 0 \end{cases}$$

圓形軸墊幾何尺寸與邊界條件

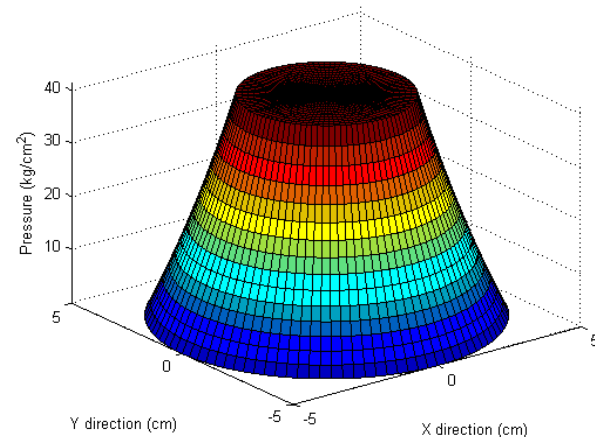
3-2-2圓形平面軸墊分析結果

為確保本研究所使用的計算程式是否合理可靠，以文獻[13]驗證其正確性。左圖為圓形軸墊結構尺寸，其相關參數為：油腔內圓半徑 $R_1 = 25\text{mm}$ 、油腔外圓半徑 $R_2 = 50\text{mm}$ 、承載力 $F_L = 17.8\text{kN}$ 、油液之黏度 $\eta = 0.08\text{Ns/m}^2$ 、油膜厚度(軸墊間隙) $h_0 = 25\mu\text{m}$ 。




剖面部份為油腔

軸墊尺寸示意圖



壓力分佈圖

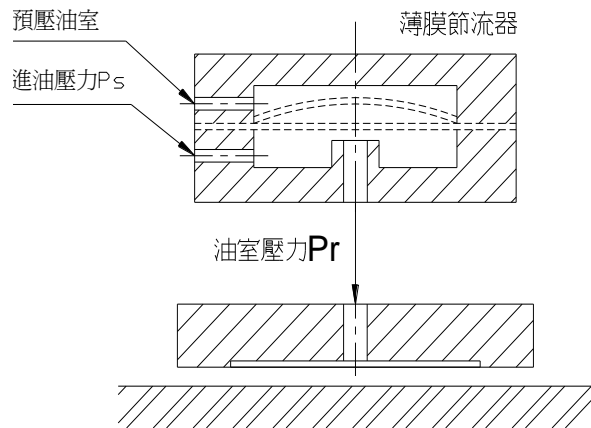


使用中心差分法求解雷諾方程式並計算出軸承的壓力分佈後，再利用辛普森積分法與力平衡方程式，便可計算出軸墊的承載力與流量，計算所得的結果與文獻[13]之計算結果相互比較。

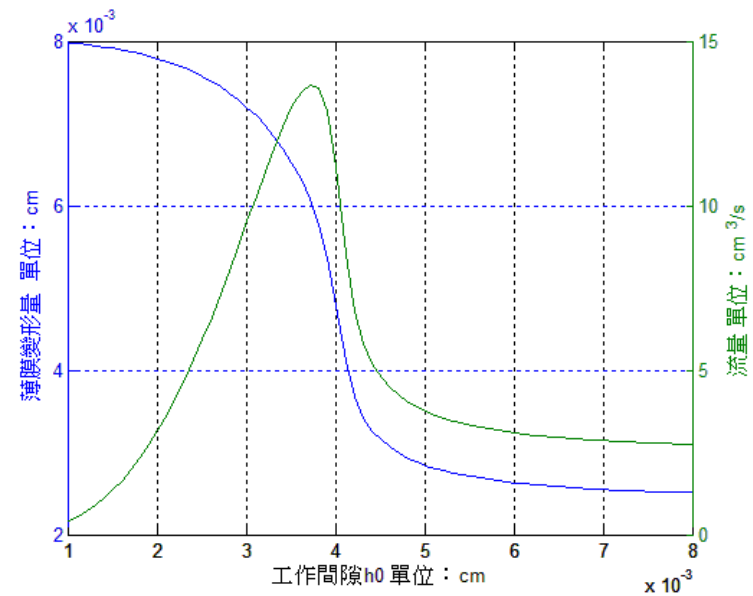
液靜壓圓形軸墊計算結果比較表

	有限差分求解	參考文獻[13]	誤差
承載力FL(kN)	17.6	17.8	0.5%
油腔壓力 P_r (MPa)	4.102	4.189	2%
流量 Q (m^3/s)	0.576×10^{-6}	0.618×10^{-6}	6%

利用在**不同軸墊間隙**的情況下進行計算，可得到不同之**節流間隙**，如左圖，可驗證本分析程式之薄膜作動趨勢是正確的

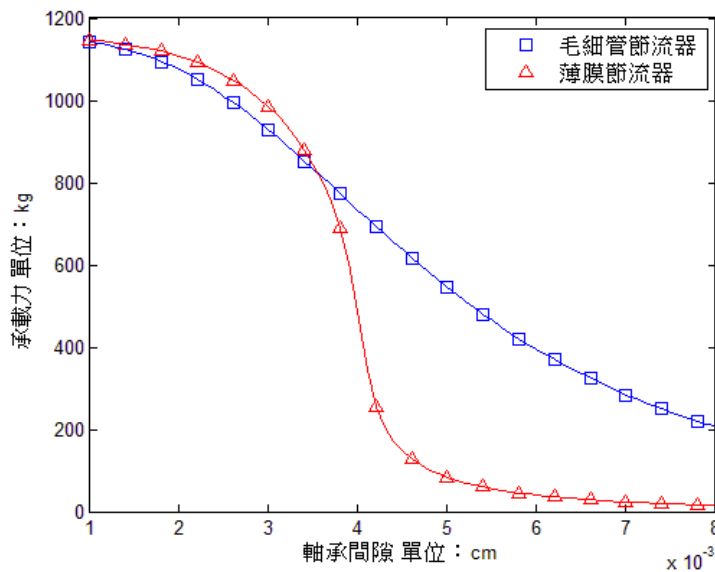


薄膜節流之矩形軸墊示意圖

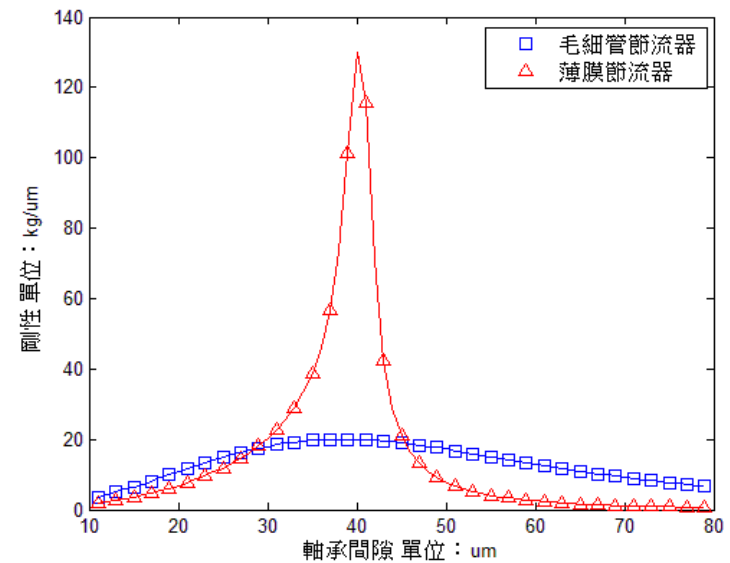


薄膜變形量與流量關係圖


在相同軸墊尺寸下、設計供油壓力及油液種類之條件下，探討不同節流器在軸墊間隙的剛性變化，由左圖可知，其薄膜會因油腔壓力變化而調整阻抗，使得軸墊間隙變化較小，因此剛性較好(右圖)，而此部分驗證文獻所述之薄膜節流器具有較大剛性。



毛細管節流與薄膜節流承载力關係圖



毛細管節流與薄膜節流剛性關係圖



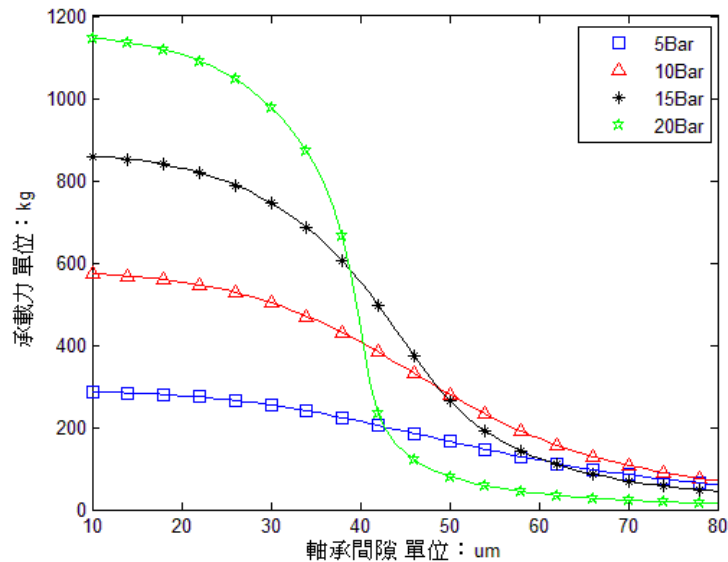
在確認圓形軸墊分析程式後，可依據不同設計條件下進行性能分析，影響性能相關參數如表所示，而針對薄膜節流器相關參數進行探討如下：

靜態分析相關參數設定

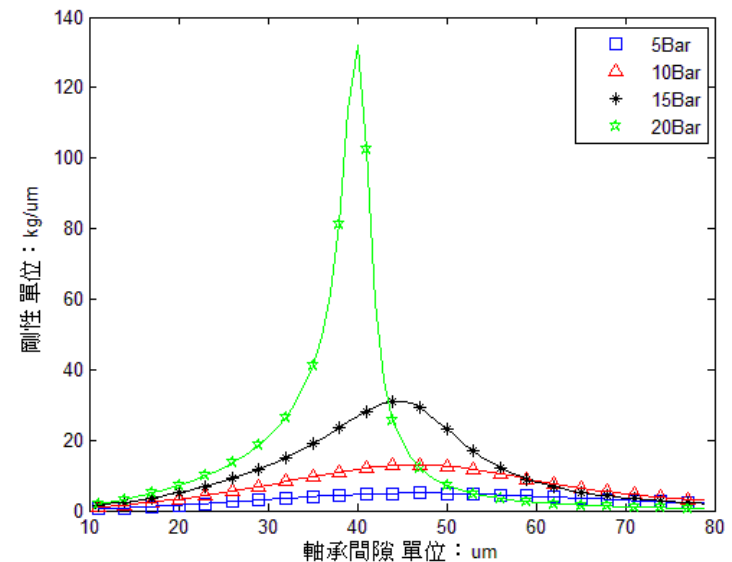
參數種類	固定值	變動值
供油壓力 P_S (bar)	20	5、10、15、20
節流台間隙 h_{c0} (μm)	80	80、90、100、110、120
薄膜厚度 T (mm)	0.3	0.3、0.4、0.5、0.6、0.7
油液種類(VG)	10	2、10、22、32、68
油腔內徑 R_1 (mm)	35	35、30、25、20、15

3-2-1 選用不同供油壓力

採用供油壓力 $P_S = 20bar$ 時，其軸墊間隙 $80\mu m$ 之初始承載力較低($14.5kg$)，若採用較低之供油壓力則可使初始承載力提高。其主要原因是薄膜節流器供油預壓後，使得薄膜不在原本節流台間隙位置，受較大供油壓力影響，薄膜變形量較大(向下 $55\mu m$)，所以節流間隙較小($25\mu m$)，初始流量較為其他供油壓力小，因此承載力較為不佳。

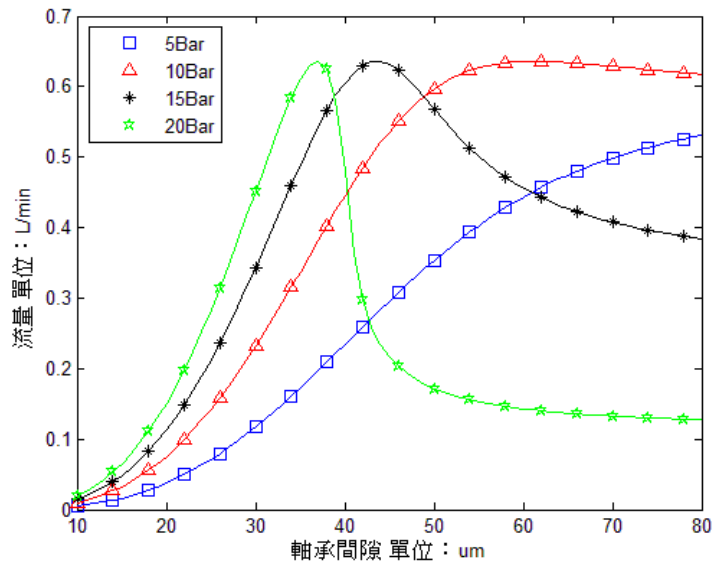


供油壓力-軸墊間隙與乘載力關係圖

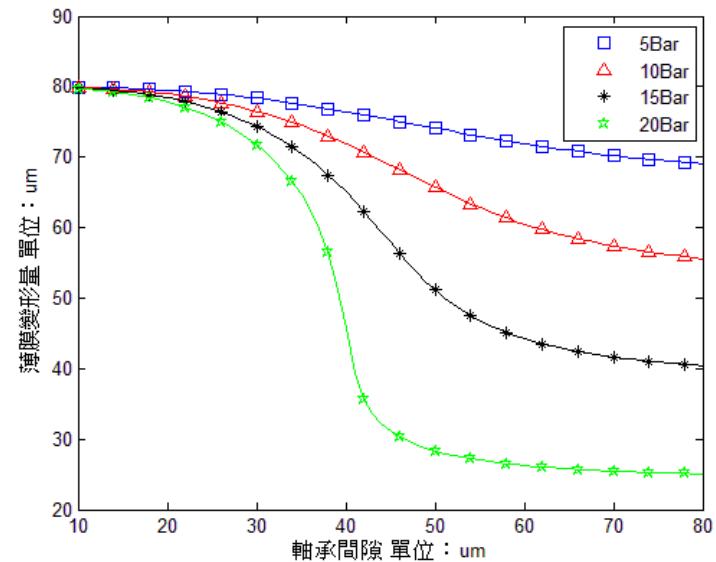


供油壓力-軸墊間隙與剛性關係圖

但隨著軸墊間隙變小，在軸墊間隙 $50\mu\text{m}$ 時，薄膜受軸墊間隙變化的影響，油腔壓力會慢慢上升，使其薄膜變形量向上變形進而反饋流量，可發現在 $40\mu\text{m}$ 剛性可達 $132\text{kg}/\mu\text{m}$ 。故選用薄膜節流器之供油壓力須針對軸承本身所需的承載力作設計，以免發生剛性不足的情況發生。



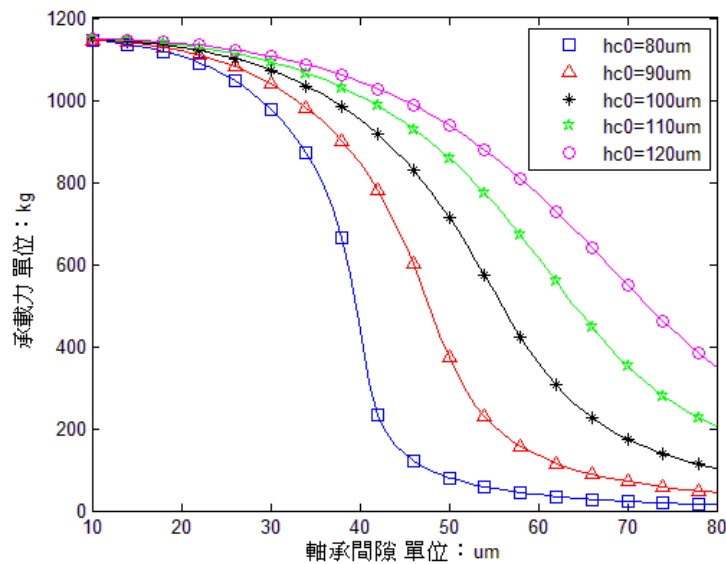
供油壓力-軸墊間隙與流量關係圖



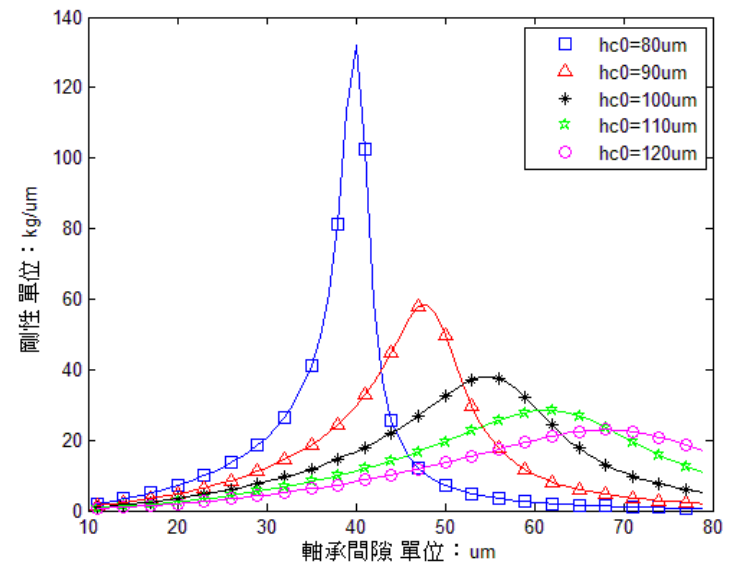
供油壓力-軸墊間隙與薄膜變形量關係圖

3.2.2 改變節流台間隙之影響

改變節流台間隙之影響，如左圖所示，軸墊間隙 $80\mu m$ ，不同節流台間隙時之承載力為 14.5 、 43.7 、 102.3 、 204.2 、 350.1 kg ，有著隨著節流台間隙越小承載力越小的趨勢，主要因節流台間隙較小時通過流量越少。

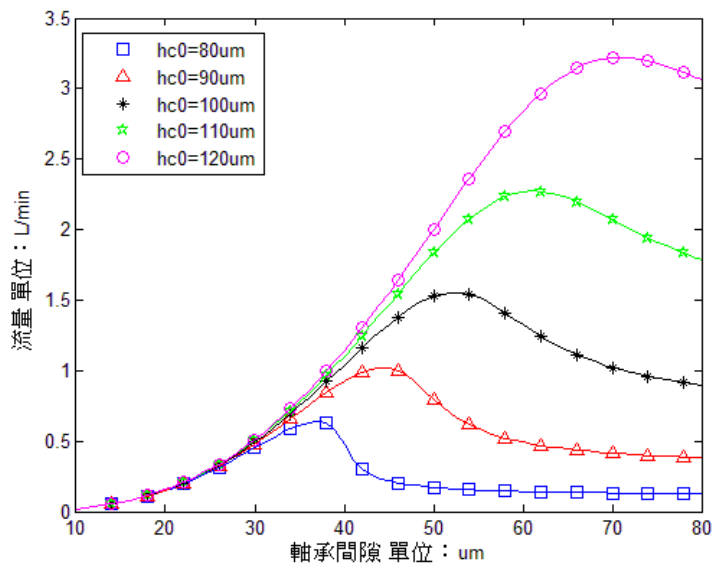


節流台間隙-軸墊間隙與承載力關係圖

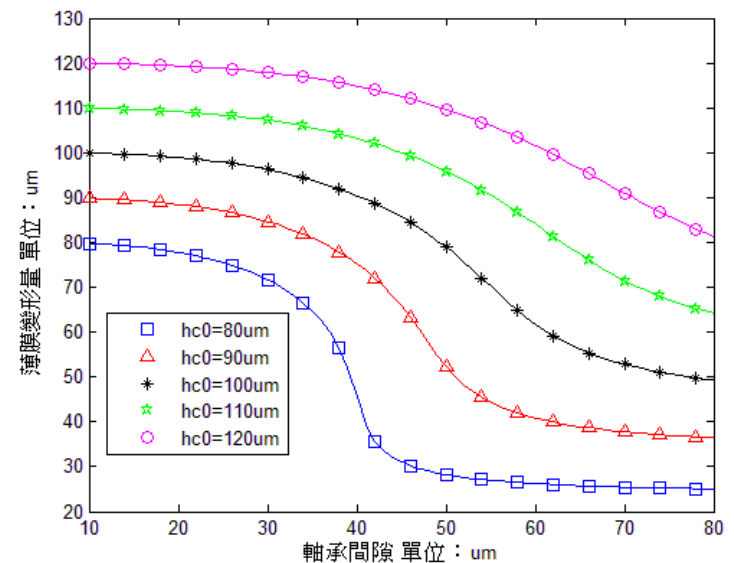


節流台間隙-軸墊間隙與剛性關係圖

剛性變化則隨著節流台間隙變大而往右遞減，最大剛性值發生在軸墊間隙 $40\mu\text{m}$ 、薄膜變形量 $46\mu\text{m}$ (右圖)，由上述可知採用小的節流台間隙($80\mu\text{m}$)時，可獲較小的流量變化和較大剛性。若間隙過小可能會使高壓油液不易通過環狀節流台，在設計時須注意。



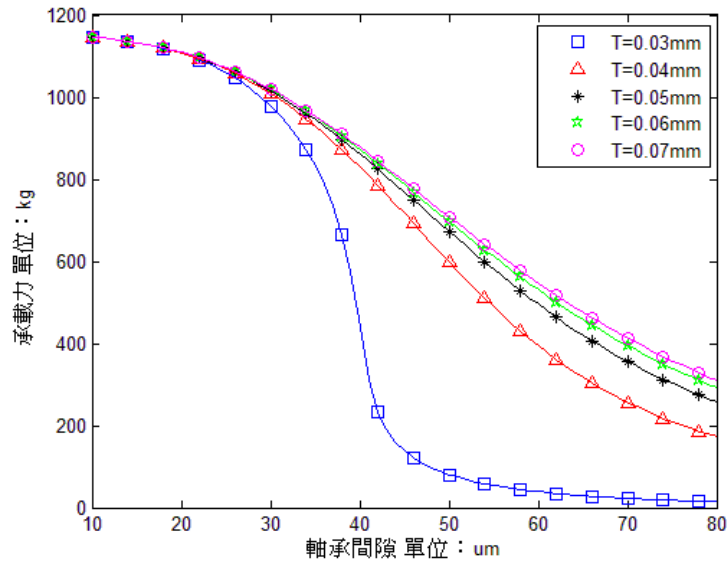
節流台間隙-軸墊間隙與流量關係圖



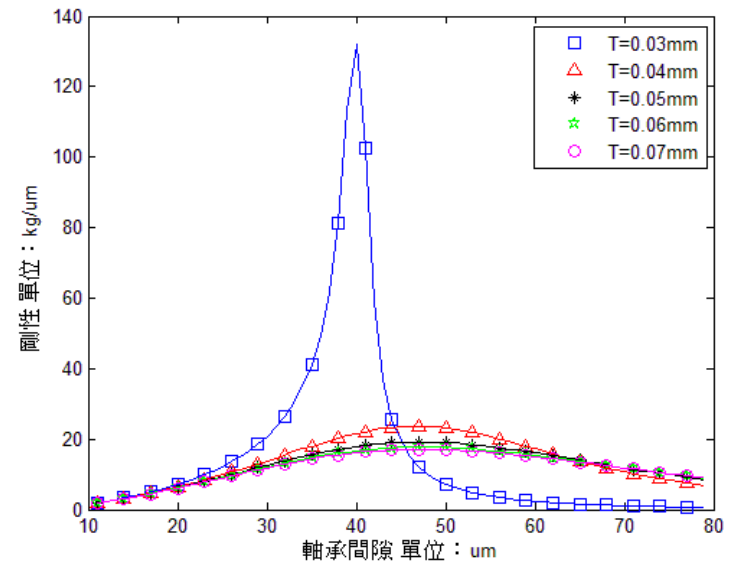
節流台間隙-軸墊間隙與薄膜變形量關係圖

3.2.3 改變薄膜厚度之影響

改變薄膜厚度之影響，如圖所示，軸墊間隙 $80\ \mu\text{m}$ 使用較厚薄膜 ($T > 0.03$) 之承載力在 $200\sim 400\ \text{kg}$ 區間；較薄之薄膜因預壓使得薄膜變化較為劇烈，所以承載力為 $14.5\ \text{kg}$ 。

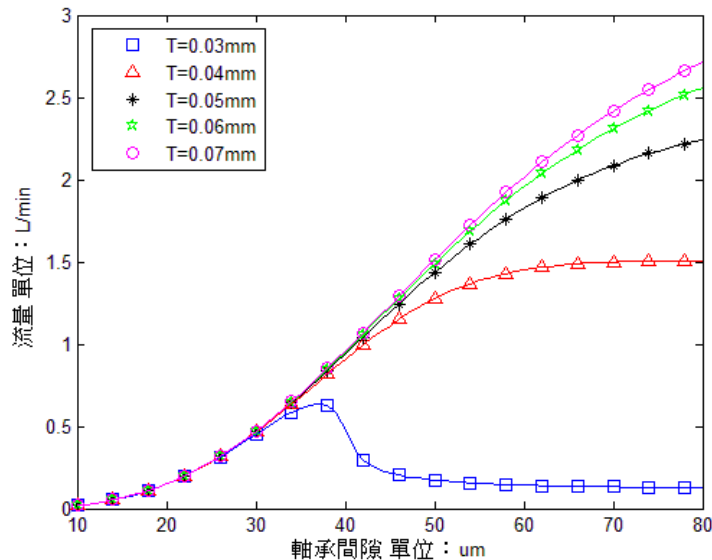


薄膜厚度-軸墊間隙與承載力關係圖

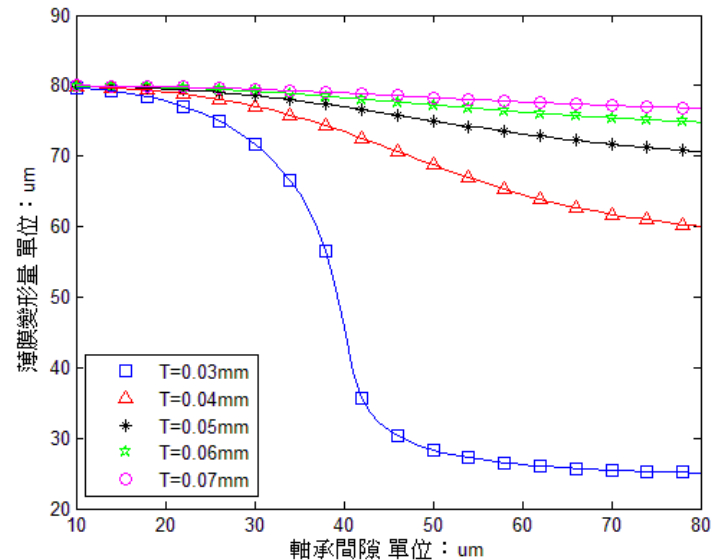


薄膜厚度-軸墊間隙與剛性關係圖

採用較薄的薄膜時，流量較於其他厚度的薄膜小。由於較厚之薄膜的作動並不明顯，所以整體剛性在使用較薄的薄膜時會有較好的趨勢，對於一般設計薄膜厚度，需考慮薄膜節流器作動方式，若預壓式薄膜節流器採用較厚薄膜時，容易使薄膜節流器不易作動。



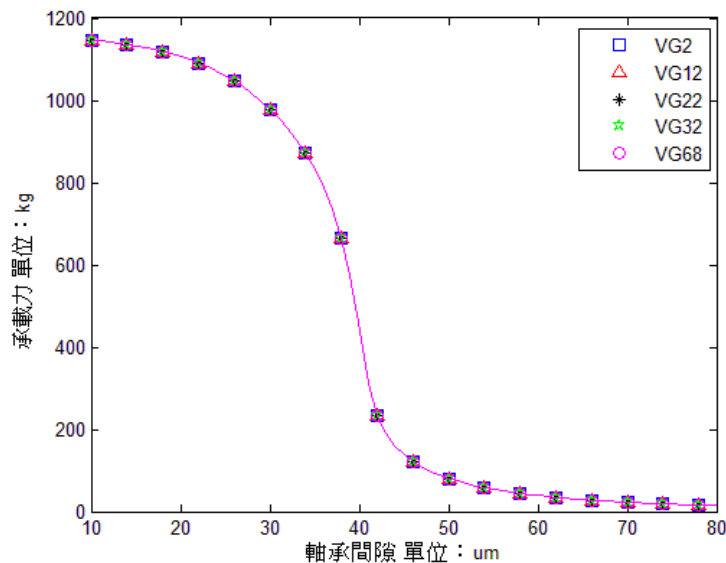
薄膜厚度-軸墊間隙與流量關係圖



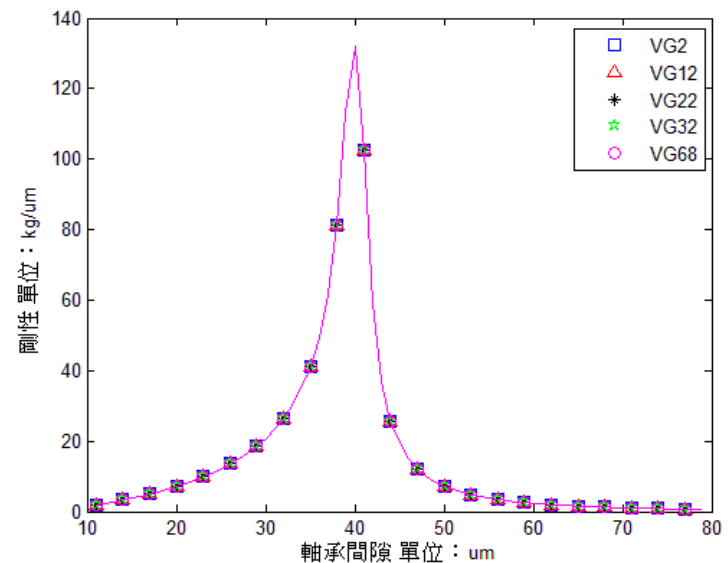
薄膜厚度-軸墊間隙與薄膜變形量關係圖

3-2-4 選用不同油液種類

一般在工程設計時，當採用層流節流器(毛細管節流器、薄膜節流器)，其油液黏度設計與壓力無關，因此本文依循工程計算給予不同油液參數進行分析。

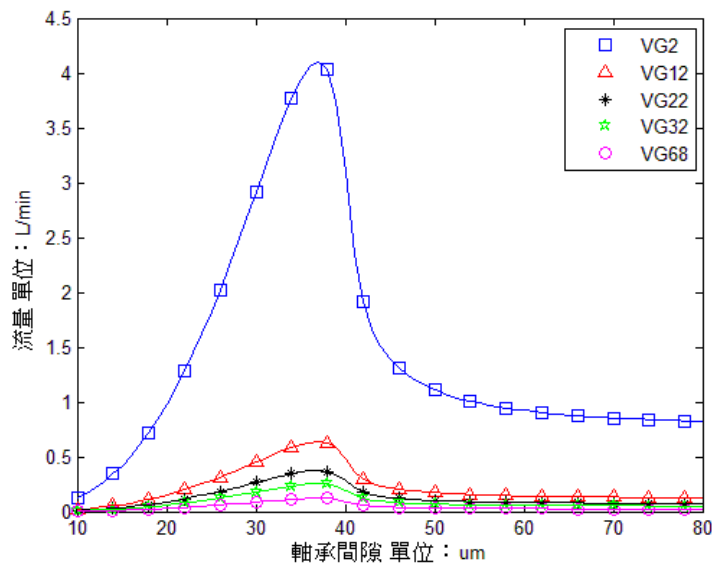


油液種類-軸墊間隙與承載力關係圖

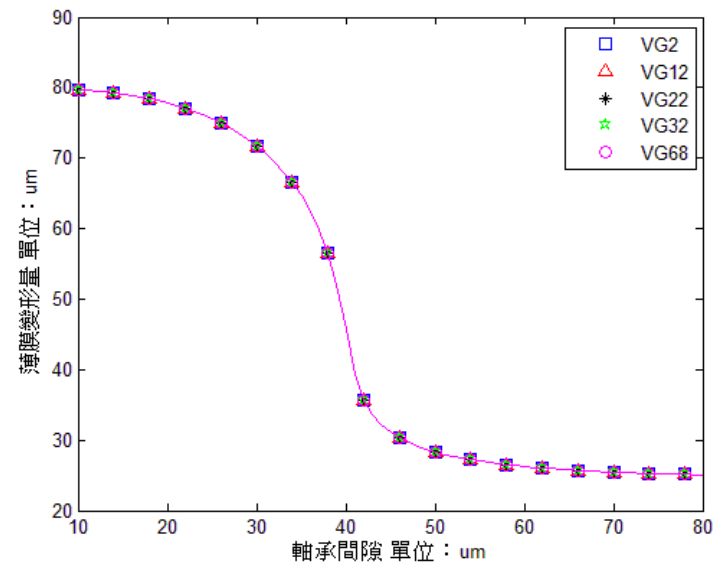


油液種類-軸墊間隙與剛性關係圖

假設當承載重物在一定重量下，依循軸墊尺寸給予固定之油腔壓力抬舉軸墊之重物達到壓力平衡，即使改變油液黏度，也是必須達到相對之壓力平衡，此時油液會從軸墊間隙流出，依據油液種類而流量大小不同，可看出油液號數越高，可以有效降低軸承的流量。



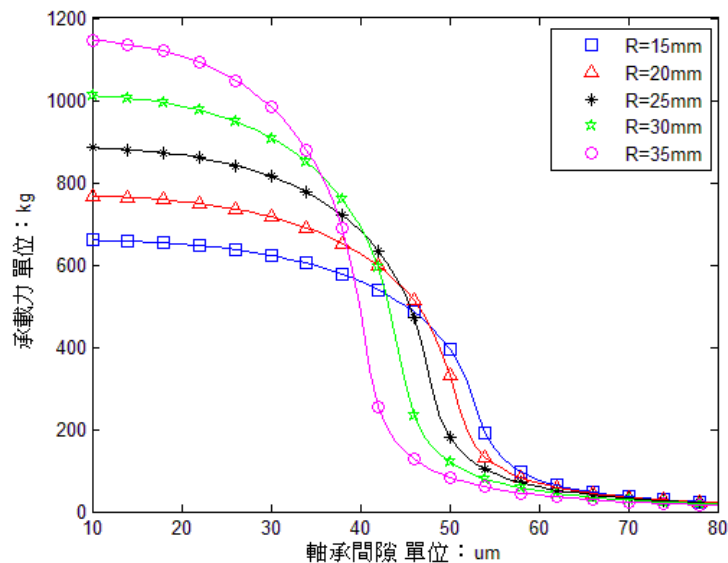
油液種類-軸墊間隙與流量關係圖



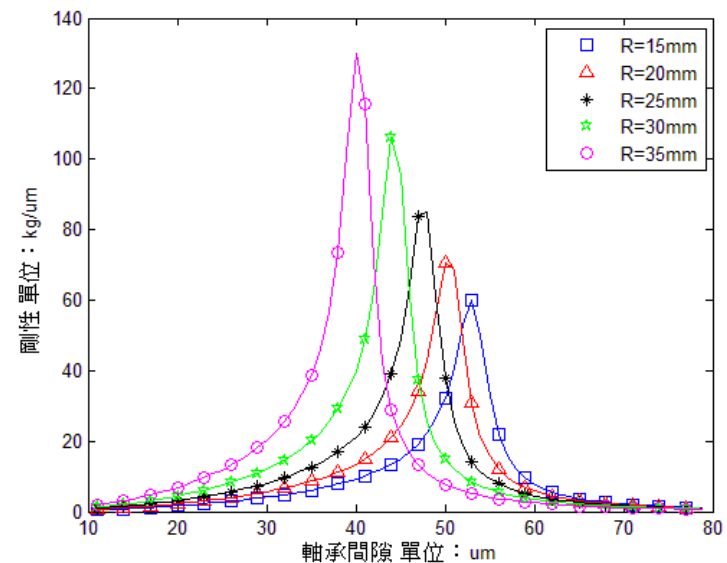
油液種類-軸墊間隙與薄膜變形量關係圖

3-2-5 改變不同油腔內徑

其隨著內徑便小其最大承载力隨之降低，原因於軸承間會隨著油腔內徑變大而阻抗上升，此剛性變化則會軸墊間隙較大的區域遞減，由於阻抗變大而使得油腔壓力在較大間隙下就能產生壓力平衡。

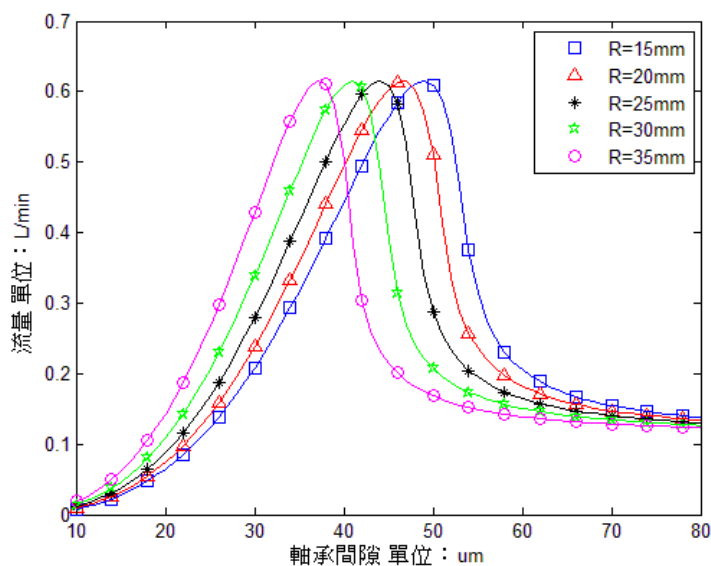


油腔內徑-軸墊間隙與承载力關係圖

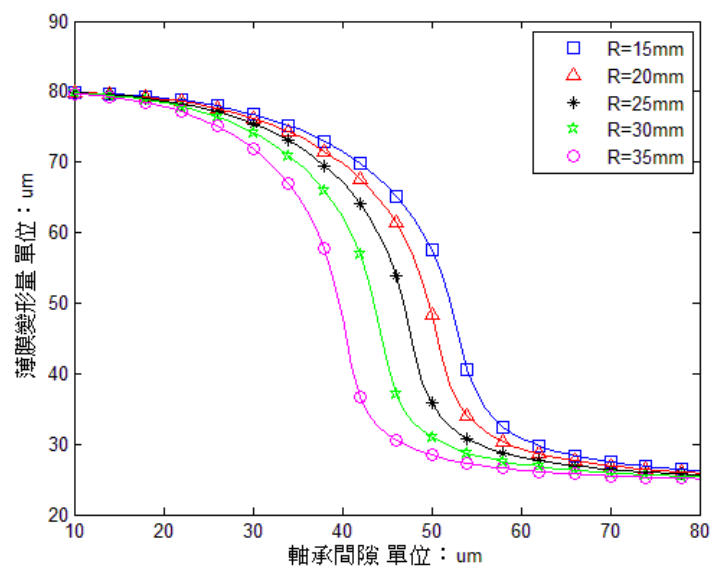


油腔內徑-軸墊間隙與剛性關係圖

薄膜變形初始變化較於軸承間隙後方，其流量特性也會隨著薄膜變化而有著相同的趨勢，但整體流量**峰值**不因軸承阻抗變化，而有所改變。



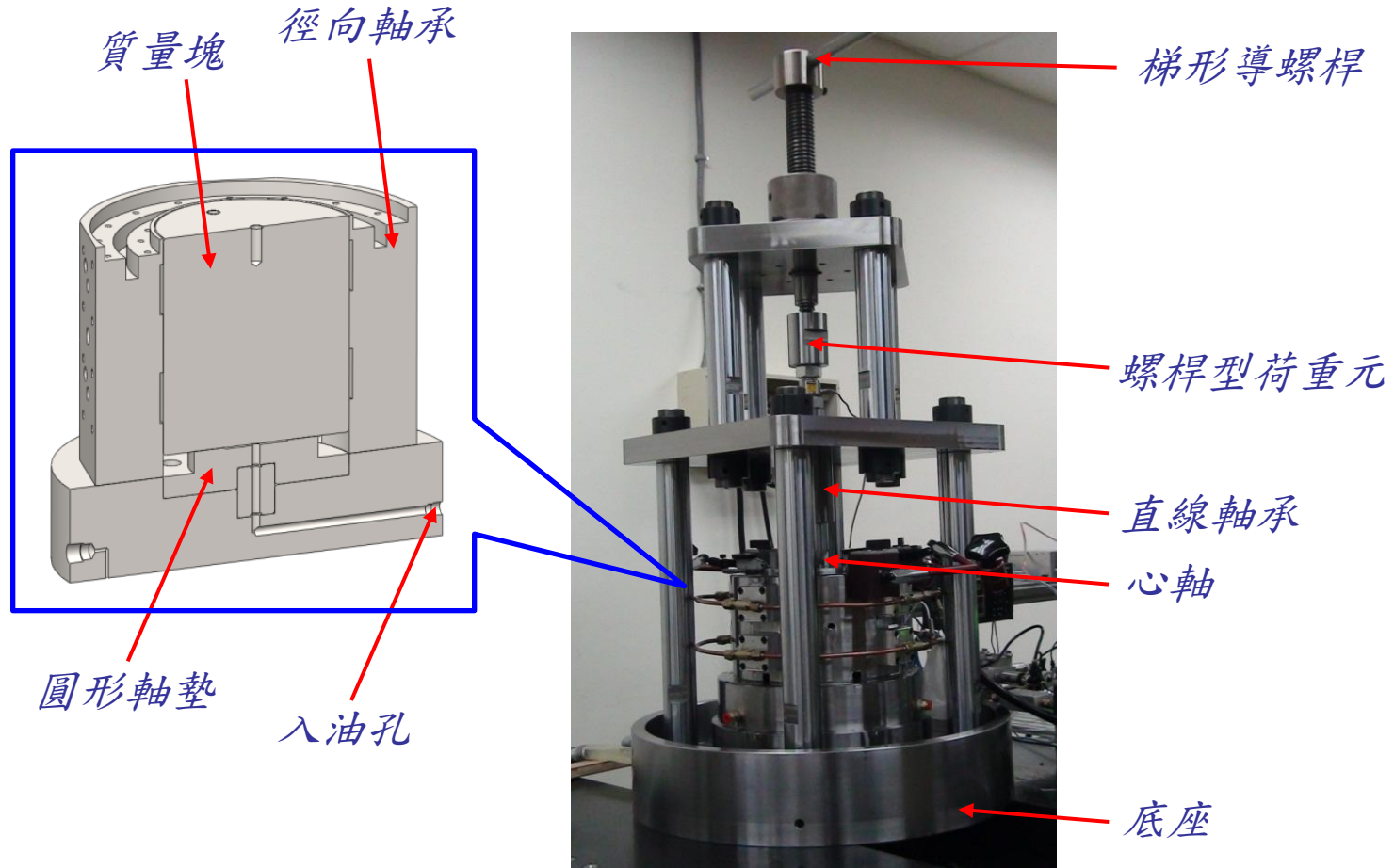
油腔內徑-軸墊間隙與流量關係圖



油腔內徑-軸墊間隙與薄膜變形量關係圖

3.3 薄膜節流之圓形軸墊性能靜態性能測試

3-3-1 薄膜節流之液靜壓實驗台



液靜壓實驗測試台整體示意圖

薄膜節流之液靜壓實驗台

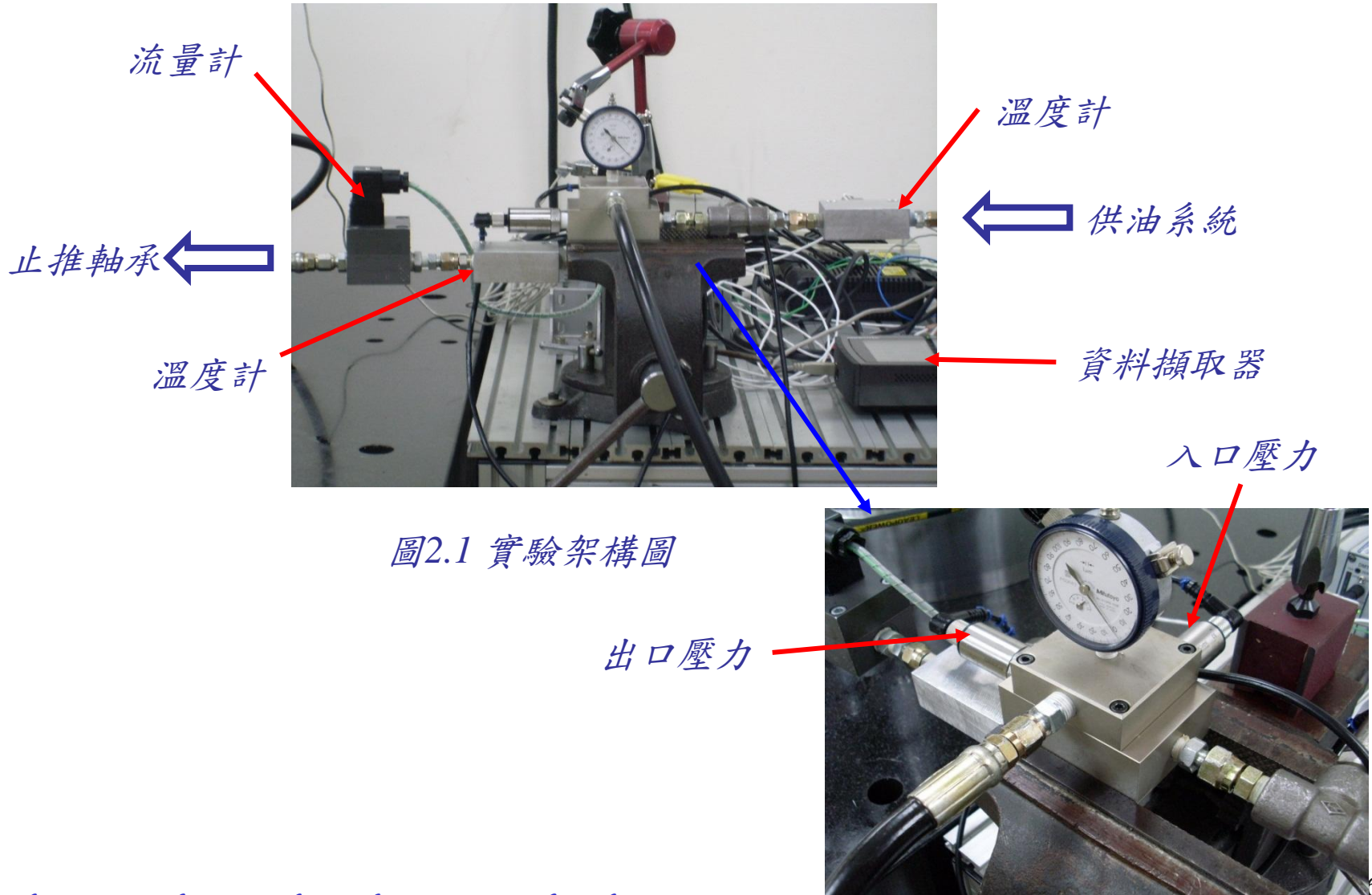
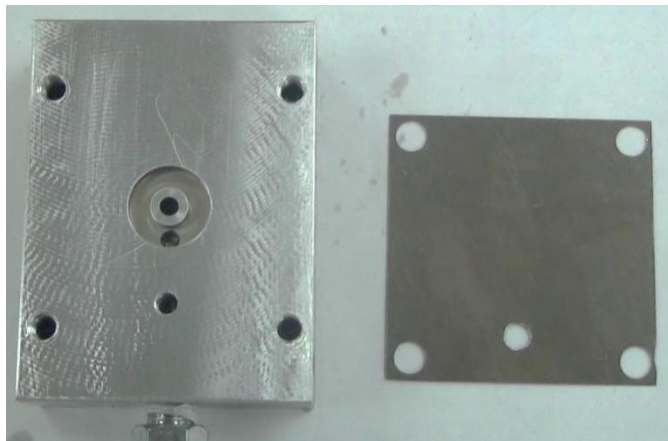


圖2.1 實驗架構圖

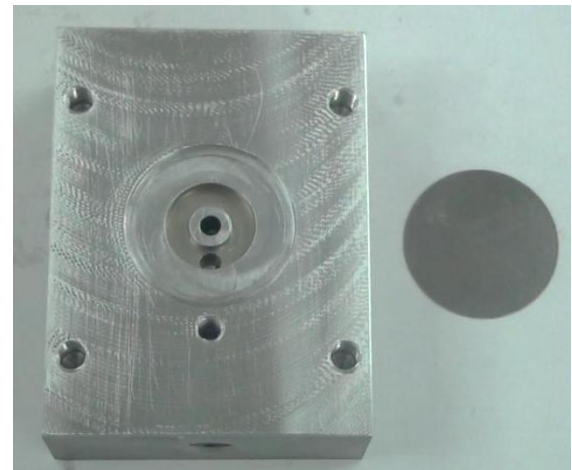
3-3-3 實驗測試結果

工程計算出薄膜節流器相關尺寸後，對於實際加工狀況之薄膜節流器的需進行量測，薄膜實際夾持方式在此給定以下三種模式：

- A. 圓形薄膜並夾持干涉 $100\mu m$ 。
- B. 方形薄膜完全夾持。
- C. 圓形薄膜採取中間配合。



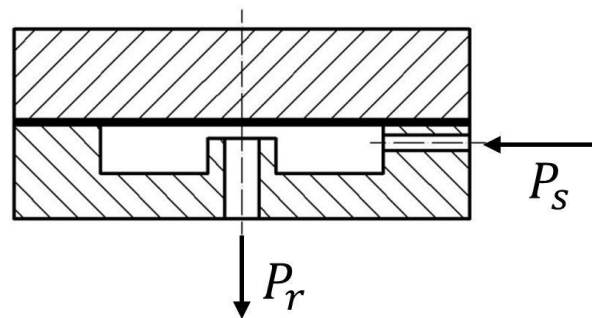
B型夾持之薄膜節流器



A型夾持之薄膜節流器

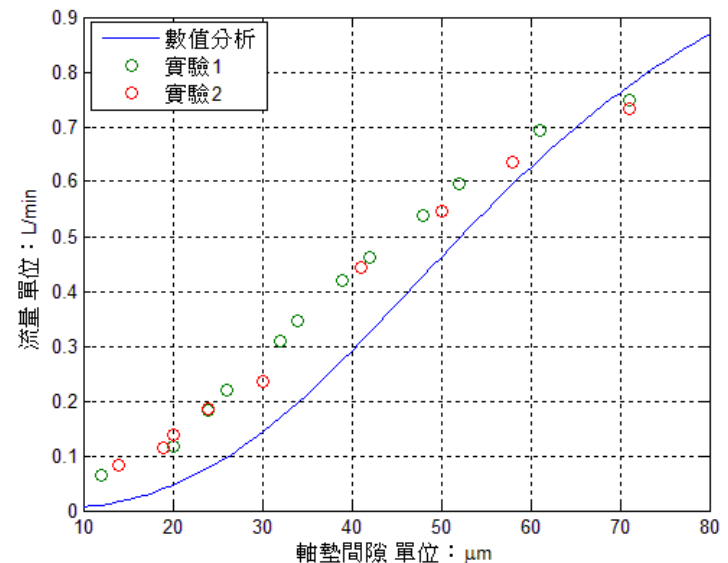
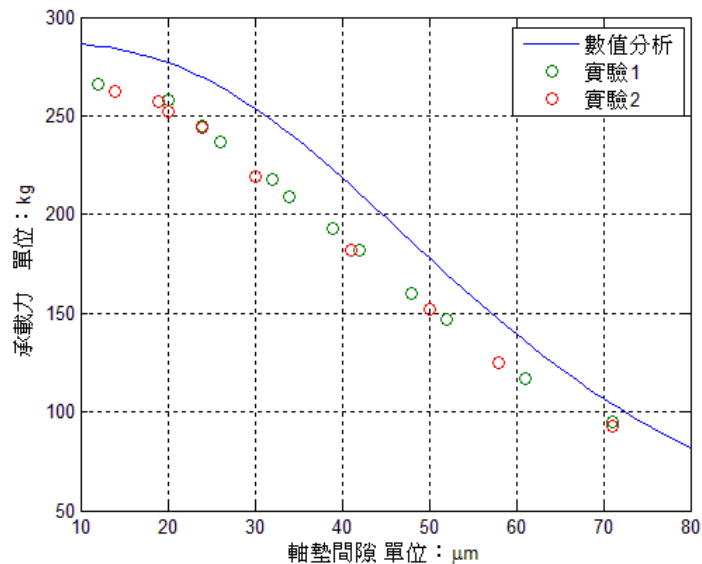
5bar-固定節流形式之薄膜節流器實驗測試

首先以B型夾持之薄膜節流器採用**固定節流形式**進行實驗，如下圖所示，先行驗證程式之可行性。



固定節流形式之薄膜節流器

由下圖可見其承載力與流量趨勢略為一致，但在軸墊間隙 $70\ \mu\text{m}$ 流量會與數值分析結果有相交的現象，其中在實驗測試時，其高壓油管會微小振動，初步判斷有可能是節流間隙並無進行進行雷諾數上的判別，以至於在較大的軸墊間隙($70\ \mu\text{m}$)變化時會有與數值分析的結果有著相交的現象。

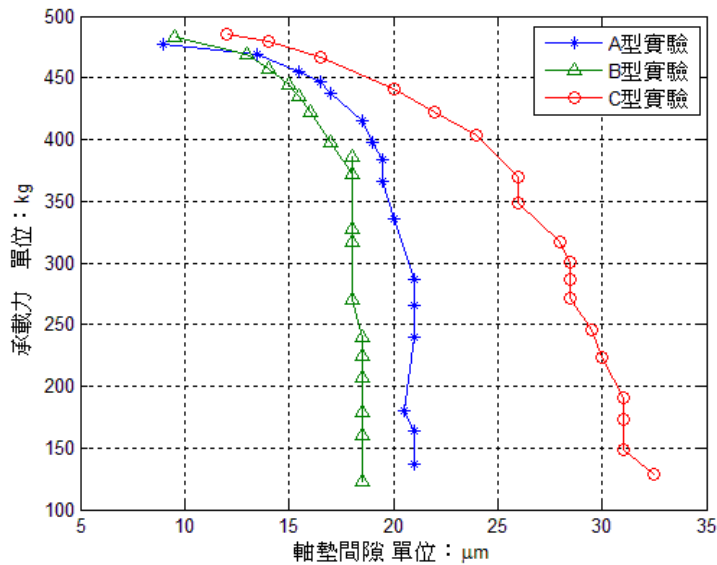


固定節流形式軸墊間隙與承載力實驗圖

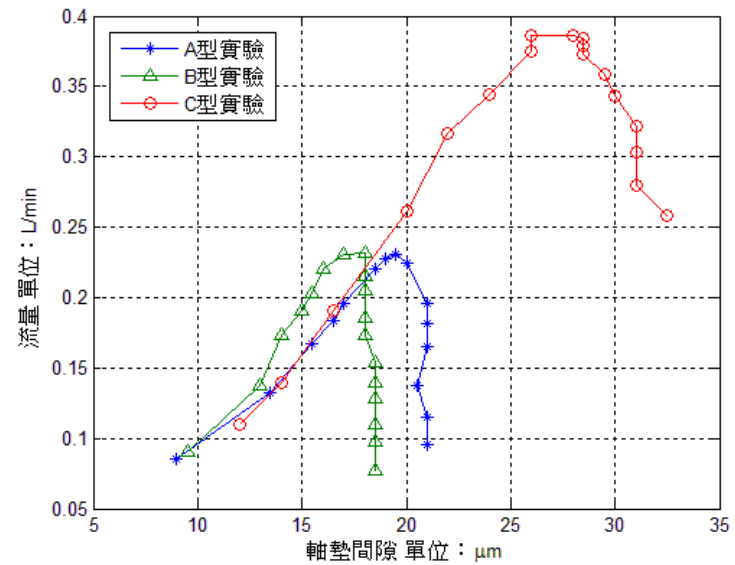
固定節流形式軸墊間隙與流量實驗圖

3-3-3-2 10bar 薄膜節流器實驗測試

在進行設計之供油壓力20bar進行實驗，經實驗發現後，使用設計之供油壓力時，圓形軸墊並沒有流量，初估判斷上油室壓力過大使薄膜堵住節流台間隙以至於沒有流量，因此向下遞減供油壓力至10bar，才得以有流量的產生。



A、B、C型薄膜節流器承载力實驗圖



A、B、C型薄膜節流器流量實驗圖

4. 液靜壓之圓形軸墊動態理論分析與測試

4.1 動態性能理論分析

液靜壓系統阻尼推導

Newmark積分法建立動態方程式

4.2 動態分析結果與討論

選用不同供油壓力

改變節流台間隙之影響

改變薄膜厚度之影響

選用不同油液種類

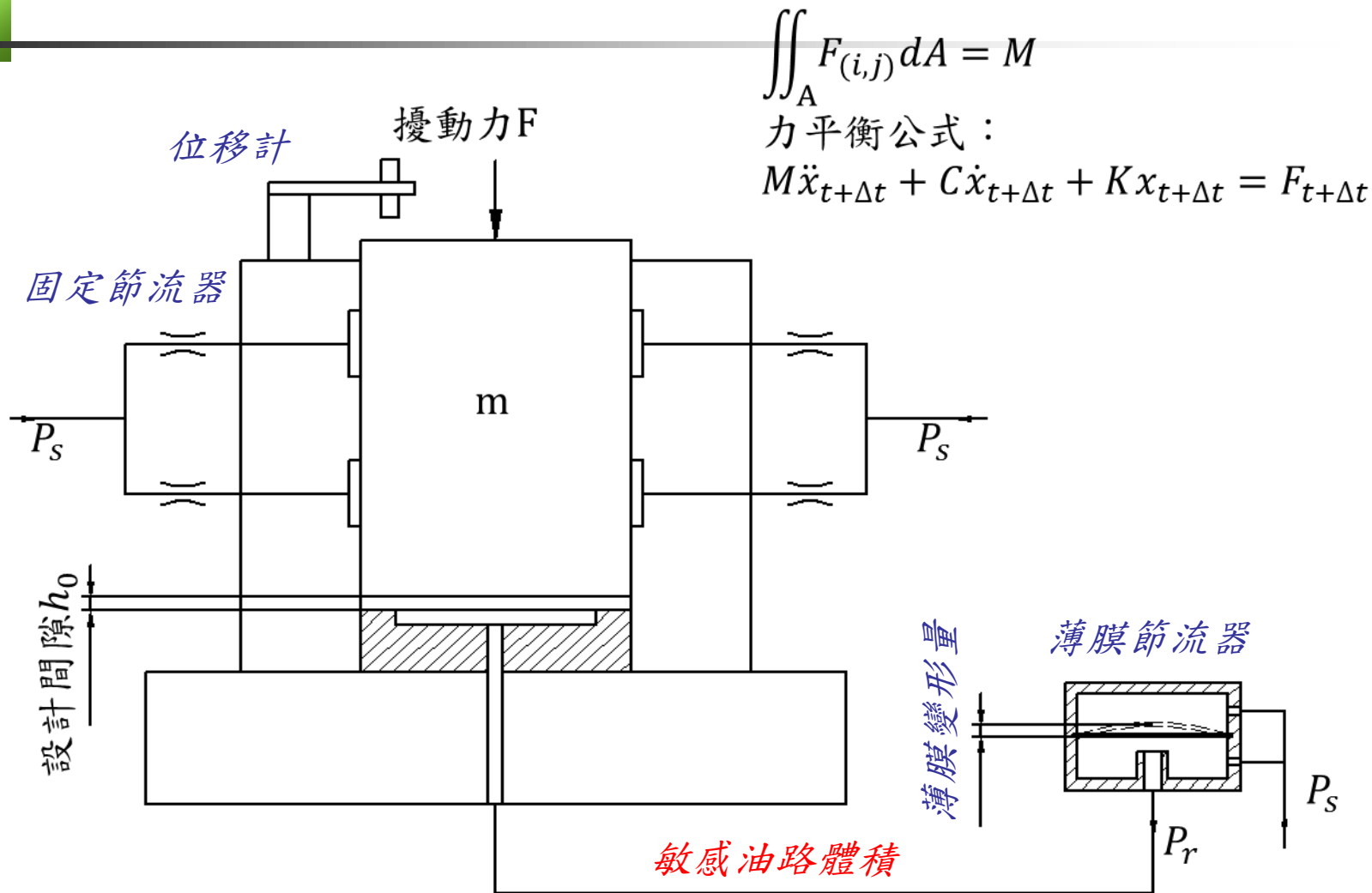
改變油腔內徑之影響

改變不同工作間隙

4.3 薄膜節流之圓形軸墊性能動態性能測試

實驗測試結果

4.1 動態性能理論分析



$$\iint_A F_{(i,j)} dA = M$$

力平衡公式：

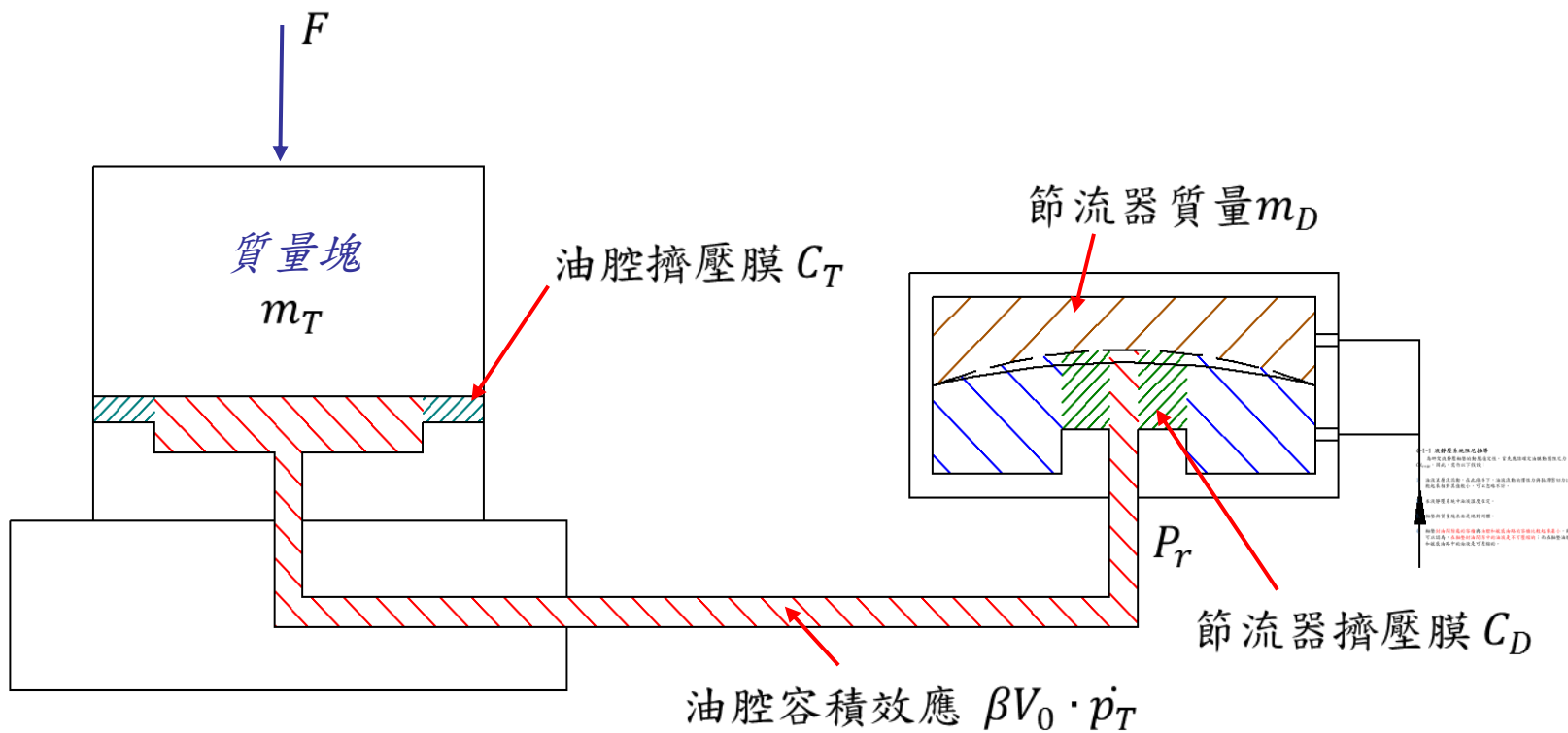
$$M\ddot{x}_{t+\Delta t} + C\dot{x}_{t+\Delta t} + Kx_{t+\Delta t} = F_{t+\Delta t}$$

液靜壓系統動態分析示意圖

軸承動態方程式： $F = m_T \cdot \ddot{h} + c_T \cdot \dot{h} + \underline{F_{Teff}} \cdot p_T$

薄膜節流器動態方程式： $F_{DefffT} \cdot p_T = m_D \cdot \ddot{H} + c_D \cdot \dot{H} + k_D \cdot H$

$\beta V_0 \cdot \dot{p}_T = -\alpha_{\infty} \cdot p_T + \alpha_{Th} \cdot h + F_{Teff} \cdot \dot{h} + \alpha_{DH} \cdot H - F_{DT} \cdot \dot{H}$



4-1-2 Newmark積分法建立動態方程式

模擬擾動力 F 大小對於液靜壓軸墊暫態特性之影響，其主要分析步驟如下：

- 設定初始條件：供油壓力 P_s 、工作間隙 h_0 、壓力分佈之邊界條件等，利用FDM求解軸墊壓力分佈與平衡位置之作用力。
- 當軸墊在平衡位置上時，給予一瞬間微小位移擾動力於液靜壓軸墊垂直方向，作為動態方程式之模擬初始條件。
- 利用Newmark integration method與FDM計算下個時刻所產生之加速度、速度、位移。
- 藉由軸墊油膜位置改變，以模擬下一點之作用力。
- 重複3、4步驟，直到設定之模擬時間計算結束為止。

利用FDM求解具擠壓膜效應之雷諾方程式，所得結果利用Newmark integration method 解析軸墊動態方程式，可模擬分析液靜壓軸墊之動態特性。

Newmark積分法

Newmark 積分法是一種逐次積分的方式。而本文使用Newmark平均加速度法，使此系統將無條件穩定。其Newmark 積分法計算流程為右圖所示。

運動方程式：

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix}$$

給定初始條件：

- 1.剛性矩陣K
- 2.質量矩陣M
- 3.阻尼矩陣C

給定初始條件：

- 1.時間步長 Δt
- 2.控制加速度參數 α
- 3.控制阻尼參數 δ

給定初始條件：

- 1.加速度
- 2.速度
- 3.位移

計算：

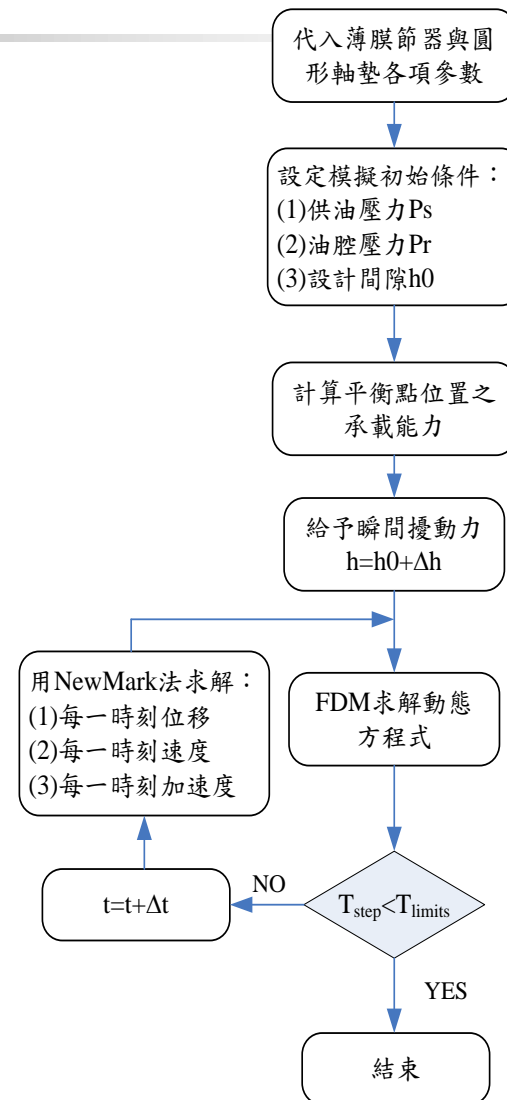
有效剛度矩陣 \tilde{k}
有效負載 \tilde{F}

求解下一時刻：

- 1.加速度
- 2.速度
- 3.位移

Newmark運算程序架構圖

了解Newmark積分法計算過程後，便可將計算步驟配合液靜壓軸墊作動，撰寫MATLAB動態分析程式，其MATLAB分析程式流程圖，如圖所示。

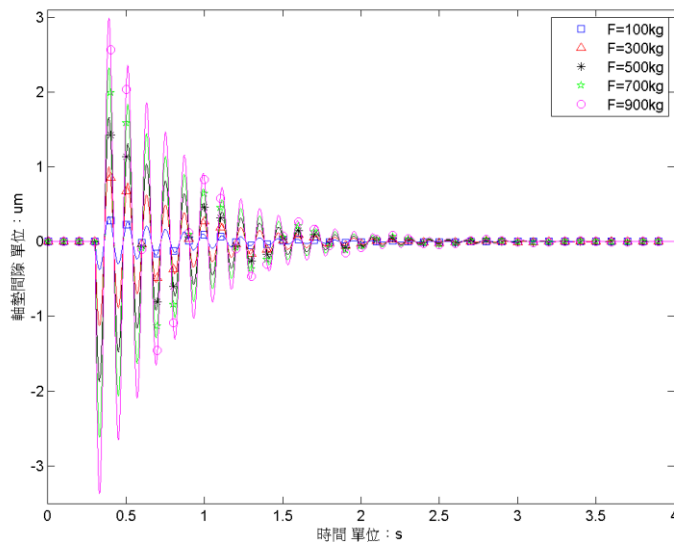


MATLAB分析程式架構

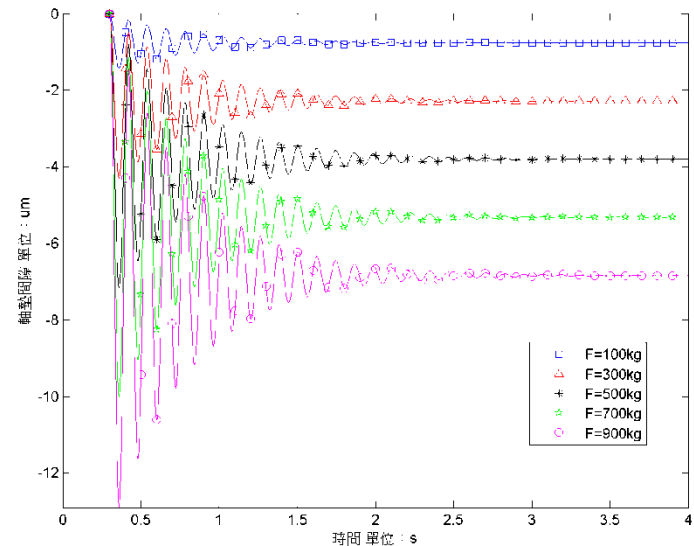
4.2 動態分析結果與討論

首先依據力量型態之型式進行分析，一般力量型態可以給予脈衝力、步階力，由靜態設計狀態下，分別給定 100 kg 、 300 kg 、 500 kg 、 700 kg 、 900 kg 之力量大小。

分析結果可知受較大脈衝力或步階力時，其軸承間隙變化較為劇烈；使用步階力時，軸承受重物影響慢慢穩定至平衡狀態，最大向下振幅約 $12\text{ }\mu\text{m}$ ，為避免進行分析時有軸承間隙觸底情形發生(超越設計間隙)，在此選用 100 kg 脈衝力進行各種參數探討。



脈衝力下軸墊間隙變化關係圖



步階力下軸墊間隙變化關係圖

❖ 針對相關設計參數：

(1)潤滑油種類、(2)封油邊寬度 b 、(3)軸墊間隙 h_0 、(4)節流台間隙 h_{c0} 、(5)薄膜厚度 H 、(6)供油壓力 P_s ，進行液靜壓圓形軸墊動態分析與探討

❖ 動態分析條件如下：

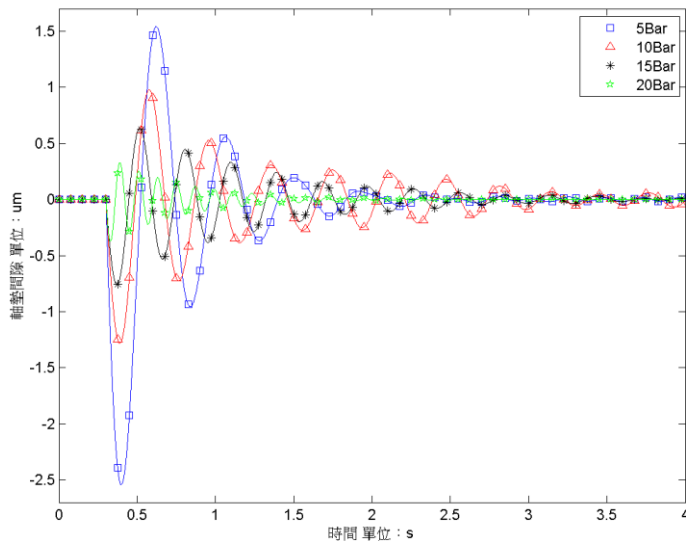
ISO VG 10黏度級數的導軌油、供油壓力 $P_s = 20bar$ 、初始油膜間隙 $h_0 = 40\mu m$ 為基準、給予步階力 $F = 100kg$ ，如表所示

動態分析相關條件設定表

參數種類	固定值	變動值
供油壓力 $P_s(bar)$	20	5、10、15、20
節流台間隙 $h_{c0}(\mu m)$	80	80、90、100、110、120
薄膜厚度 $T(mm)$	0.3	0.3、0.4、0.5、0.6、0.7
油液種類(VG)	10	2、10、22、32、68
油腔內徑 $R_1(mm)$	35	35、30、25、20、15
軸墊間隙 $h_{c0}(\mu m)$	40	20、25、30、35、40

4-2-1 選用不同供油壓力

由圖得知，當選用20 bar 供油壓力時，能讓軸墊間隙變化在 $0.4 \mu\text{m}$ 以內，其穩定時間較短，其供油壓力越小則有振幅越大的趨勢

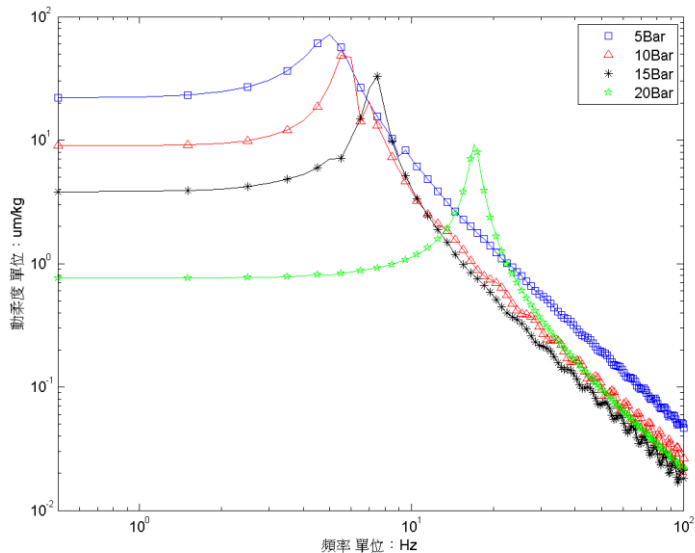


不同供油壓力下軸墊間隙變化關係圖

軸承平衡點各項參數

供油壓力 (bar)	承載力 (kg)	剛性 (kg/um)	流量 (L/min)
5	214	5	0.234
10	407	12	0.4447
15	554	27	0.6056
20	483	132	0.4803

頻域特性下圖所示，供油壓力20 bar，在34 Hz會有對於靜態平衡起始點有較小動柔度，採用較小的供油壓力各別其最大動柔度有左上偏移的現象，其主要其薄膜受供油壓力程度不同，產生之阻尼特性也有所差異。



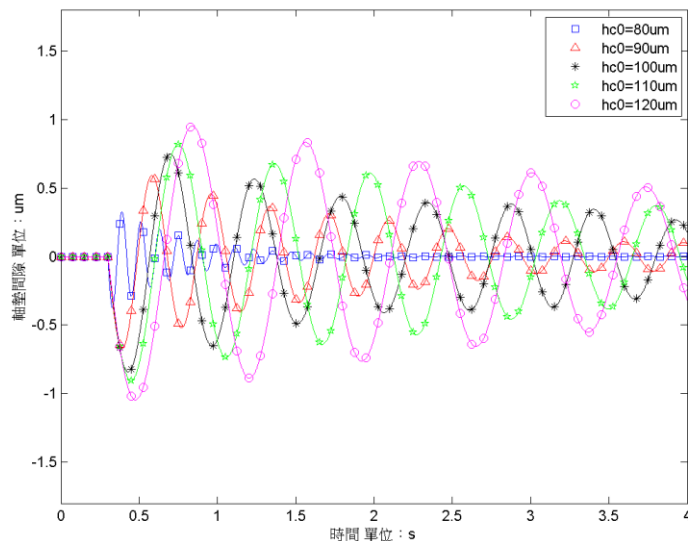
頻域分析結果

供油壓力 (bar)	共振頻率 (W_n)	動柔度 ($\mu m/kg$)
5	10	71
10	11	49
15	15	33
20	34	9

不同供油壓力下軸墊之動柔度關係圖

4-2-2 改變節流台間隙之影響

由圖所示，可知節流台間隙在較小時，可有效降低振動幅度，從靜態特性可以看出軸墊間隙在 $40\ \mu\text{m}$ 流量較少，所造成的阻尼特性較佳因此振幅較為快速穩定。

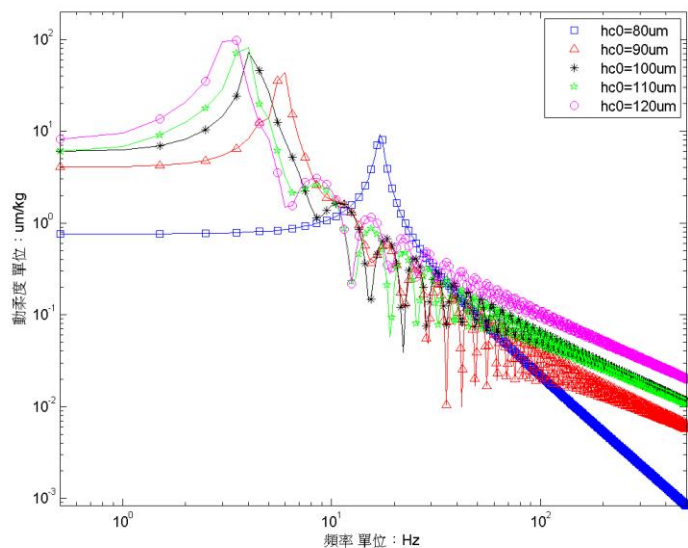


不同節流台間隙下軸墊間隙變化關係圖

軸承平衡點各項參數

節流台間隙 (μm)	承載力 (kg)	剛性 ($\text{kg}/\mu\text{m}$)	流量 (L/min)
80	483	132	0.4803
90	856	23	0.9247
100	959	13	1.042
110	1014	11	1.104
120	1049	8	1.142

對於頻域部分如下圖所示，當增加節流台間隙時，其軸墊間隙變化有和改變供油壓力相同趨勢，原因在於相同軸墊間隙下，節流台間隙越大會使整體系統流量變大，在流量較大的情況下不易形成阻尼特性，產生軸墊間隙受脈衝力時不易有效緩和振幅大小。



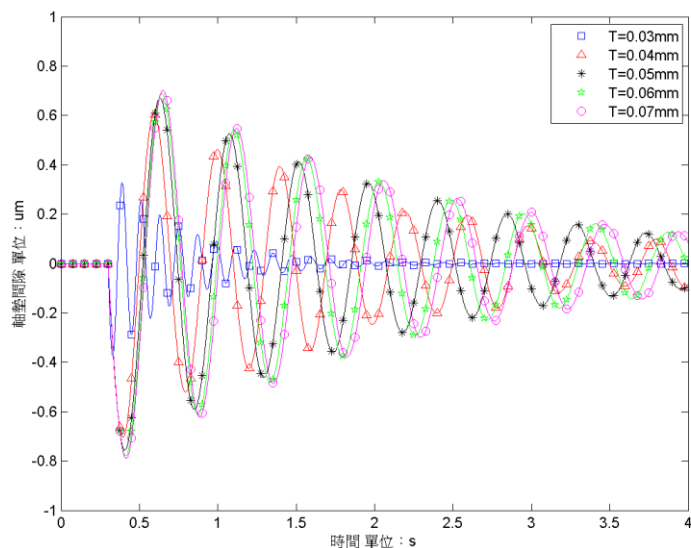
不同節流台間隙之動柔度關係圖

頻域分析結果

節流台間隙 (μm)	共振頻率 (W_n)	動柔度 ($\mu\text{m}/\text{kg}$)
80	34	9
90	12	43
100	8	72
110	8	82
120	7	97

4-2-3 改變薄膜厚度之影響

如圖所示，可知當薄膜越厚振幅越大，其原因在於薄膜節流器受脈衝力影響時不易作動，導致不易產生阻尼效應，在相同軸墊間隙下剛性為較差(振幅越大)；頻域特性也與前面兩項參數相似，因此可以看出薄膜節流器，若流量變為較大時就容易為不穩定狀態。



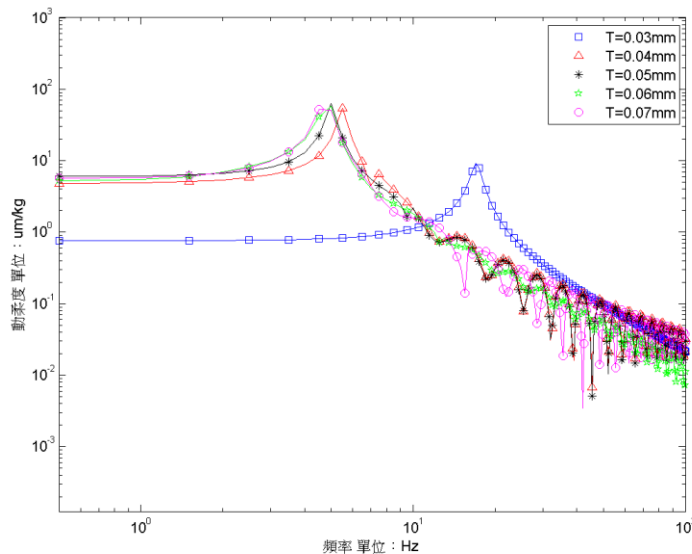
不同薄膜厚度下軸墊間隙變化關係圖

軸承平衡點各項參數

薄膜厚度 (mm)	承載力 (kg)	剛性 (kg/um)	流量 (L/min)
0.03	483	132	0.4803
0.04	837	21	0.9064
0.05	868	18	0.941
0.06	878	16	0.9531
0.07	883	16	0.9587

頻域特性也與改變供油壓力、節流台間隙參數相似，因此可以看出薄膜節流器，若流量變為較大時就容易為不穩定狀態。

頻域分析結果

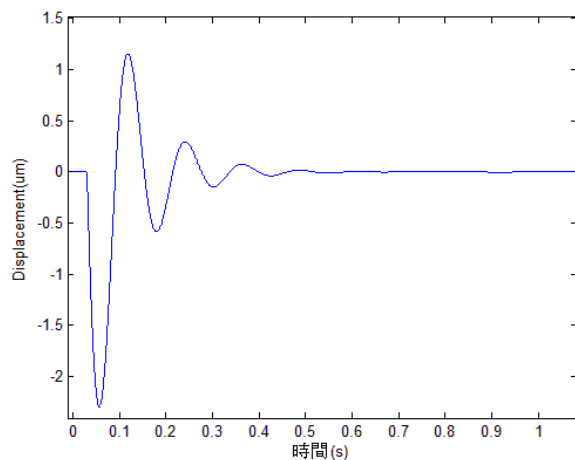


薄膜厚度 (mm)	共振頻率 (W_n)	動柔度 ($\mu\text{m/kg}$)
0.03	34	9
0.04	11	54
0.05	10	64
0.06	10	58
0.07	9	51

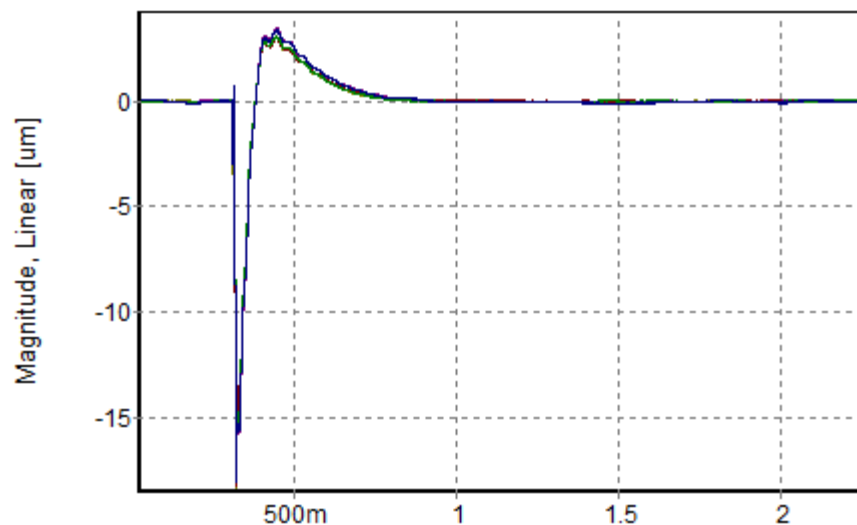
不同薄膜厚度下軸墊間隙變化關係圖

4.3 動態實驗結果與討論

由靜態實驗結果，可知修正後的承載力與流量有著相同之趨勢，但在軸墊間隙軸上還存尚著一定的誤差值。其動態特性圖比較如下。



A型薄膜節流器時域特性圖($C_1=1.35$ 、 $C_2=2.1$)



A型薄膜節流器時域特性圖(實驗值)



Thanks for your attention!