

智慧型液靜壓主軸切削力即時監測
與狀態預警系統研發

陳明飛

大綱

- 一、緒論
- 二、液靜壓主軸系統概述
- 三、液靜壓主軸靜態性能分析
- 四、液靜壓主軸切削力數學模型建立
- 五、切削力即時監測與狀態預警系統介紹

大綱

六、切削力即時監測與預警系統之實驗架構

七、切削力即時監測與預警系統執行結果與實驗驗證

摘要

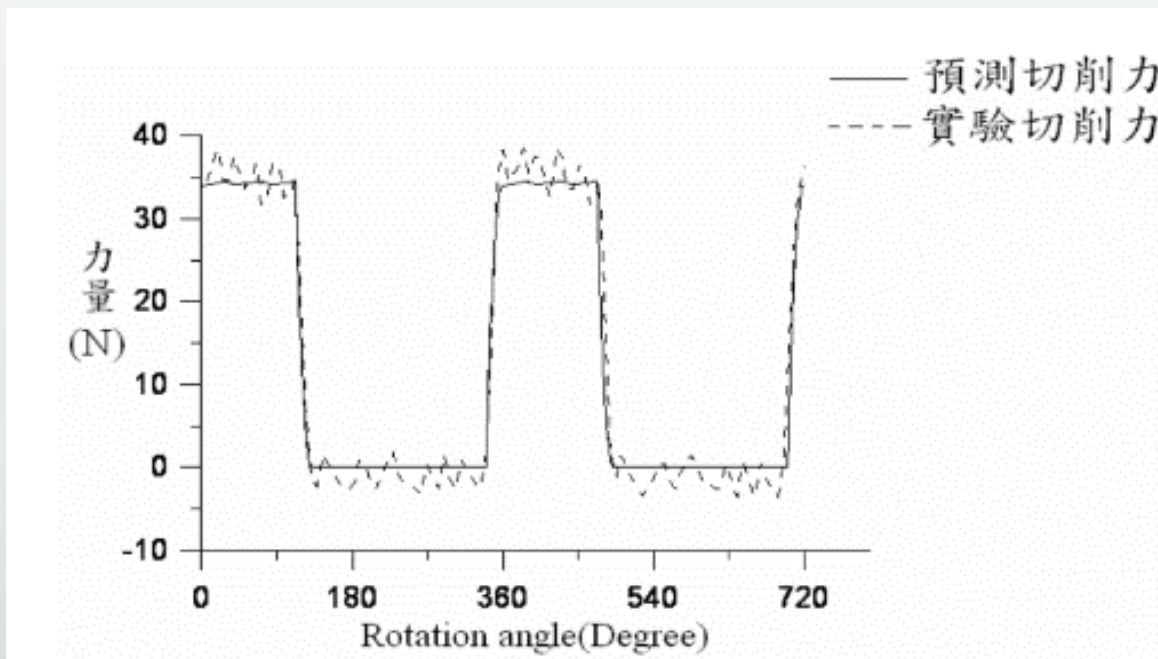
本文研發一臥式液靜壓磨床主軸可即時監測切削力與狀態預警系統。首先以有限差分法分析止推軸承特性，求解雷諾方程式，並利用壓力分佈得軸承特性，其次以工程算法分析，最後將兩者結果比對。確認工程算法可用性後，接著分析徑向軸承，求得軸承相關性能，最後由軸向與徑向軸承工程算法建立兩者切削力數學模型。

第二部份使用Microsoft visual studio C#語法發展切削力即時監測與狀態預警系統人機介面，將各式感測器與切削力數值整合至介面中，並以此條件建立狀態預警。

最後本文完成切削力與狀態預警實驗。

一、緒論

液靜壓主軸具切削力即時監測與狀態預警，構想源自CNC工具機主軸。滾珠軸承主軸若欲知切削力，通常需要加裝切削動力計量測切削力，如切削力曲線圖與切削動力計於實驗中量測切削力實體圖。若欲知主軸切削振動情形，需加裝加速規等感測器。



切削力曲線圖

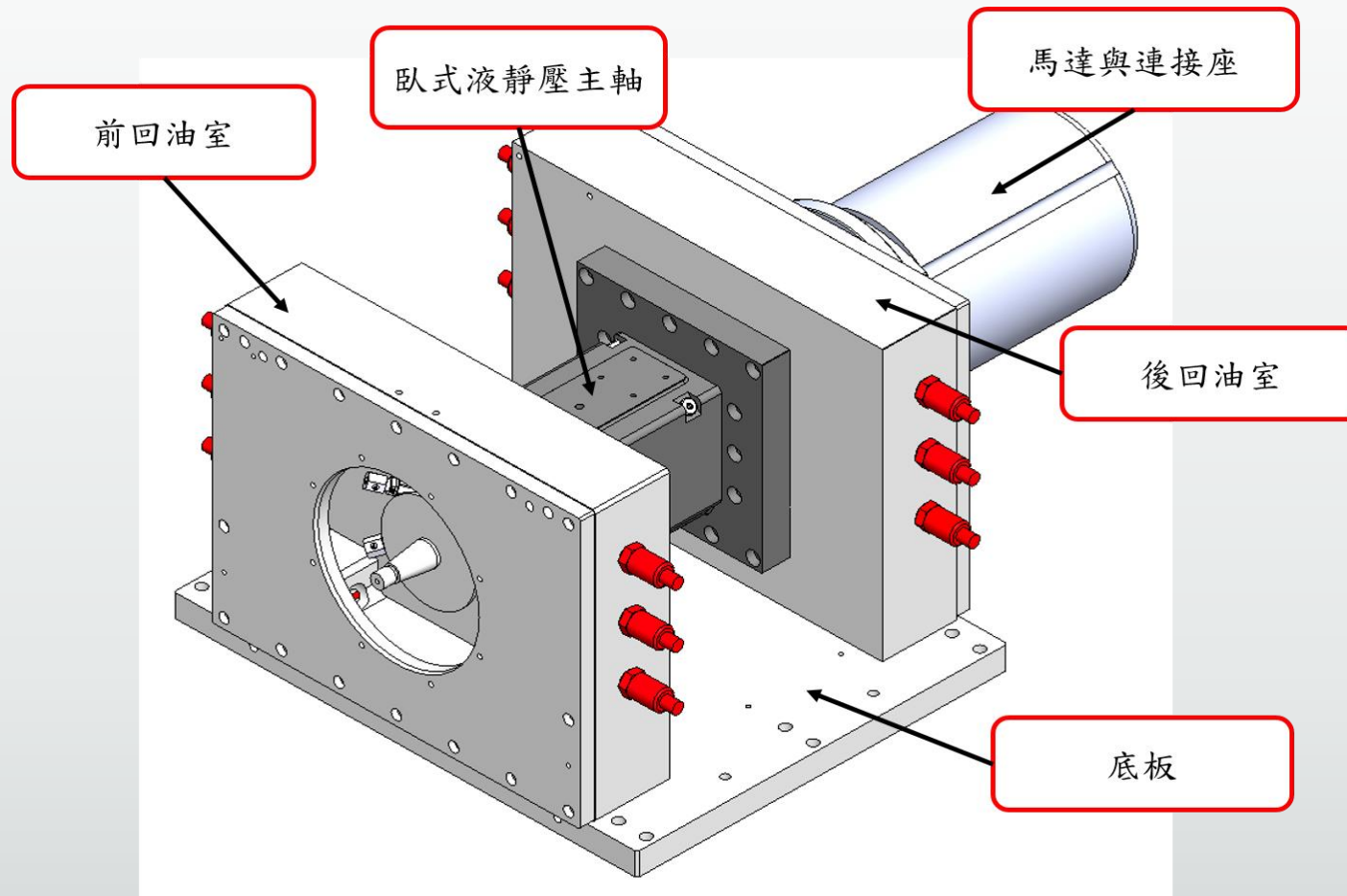


切削動力計 (KISTLER)

二、液靜壓主軸系統概述

2-1 液靜壓軸承系統配置介紹與性能要求

本文之臥式液靜壓主軸除了主軸本體之外，還包含前、後回油室與傳動組件。



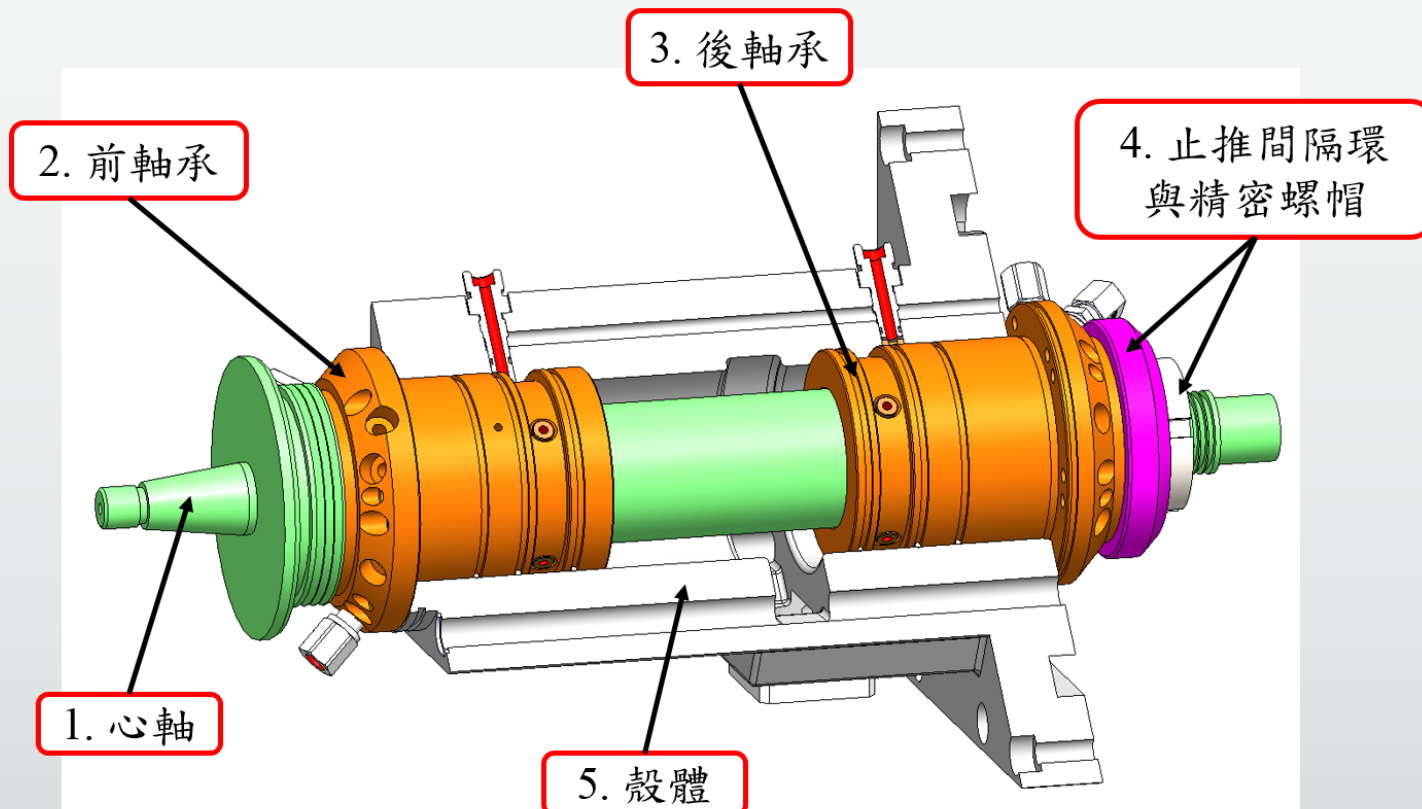
液靜壓主軸系統配置圖

液靜壓主軸性能必須符合要求，才能發揮價值；開始進行液靜壓軸承的理論計算分析前，必須先訂定目標特性，以確保此主軸能符合加工需求。

液靜壓主軸性能要求表

項目	徑向軸承	止推軸承
剛性(kg/um)	>30	>10
承載力(kg)	>500	>80
總流量(l/min)	<4	<2

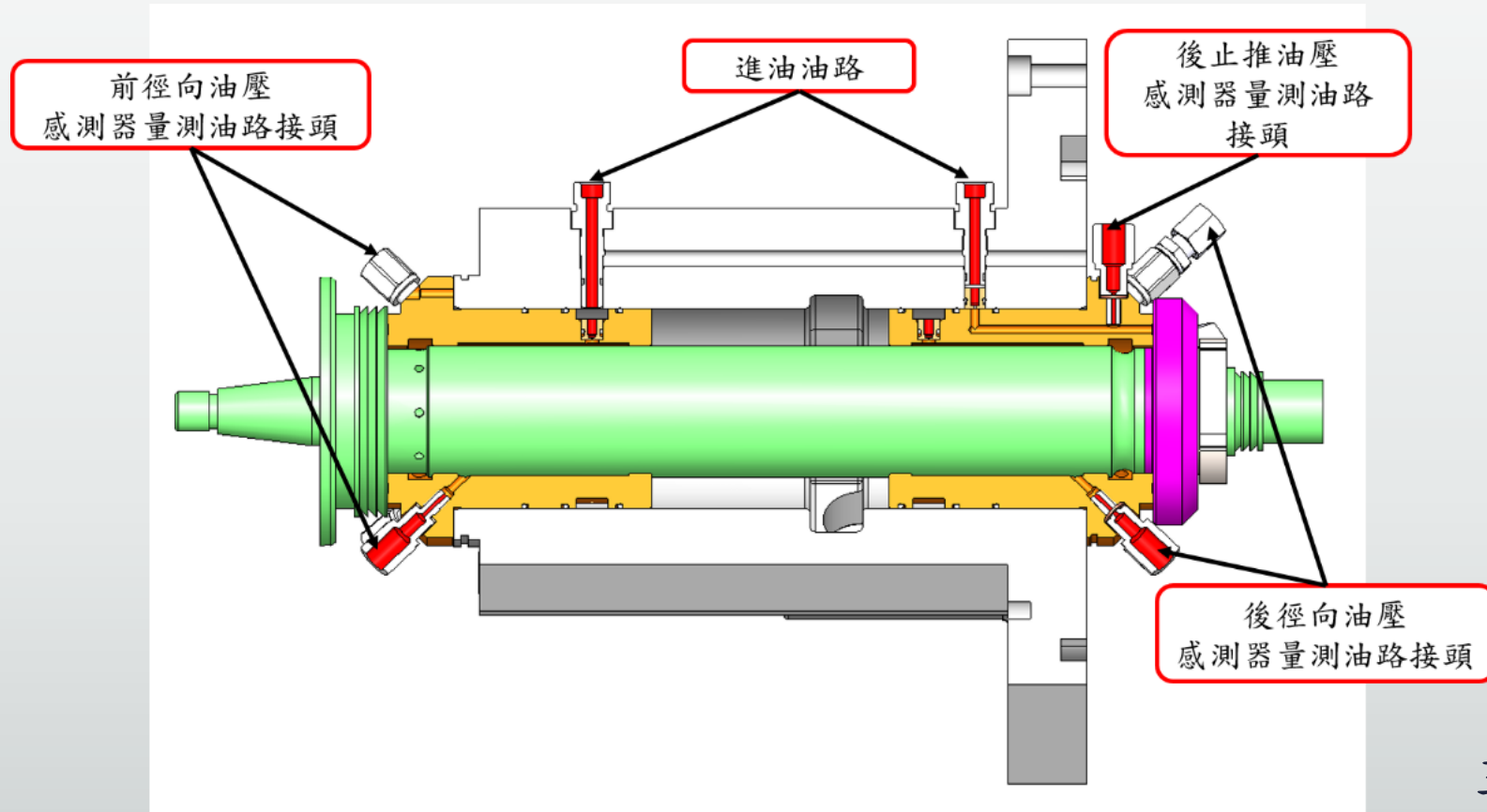
結構主要包含止推軸承、徑向軸承、節流器與結構件所組成。本文之液靜壓主軸配置包含1.心軸、2.前軸承、3.後軸承、4.止推間隔環與精密螺帽、5.殼體。



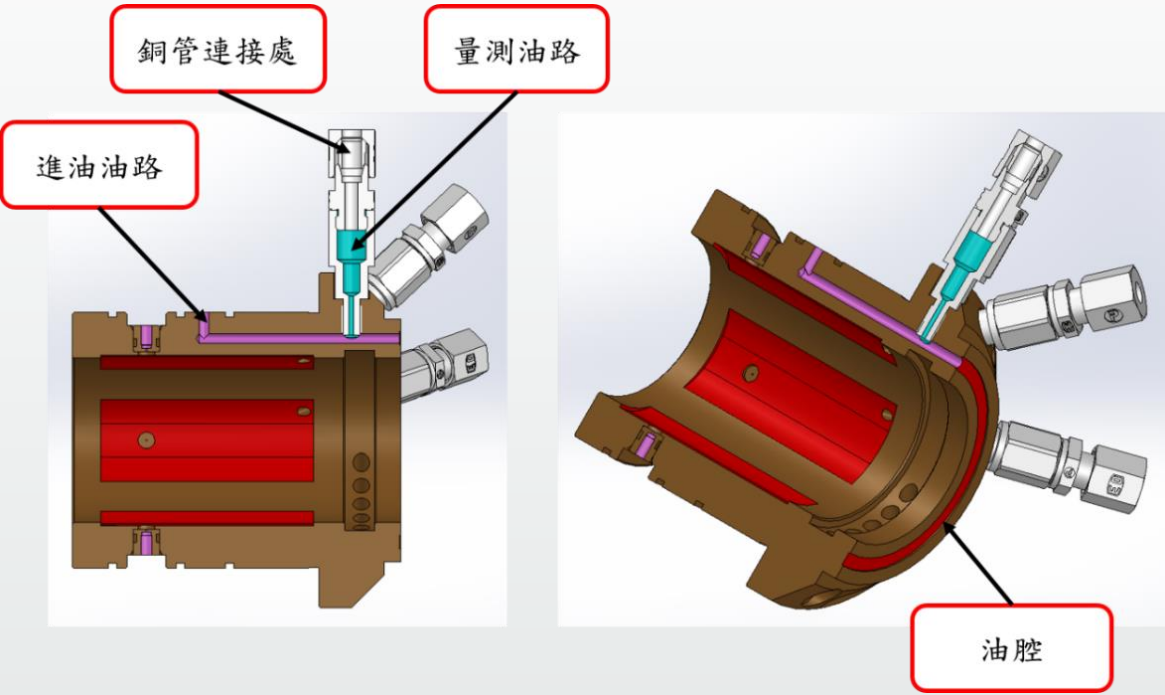
主軸配置圖

2-2 油腔壓力量測油路說明

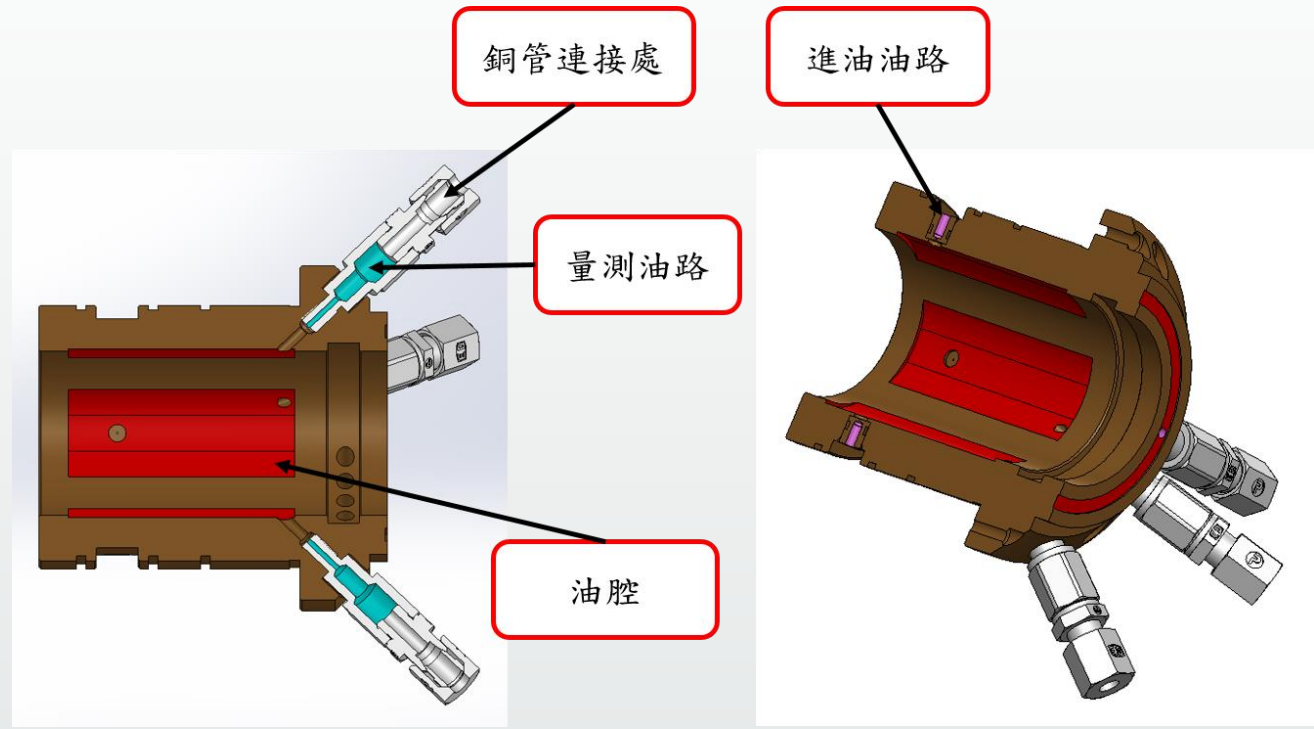
量測軸承內各部位油腔壓力與油溫，得在軸承上規畫量測油路，並設計接頭安裝於軸承外側，再將接頭與前、後回油箱以銅管連接，好處是空間較大，安裝容易、環境乾淨及訊號線好整理等等因素。



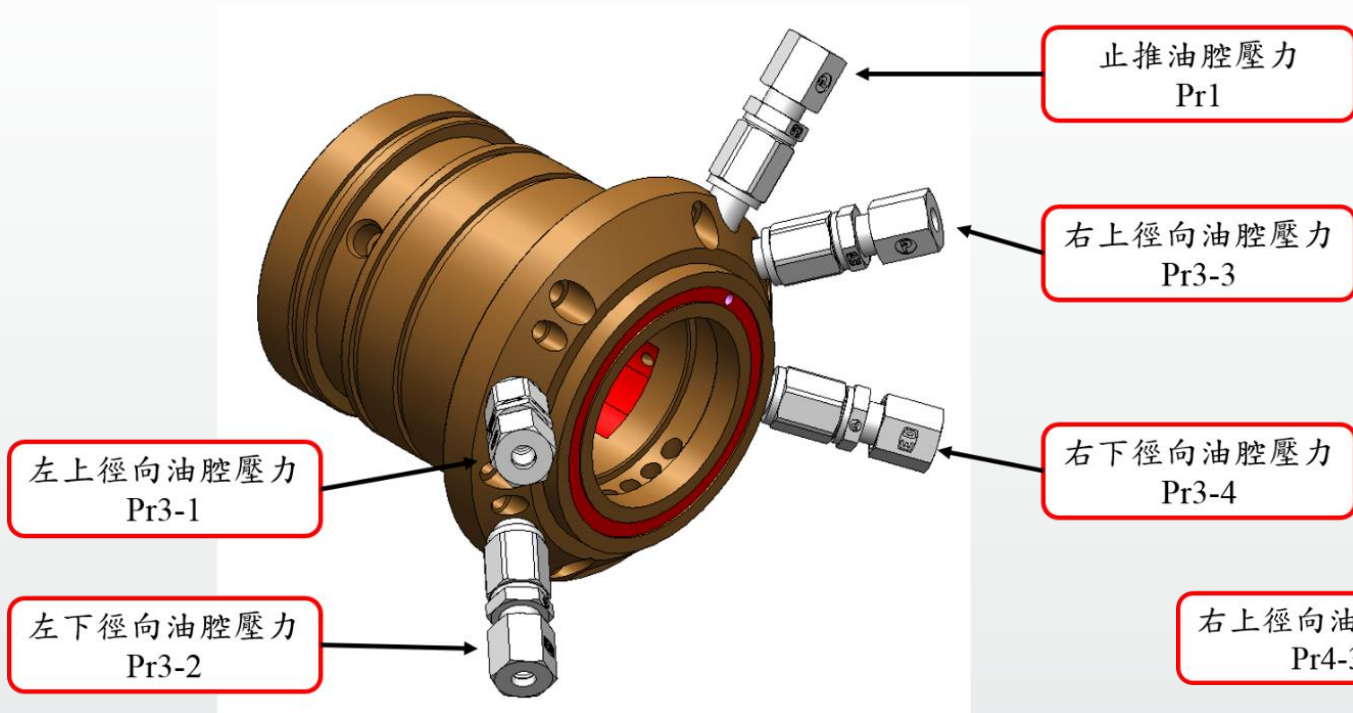
主軸量測油路立體圖



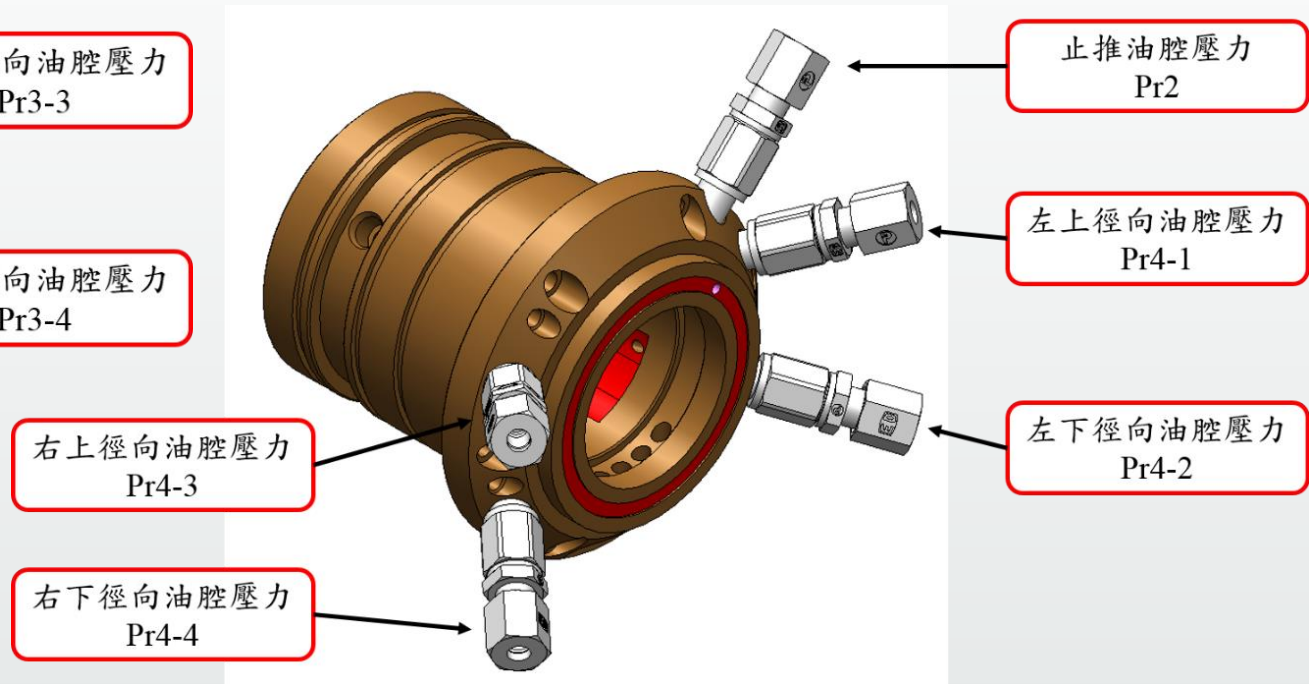
止推軸承量測油路示意圖



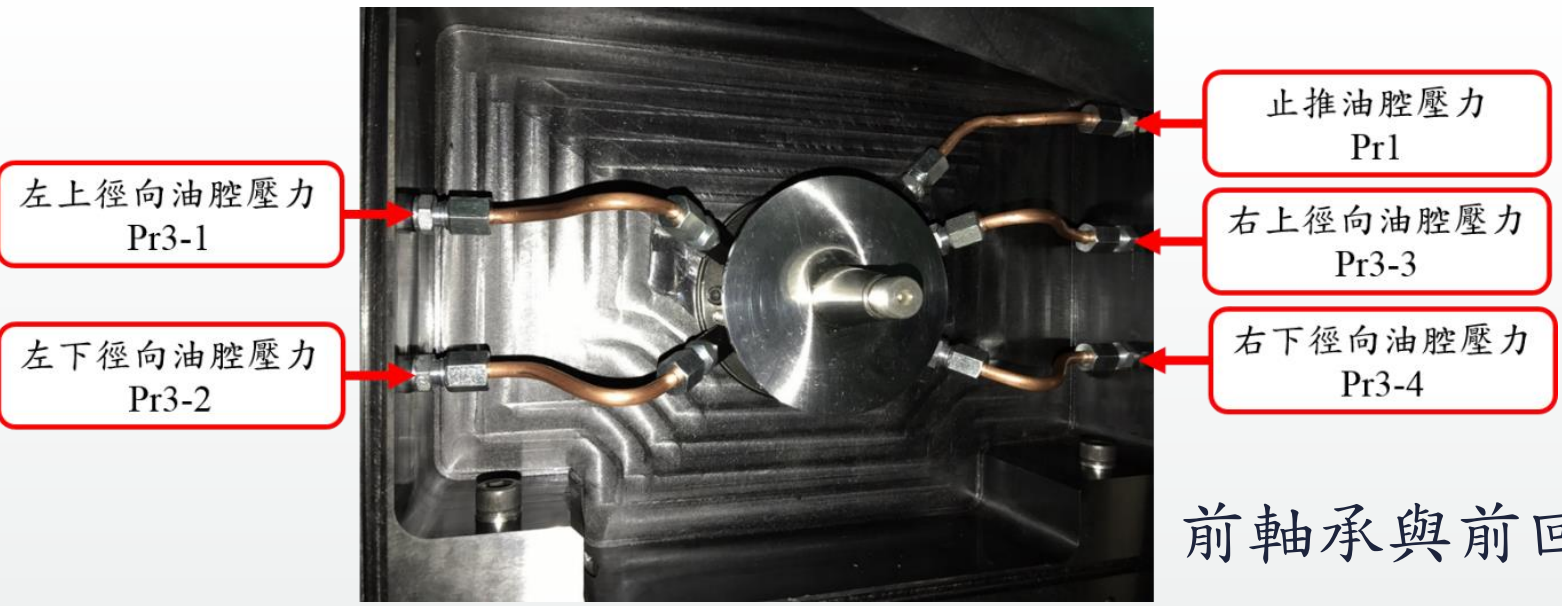
徑向軸承量測油路示意圖



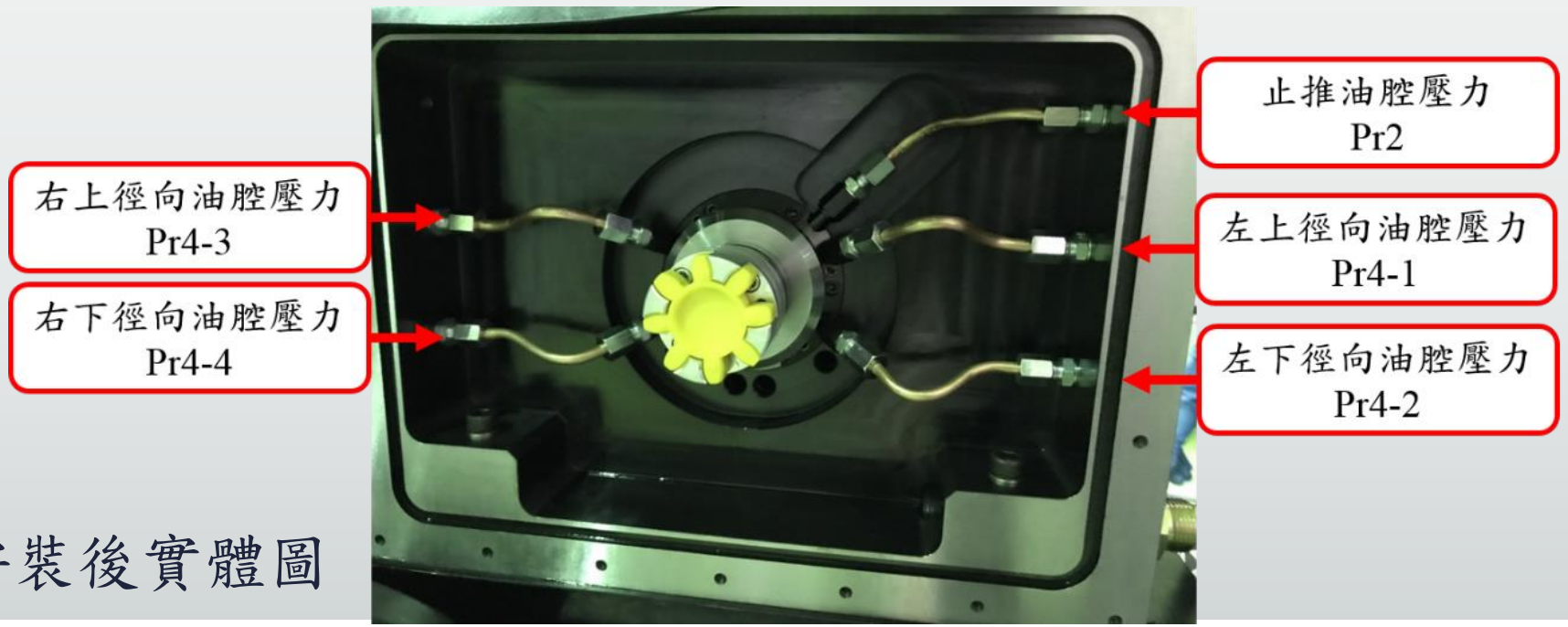
前軸承油腔壓力編號



後軸承油腔壓力編號



前軸承與前回油室安裝後實體圖



後軸承與後回油室安裝後實體圖

2-3 壓力感測器介紹



德國IFM油壓感測器

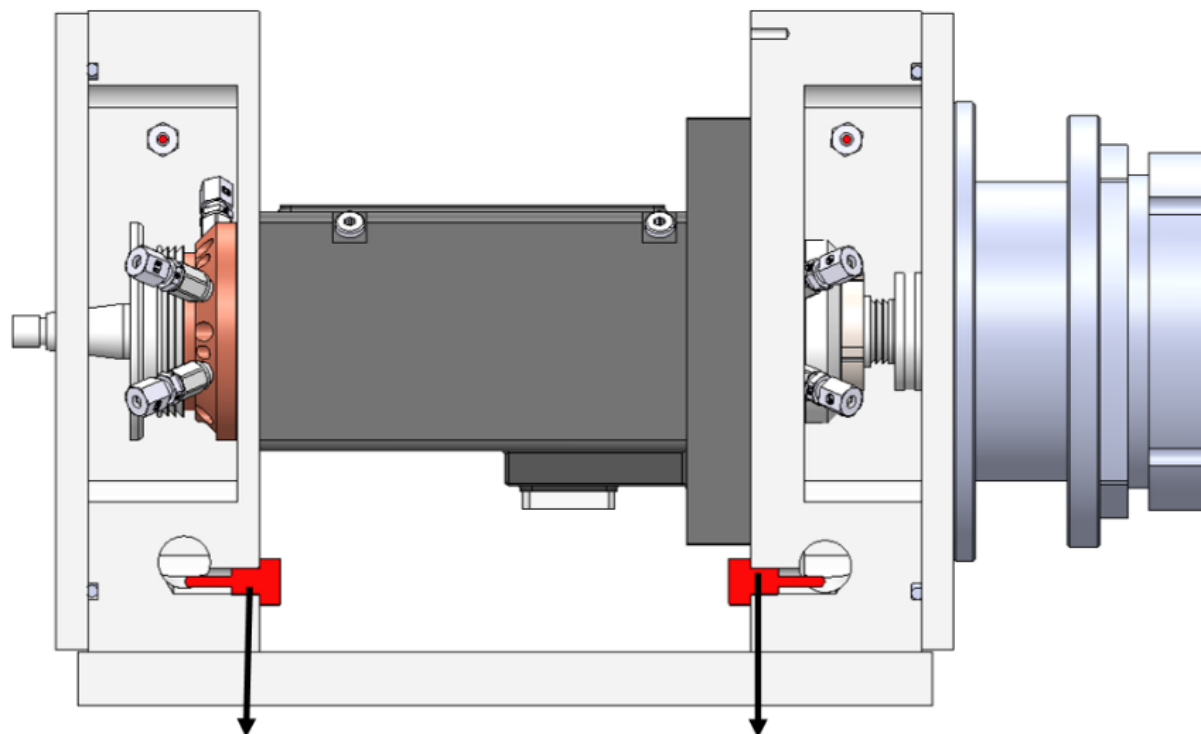
油壓感測器規格

輸出	
輸出信號	類比信號
類比電流輸出(mA)	4~20
測量範圍	
測量範圍 (bar)	0~100



含隔離網之訊號線

2-4 溫度感測器回油溫度量測說明



前溫度感測器 T1

後溫度感測器 T2

溫度感測器安裝位置



熱電耦 PT100溫度感測器

溫度感測器規格

輸出	
輸出信號	類比信號
類比電壓輸出 (V)	0~10
測量範圍	
測量範圍 (°C)	-15~100

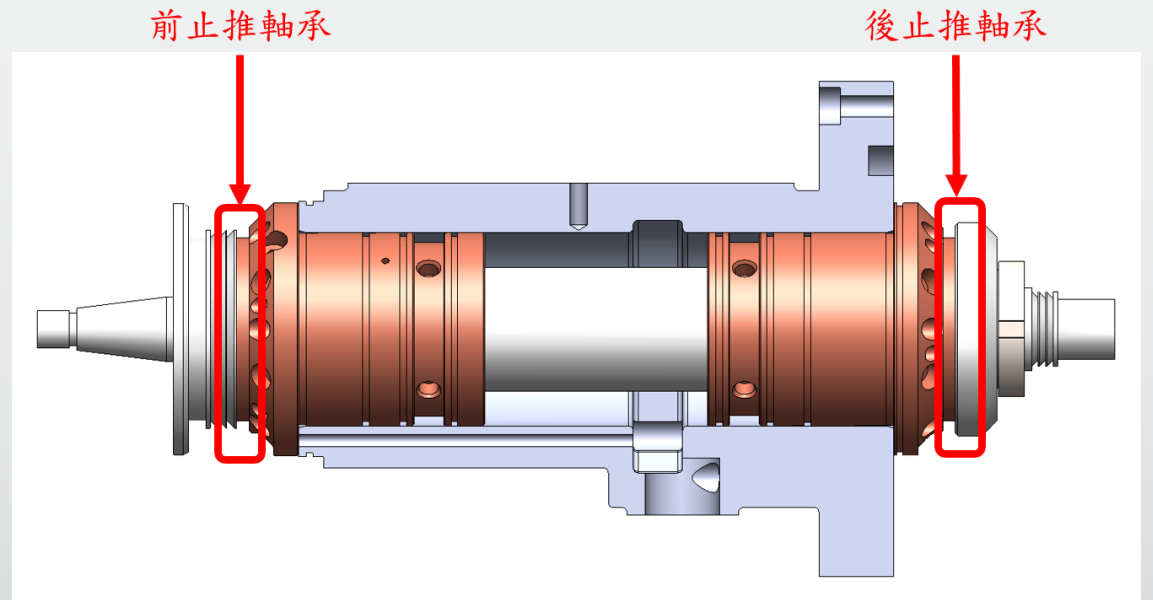
三、液靜壓主軸靜態性能分析

3-1 單腔環型止推軸承結構說明與關鍵尺寸計算

本文臥式液靜壓主軸止推軸承型式為單腔環型油室，使用此形式主要原因該主軸為磨床用途，適合受力與偏心載荷較小之主軸設計。也因主軸為臥式的緣故，在前、後止推軸承設計上，並不像立式主軸，需要考慮自重與平衡間隙問題。因此，前、後止推軸承**關鍵尺寸設計相同**即可將主軸保持在工作間隙中。

前、後止推軸承性能要求表

規範項目	規範
剛性(kg/um)	>10
承載力(kg)	>80
流量(l/min)	<2



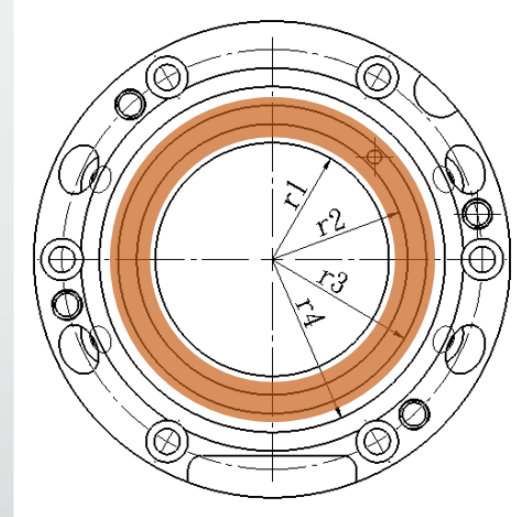
前、後止推軸承配置

1. 有效面積計算(Ae):止推軸承尺寸設計規範，其設計條件一般為
 $r_1 = r + 0.5mm$ 、 $r_2 = r \times 1.2mm$ 、 $r_3 = r \times 1.4mm$ 、 $r_4 = r \times 1.6mm$ 。

$r=25$ 、 $r_1=25mm$ 、 $r_2=29mm$ 、 $r_3=33mm$ 、 $r_4=37mm$ ，將上述軸承尺寸代入
公式有效面積計算公式。

$$A_e = \pi r_4^2 \frac{1 - \left(\frac{r_3}{r_4}\right)^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \pi r_2^2 \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

有效面積(Ae)計算公式



本文單腔環型止推軸承尺寸及有效面積

2. 油膜間隙(h_0):油膜間隙小,油膜剛性高油泵功率耗損較小,但摩擦功率大,容易造成溫升,液壓油黏度與油間隙應互相搭配。

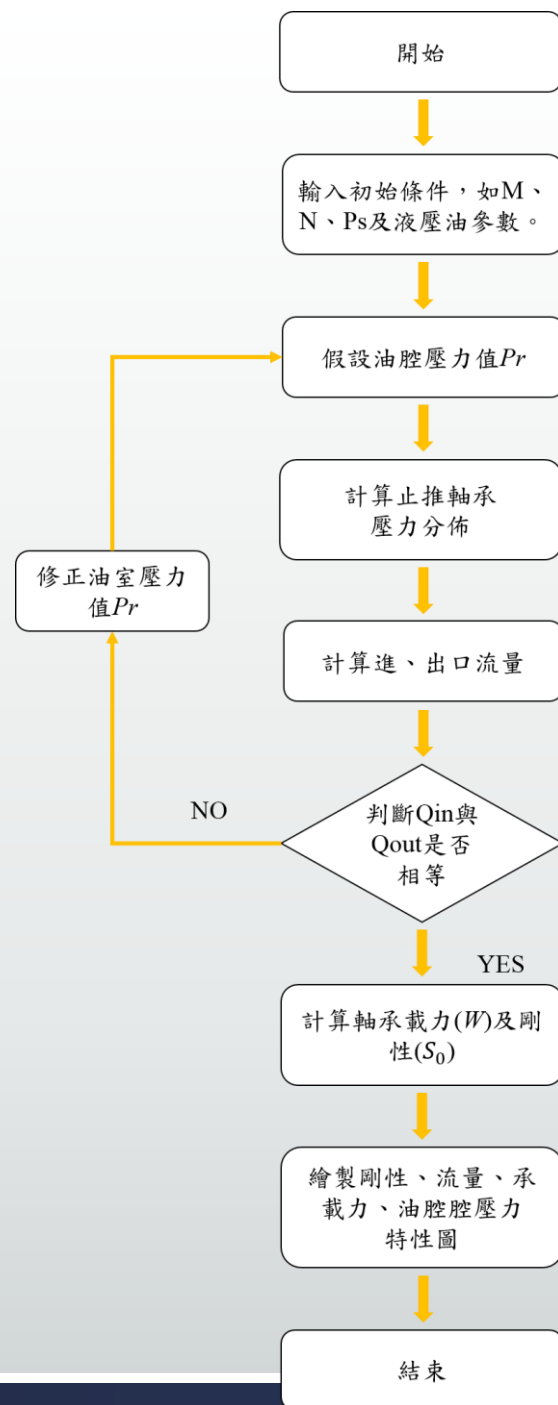
$$h_0 = \begin{cases} D \leq 50, & (0.0006 \sim 0.001)D \\ D = 50 \sim 100, & (0.0005 \sim 0.0008)D \\ D = 100 \sim 200, & (0.0004 \sim 0.0007)D \end{cases}$$

本文之液靜壓主軸油膜間隙為 17 μ m。

油膜厚度公式

3-2 單腔環型止推軸承有限差分法分析

止推軸承性能包含剛性(S)、承載能力(W)、流量(Q)與油腔壓力(P_r)特性，因此本節透過有限差分法求得止推軸承壓力分布，計算上述特性，並探討間隙與其關係。以結構尺寸求解，以上述參數求解雷諾方程式，得到**軸承壓力分佈**，接著利用流量連續方程式；流進小孔節流器之流量(Q_{in})是否等於流出封油邊之流量(Q_{out})，判斷與收斂；若 $Q_{in}=Q_{out}$ 時，則停止收斂，並計算此流量下之剛性、承載力與油腔壓力。



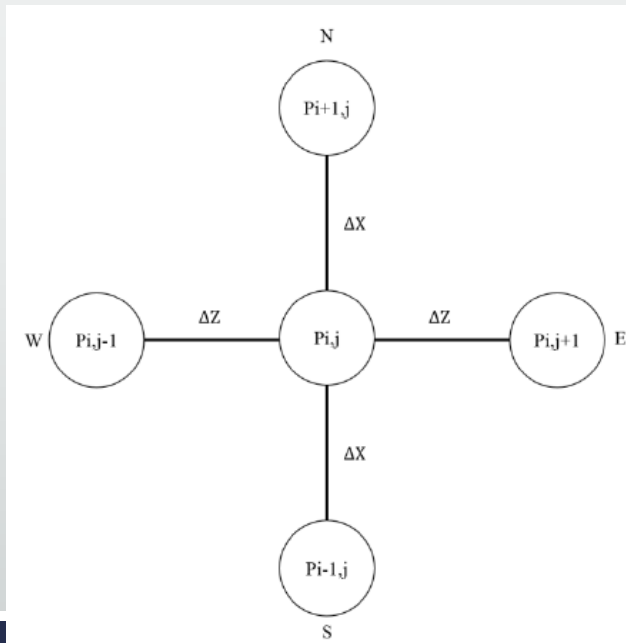
求解有限差分法流程圖

3-2-1 雷諾方程式的建立

描述液體靜壓止推軸承之雷諾方程式為

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(ph^3 \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 0$$

雷諾方程式為二階偏微分方程式，利用有限差分法求解雷諾方程式則可得軸承間隙內油膜壓力的分佈。利用有限差分法，便能求解方程式較複雜的問題，特別是流場的問題。本文使用的方法採用精度較高的中心差分法來進行分析及研究。



中心差分關係圖

3-2-2 有限差分基礎理論

偏微分方程式可離散化轉換成差分的標準表示式，將各節點的變量 P_{ij} 與相鄰各節點變量的關係，這種關係可以寫成

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

其中

$$CN = \left[\frac{B}{(\Delta y)^2} + \frac{D}{(2\Delta y)} \right] / T$$

$$CW = \left[\frac{A}{(\Delta \theta)^2} - \frac{C}{(2\Delta \theta)} \right] / T$$

$$CS = \left[\frac{B}{(\Delta y)^2} - \frac{D}{(2\Delta y)} \right] / T$$

$$G = \frac{E}{T}$$

$$CE = \left[\frac{A}{(\Delta \theta)^2} + \frac{C}{(2\Delta \theta)} \right] / T$$

$$T = \left[\frac{A}{(\Delta \theta)^2} + \frac{B}{(\Delta y)^2} \right]$$

3-2-3 流量連續方程式建立

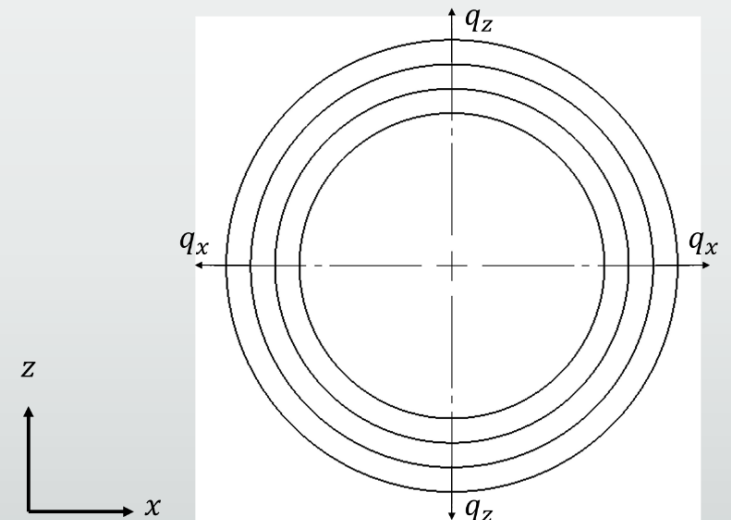
推導雷諾方程式的過程中，可得到x方向和z方向的流速，取z方向單位長度，油膜間隙為h時，則沿油膜x、z方向的單位流量。

$$q_x = \int_0^h u dy = \int_0^h \left\{ \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} [y(y-h)] + \frac{h-y}{h} U_a + \frac{y}{h} U_b \right\} dy = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h}{2} (U_a + U_b)$$

那就是根據液體的不可壓縮性，流過一個節流器的流量必須等於油室流出的流量。

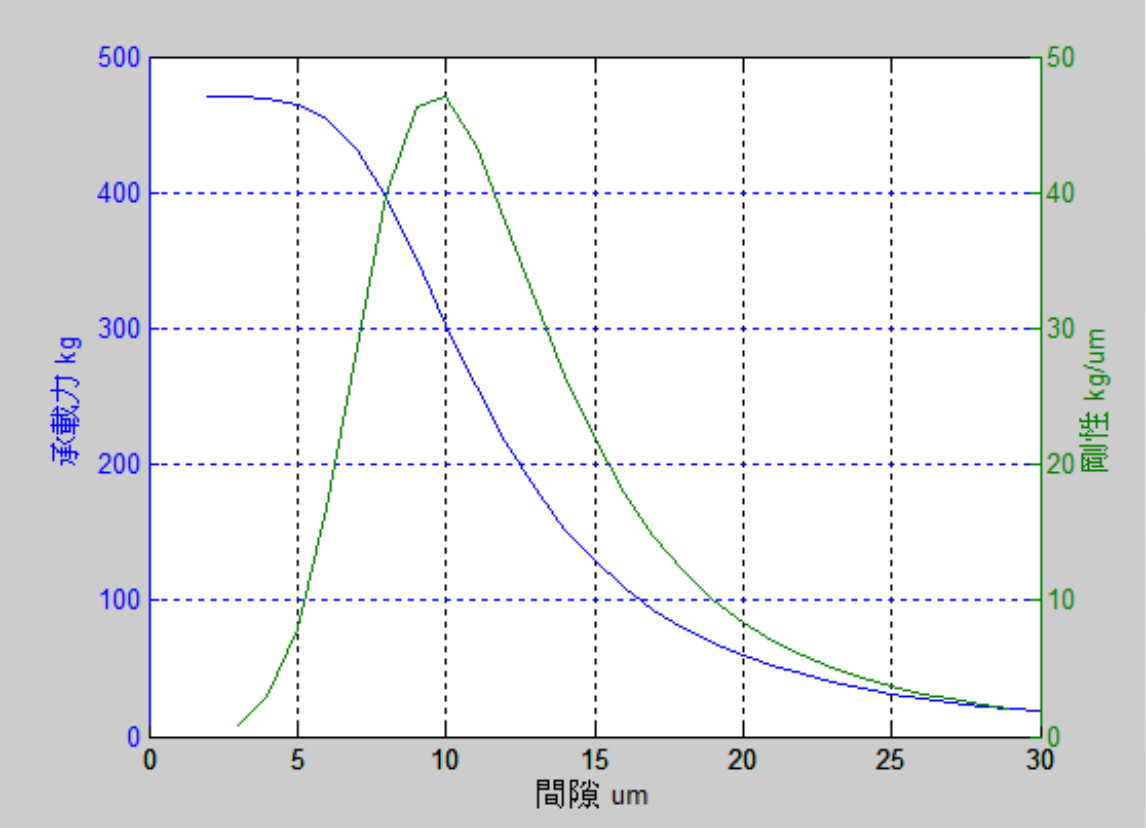
$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$\frac{\alpha \pi d_0^2}{4} \times \sqrt{\frac{2(p_s - p_r)}{\rho}} = \left[-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h}{2} (U_a + U_b) \right] + \left[-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right]$$

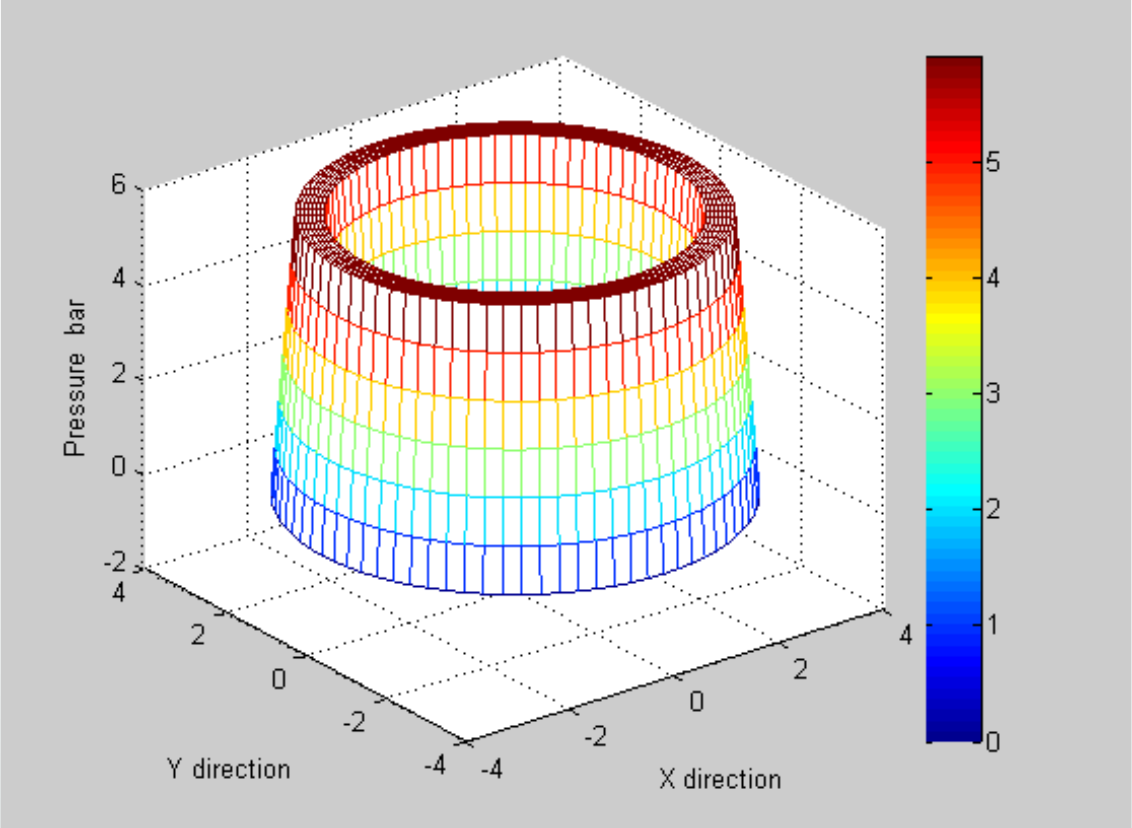


環型油室示意圖

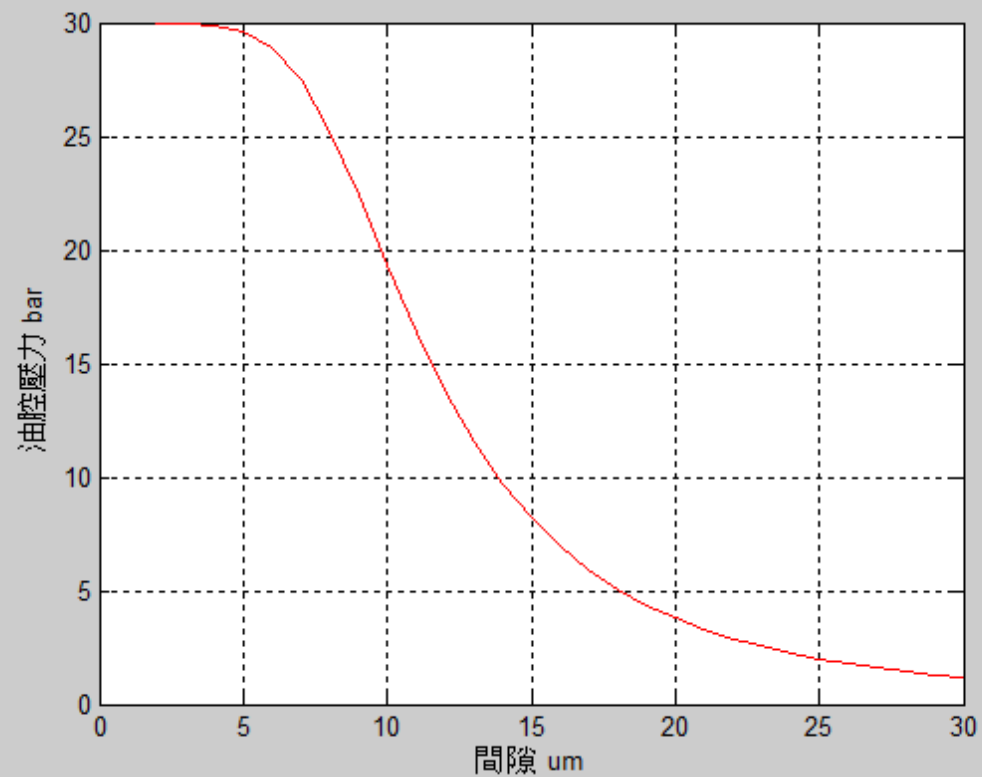
3-2-4 特性分析結果



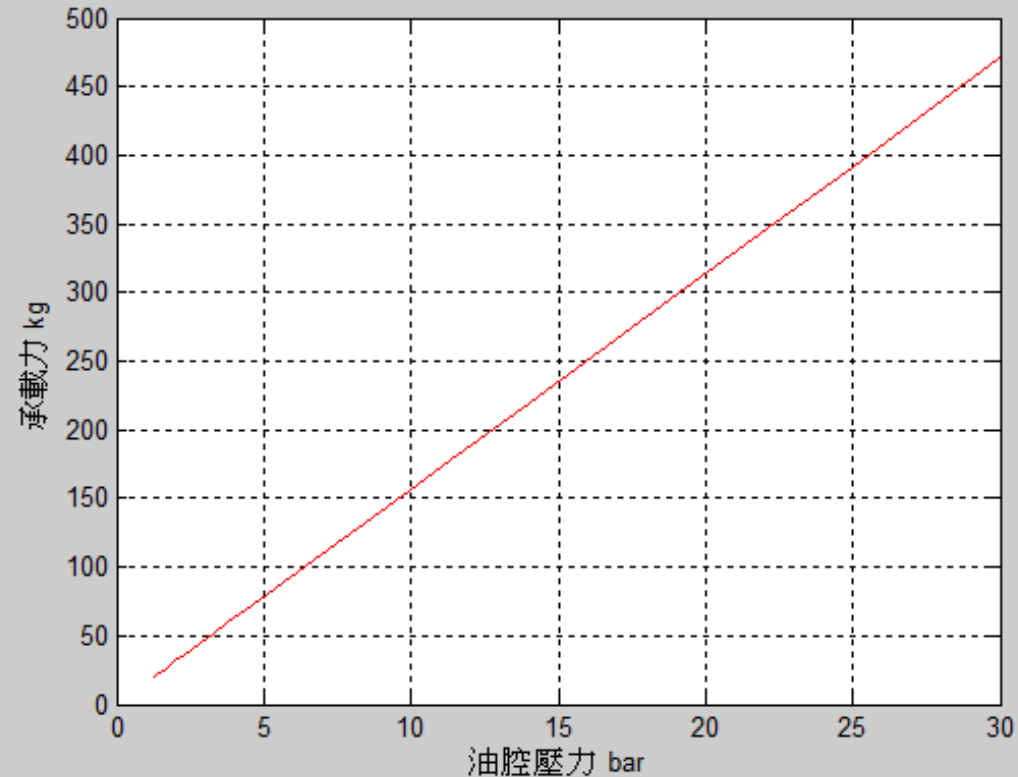
間隙與承載力、剛性特性



壓力分佈圖



間隙與油腔壓力特性



油腔壓力與承載力特性

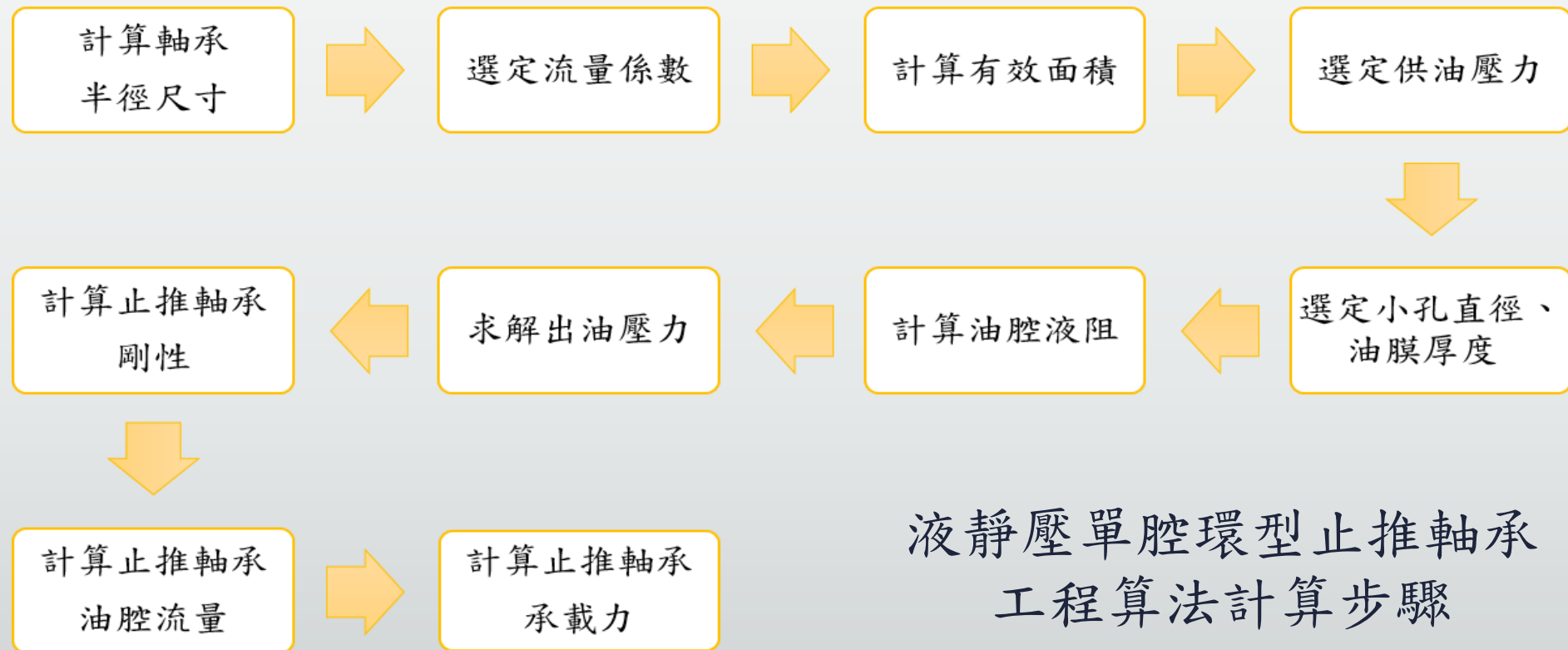
供油壓力30 bar、油膜間隙17um下之前、後止推軸承特性表。

前、後止推軸承有限差分特性表

	前、後止推軸承
剛性(kg/um)	14.68
承載力(kg)	92.73
流量(l/min)	0.61
油腔壓力(bar)	5.91

3-3 液靜壓單腔環形止推軸承工程算法性能分析

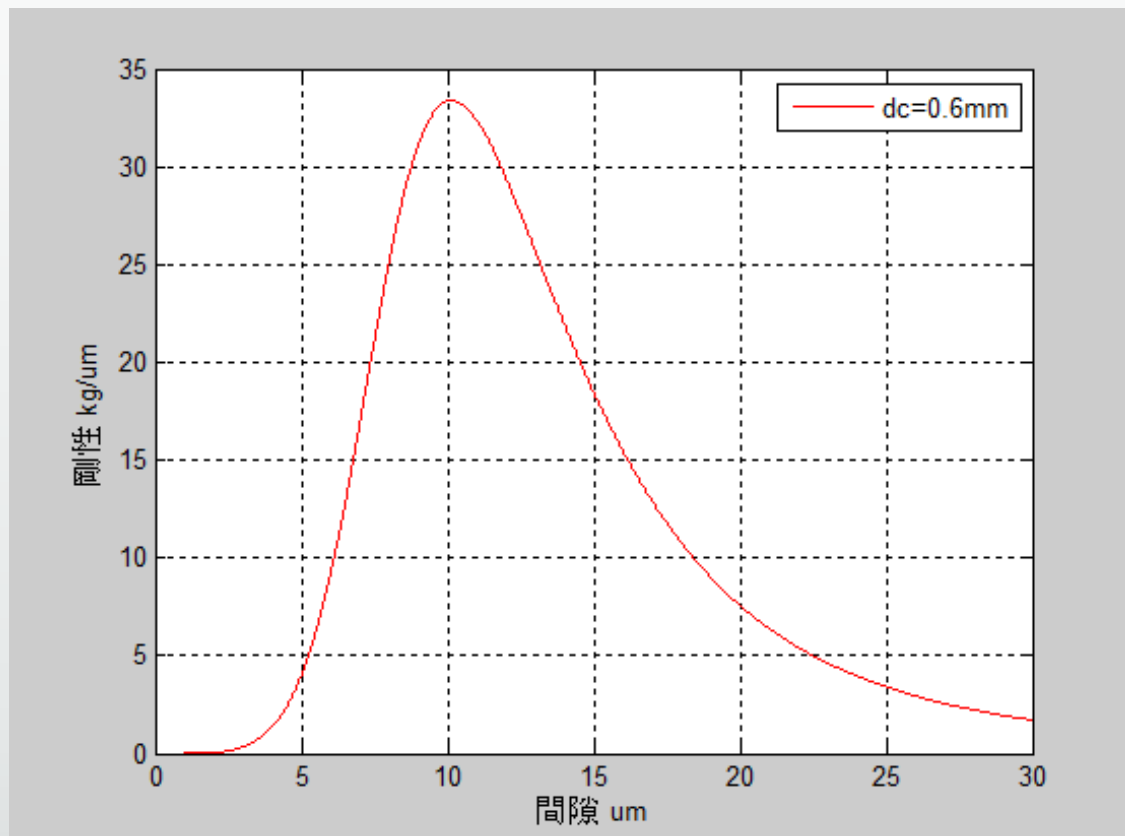
上節利用有限差分法求得前、後止推軸承之剛性、承載能力、流量與油腔壓力，本小節則使用工程算法求解上述特性，並互相比較其誤差。不同的是計算都是透過簡化的算式，省去有限差分法中流量的收斂計算時間，但與其相比有著一定的誤差。



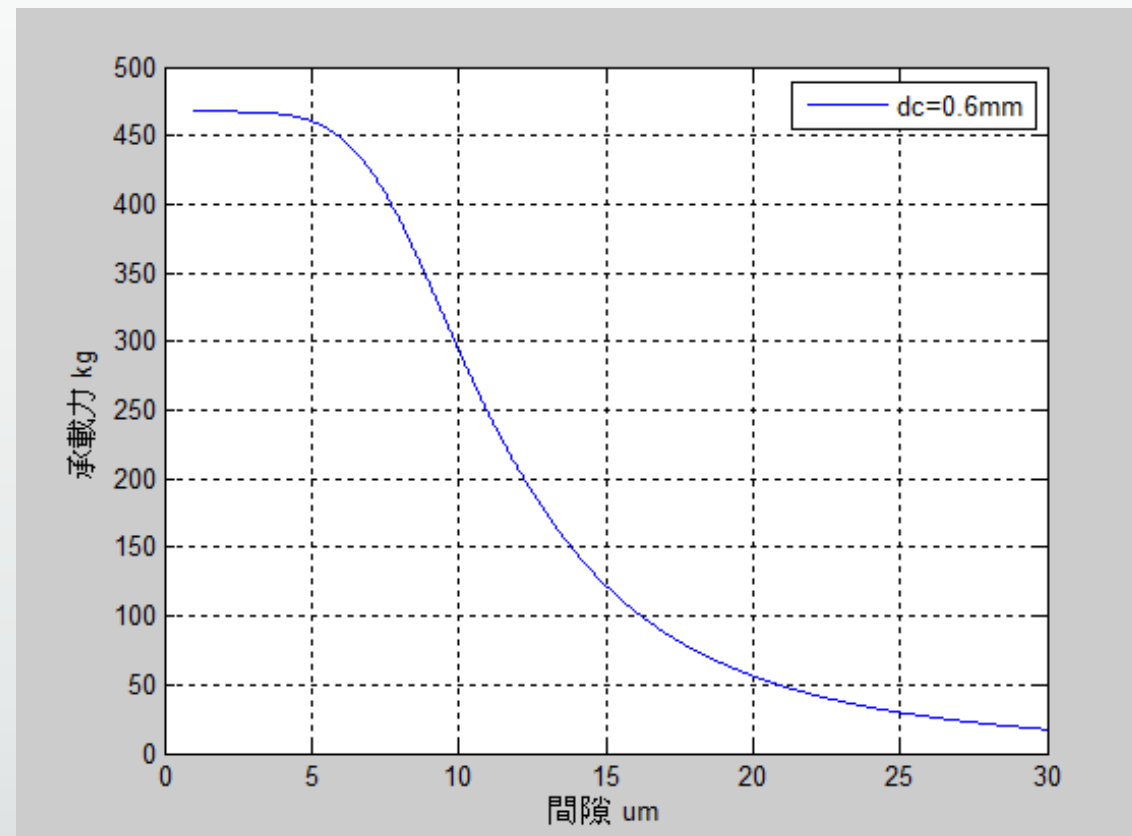
3-3-1 剛性、承載能力、流量及油腔壓力計算

影響止推軸承性能包含: 1.止推軸承流量、2.節流器、3.油腔壓力、4.液阻比、5.止推軸承剛性、6.止推軸承承載力，將3-1小節中的關鍵尺寸代入上述6點工程算法算式中，即可得止推軸承特性圖。

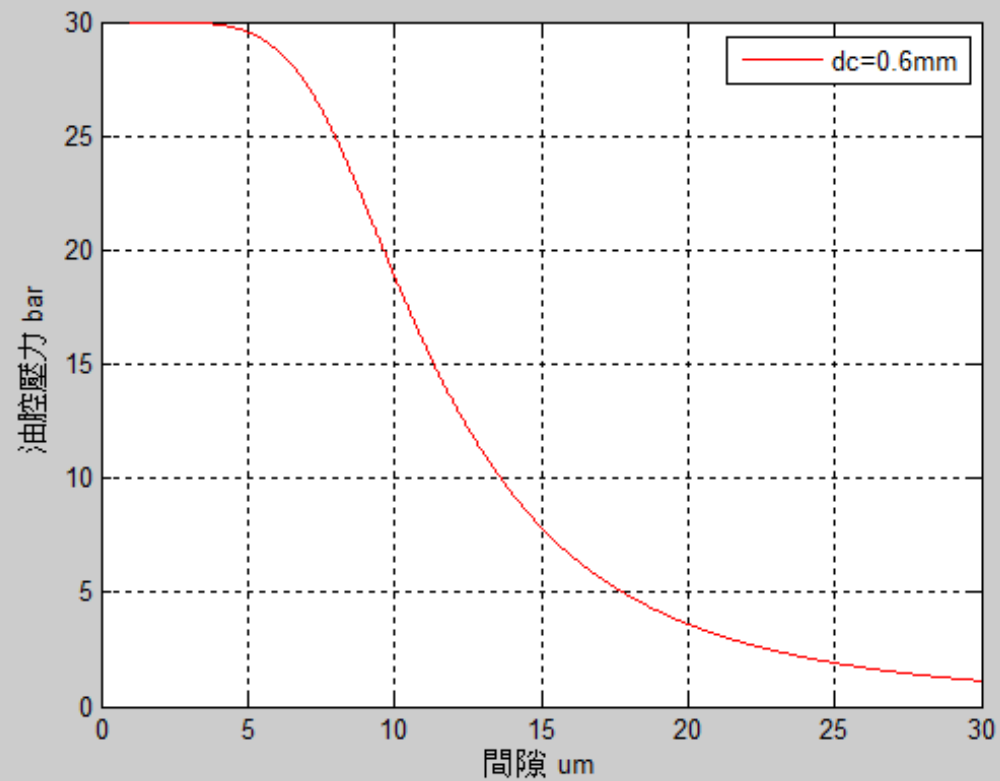
3-3-2 特性分析結果



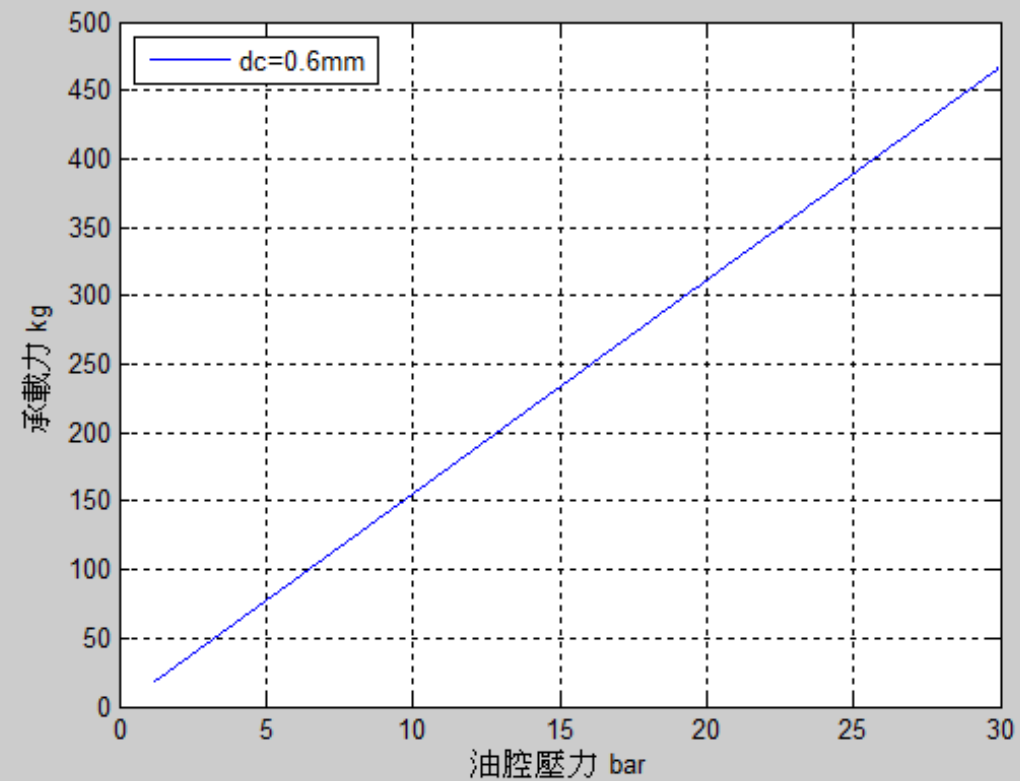
間隙與剛性變化



間隙與承載力變化



間隙與油腔壓力變化



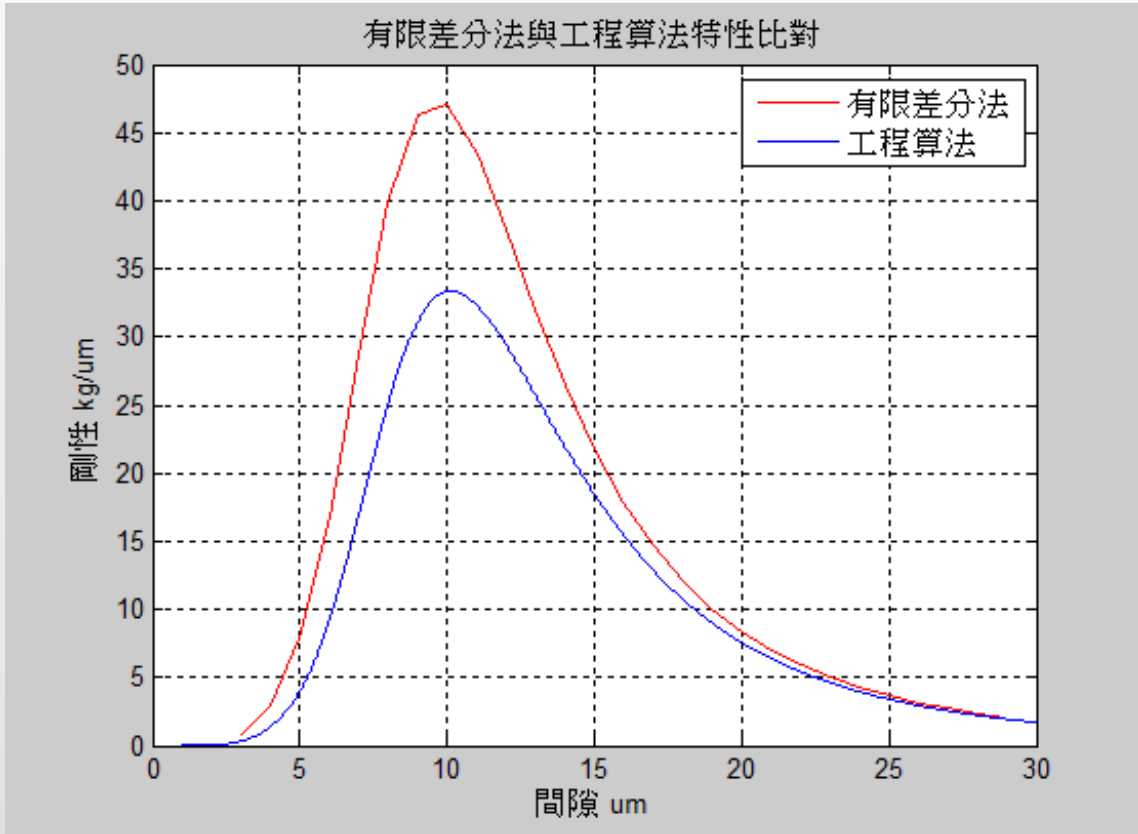
油腔壓力與承載力變化

供油壓力30 bar、油膜間隙17um下之前、後止推軸承特性表。

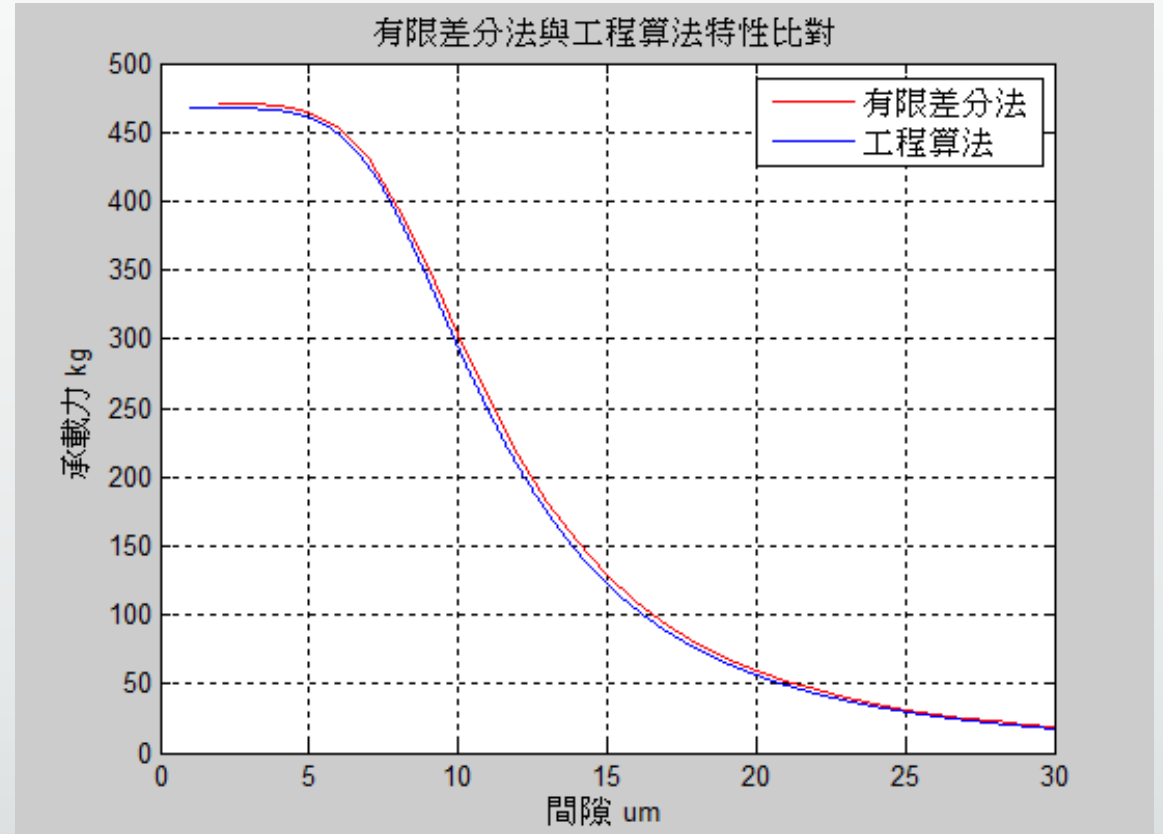
前、後止推軸承工程算法特性表

	前、後止推軸承
剛性(kg/um)	12.91
承載力(kg)	88.51
流量(l/min)	0.86
油腔壓力(bar)	5.68

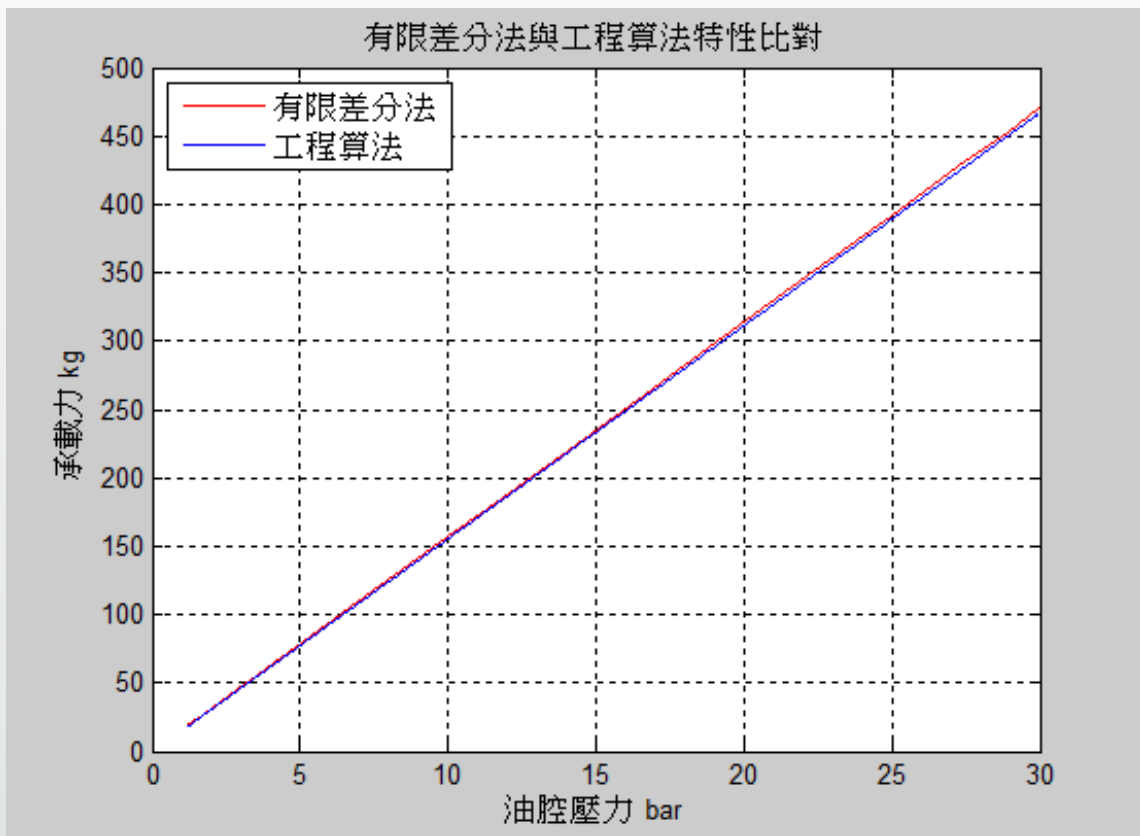
3-4 有限差分法與工程算法結果比對



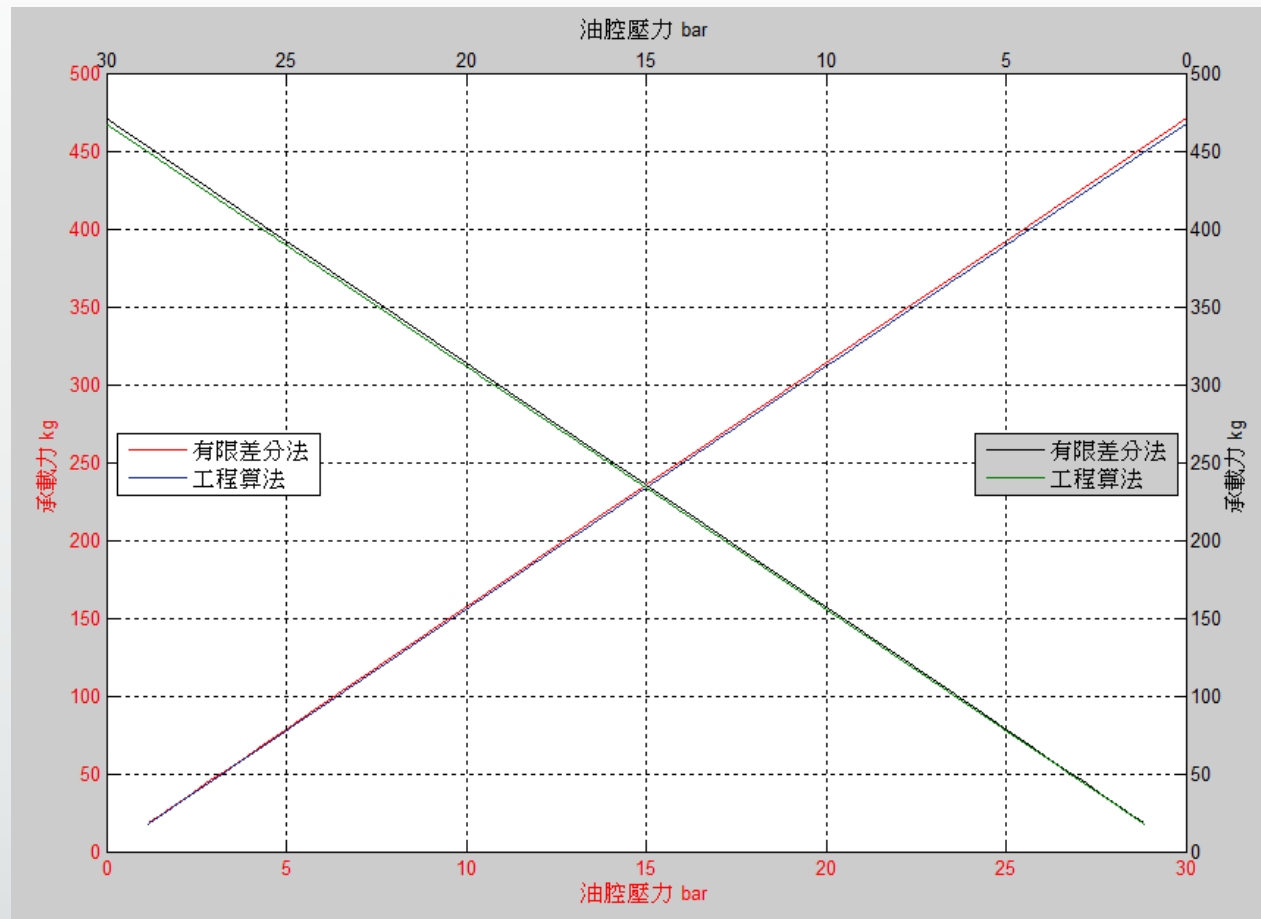
有限差分法與工程算法之
間隙與剛性特性



有限差分法與工程算法之
間隙與承載力特性圖



有限差分法與工程算法之
油腔壓力與承載力特性



前、後止推軸承有限差分法與工程算法
之油腔壓力與承載力特性

供油壓力30 bar、油膜間隙17um下比較。

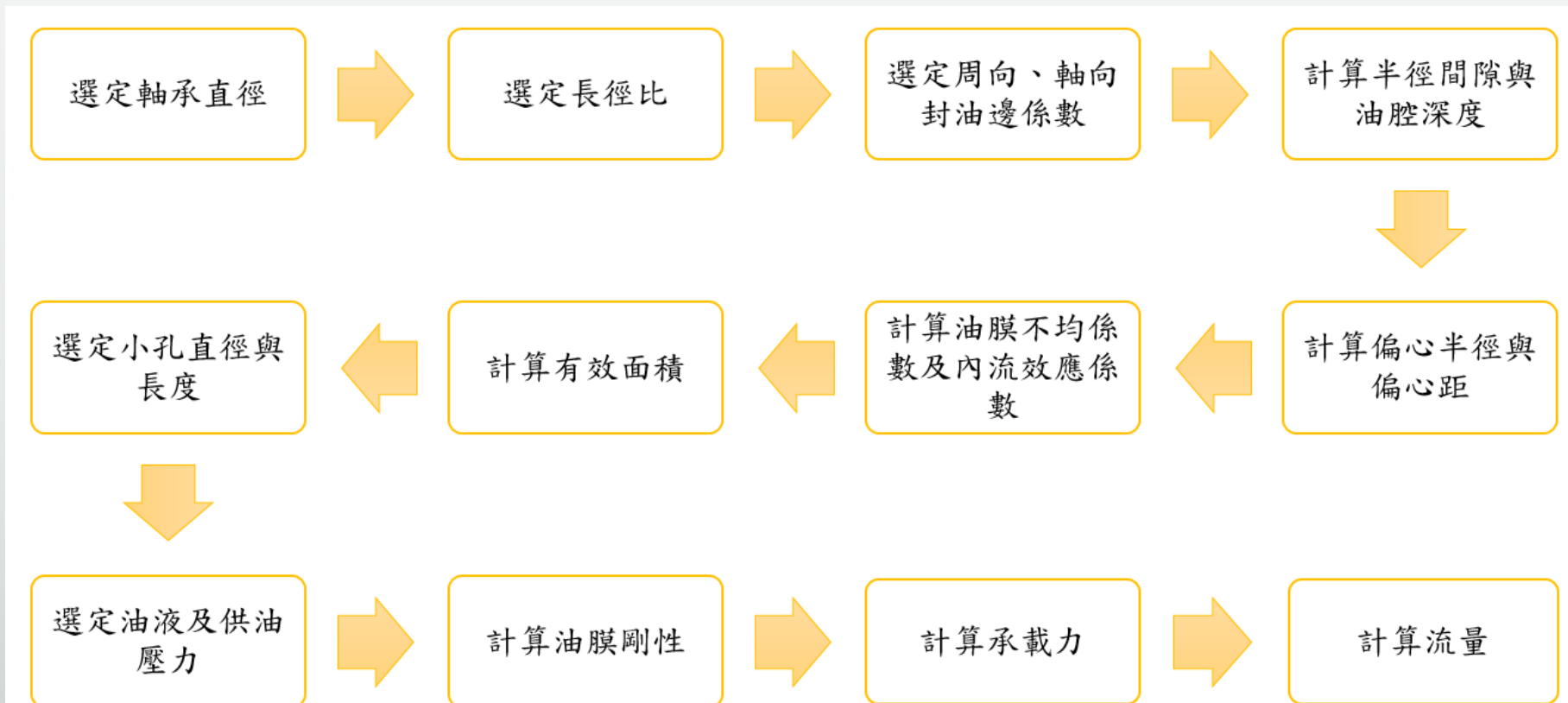
有限差分法與工程算法比對表

有限差分法與工程算法計算結果			
	剛性(kg/um)	承載力(kg)	油腔壓力(bar)
有限差分法	14.68	92.73	5.91
工程算法	12.91	88.51	5.68
誤差(%)	12.06	4.55	3.89

3-5 徑向軸承工程算法性能分析

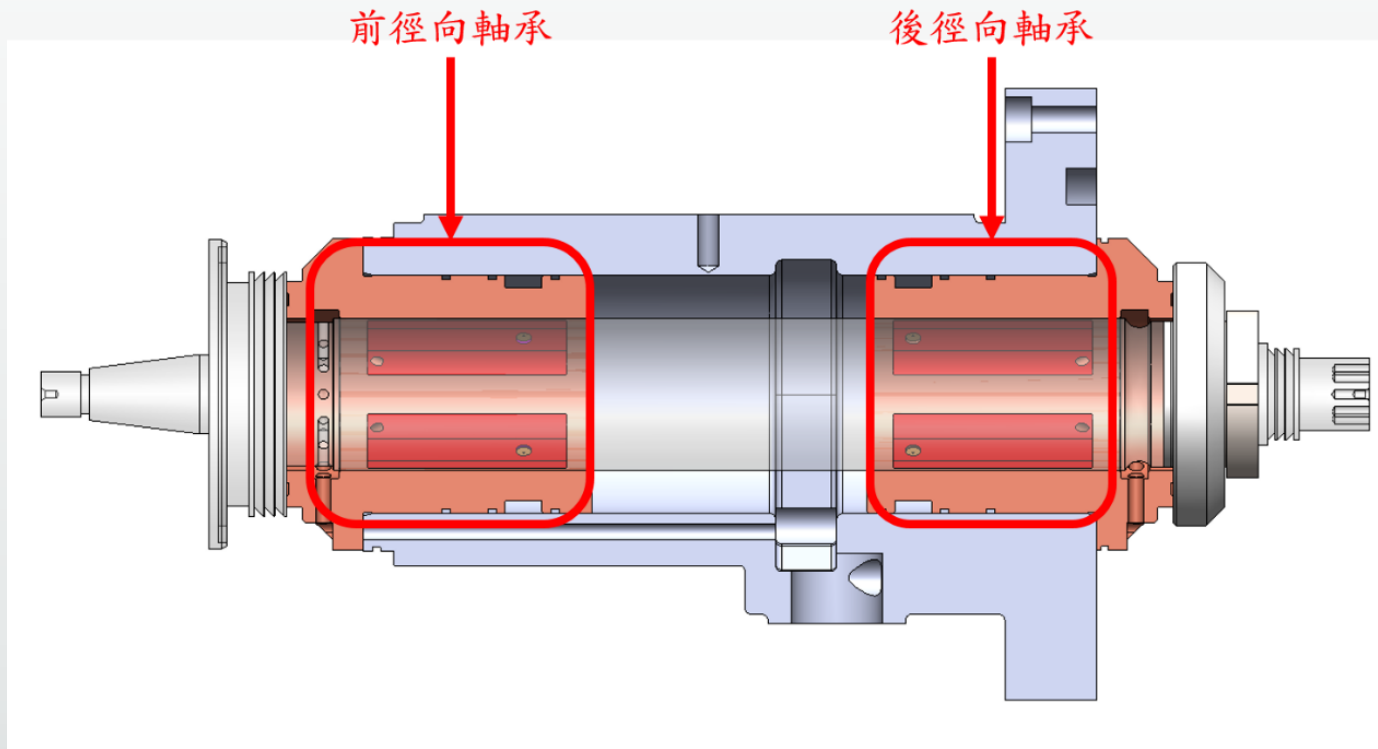
比較有限差分法及工程算法之結果，其兩者誤差在可容許範圍內，因此本文徑向軸承性能分析與系統切削力也採用工程算法簡化**繁複**的計算過程。

與止推軸承特性計算步驟雷同，得到軸承基本尺寸後，將其代入求解特性之計算式中，得到徑向軸承性能。



徑向軸承工程算法
流程圖

(一) 徑向軸承配置與性能要求



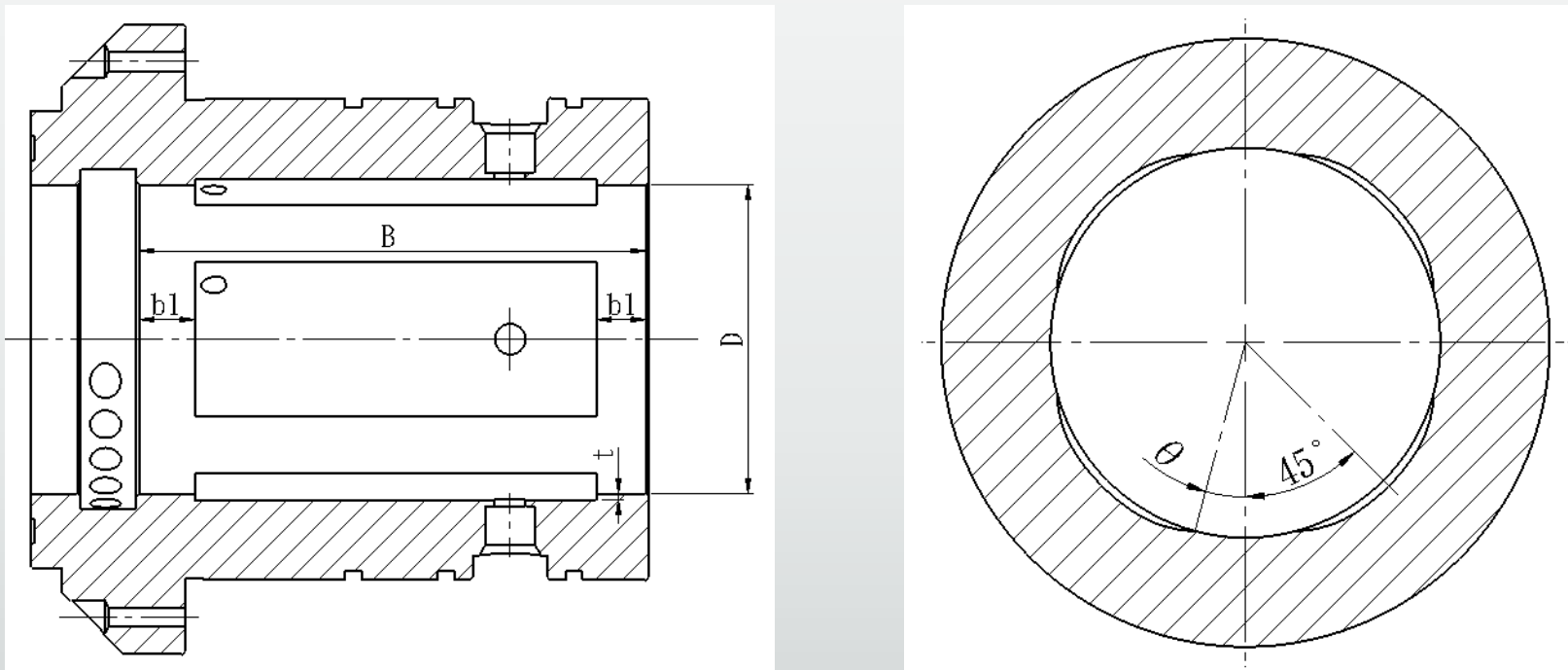
前、後徑向軸承配置示意圖

前、後徑向軸承性能要求

規範項目	規範
剛性(kg/um)	>300
承載力(kg)	>500
流量(l/min)	<4

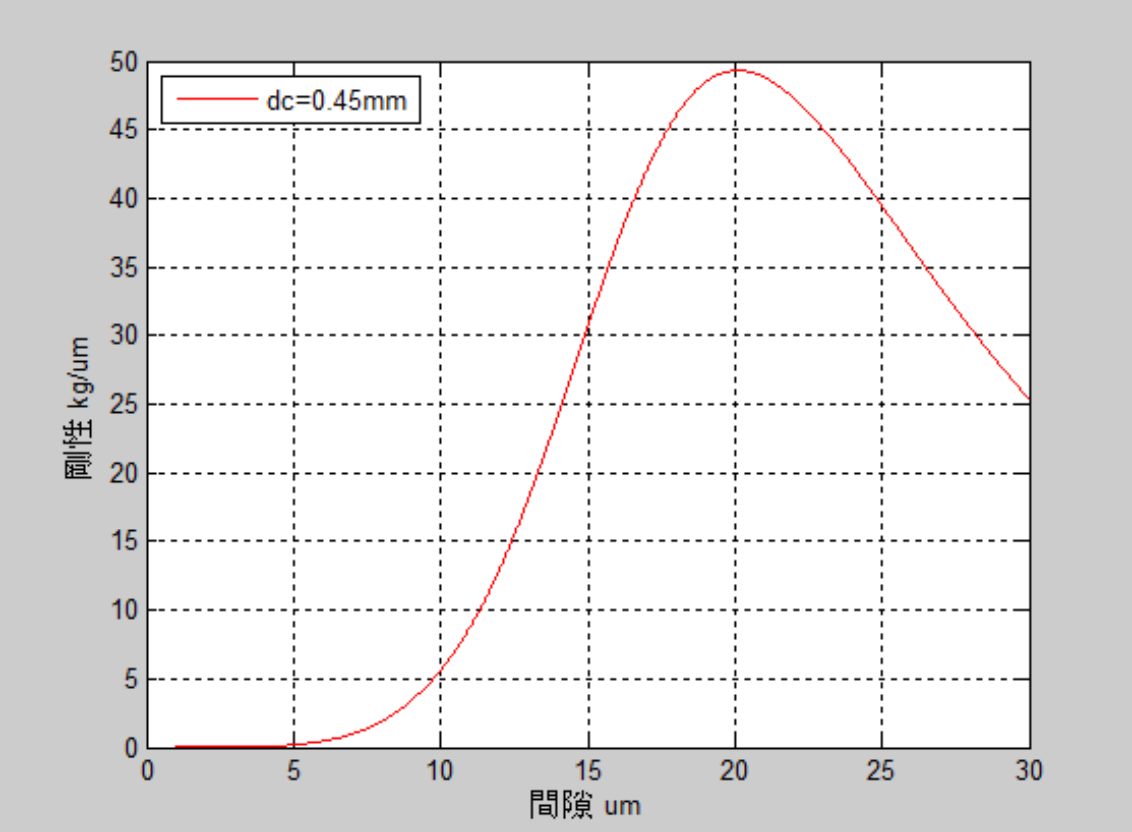
(二) 結構尺寸計算

徑向軸承性能包含剛性(S)、承載能力(W)及流量(Q)特性，影響上述性能參數包含1.油膜間隙(h_0)、2.油腔深度(t)、3.長徑比(\bar{B})、4.油腔包角(θ)、5.封油邊係數(\bar{b}_1 與 $\bar{\theta}_1$)、6.有效面積(A_e)。本文徑向軸承為無回油槽四腔形式。

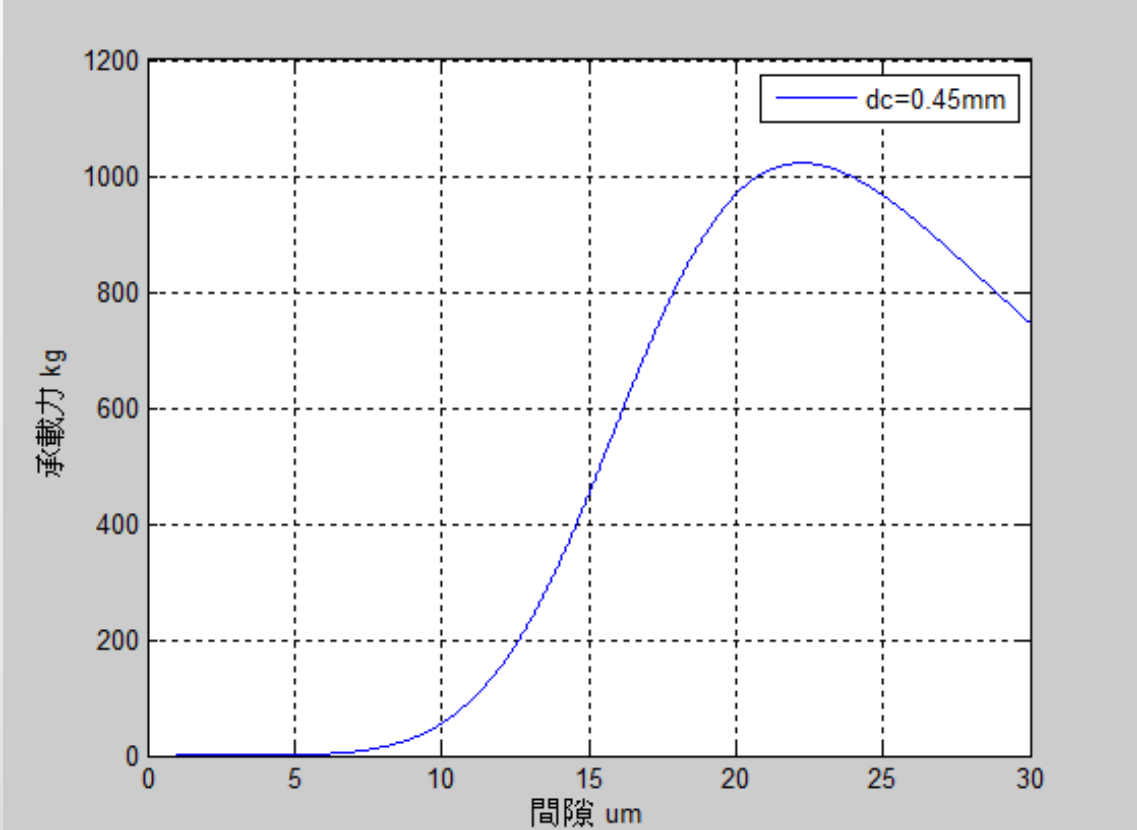


結構尺寸示意圖

(三) 徑向軸承性能分析

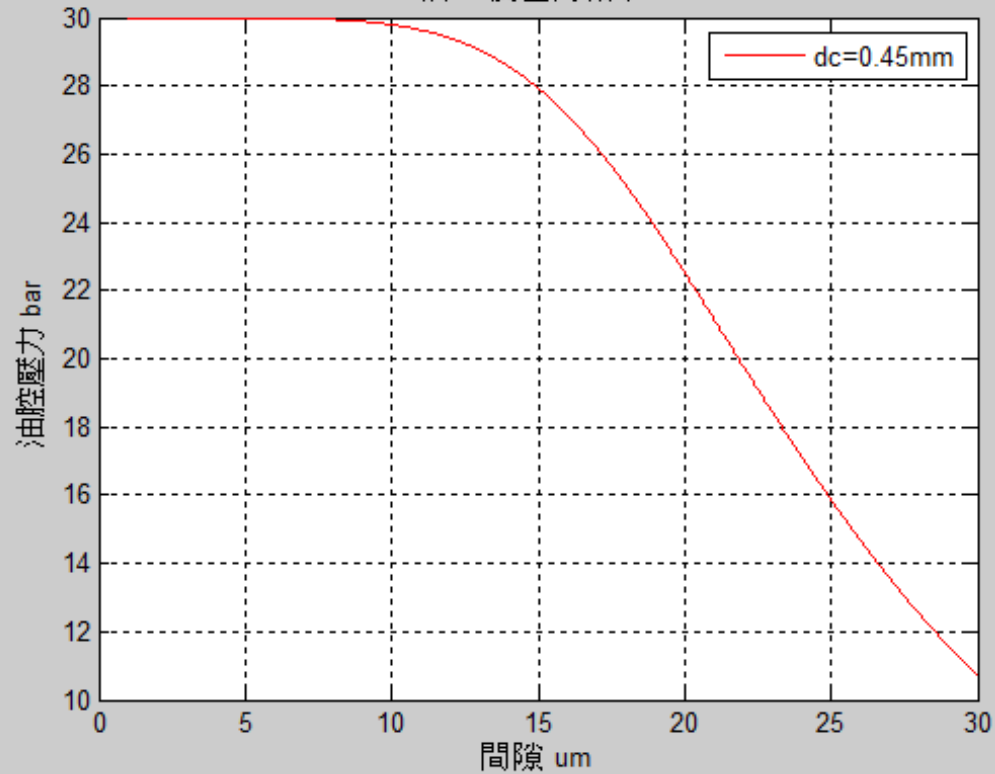


間隙與剛性變化

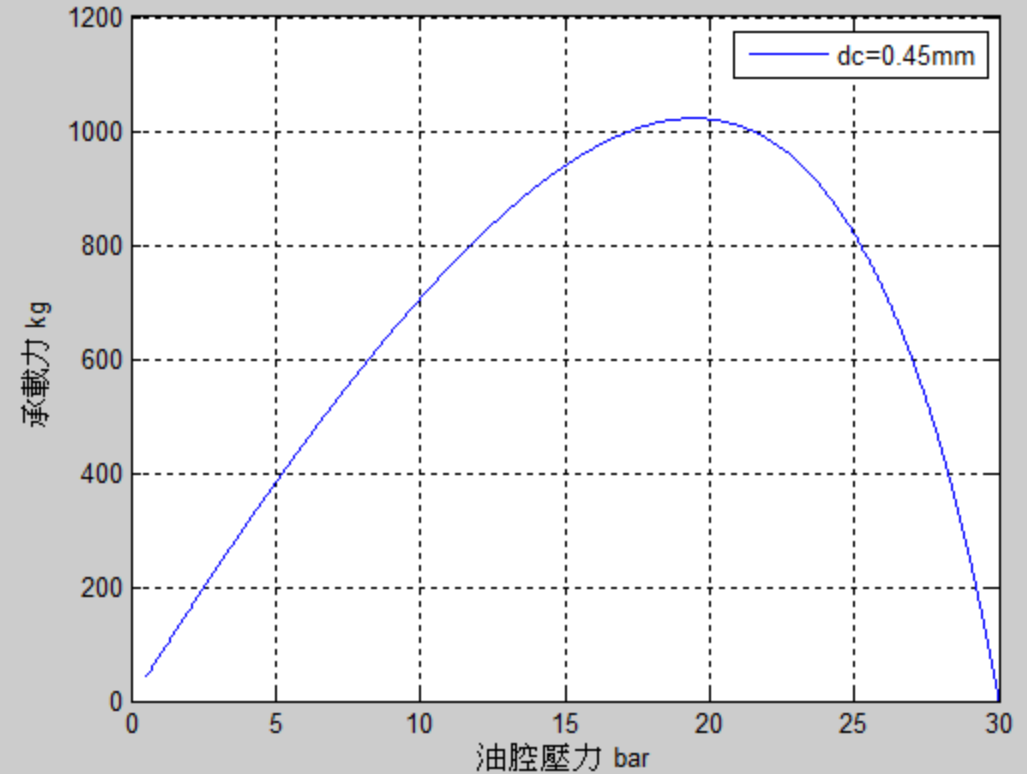


間隙與承載力變化

前、後徑向軸承



間隙與油腔壓力變化



油腔壓力與承載力變化

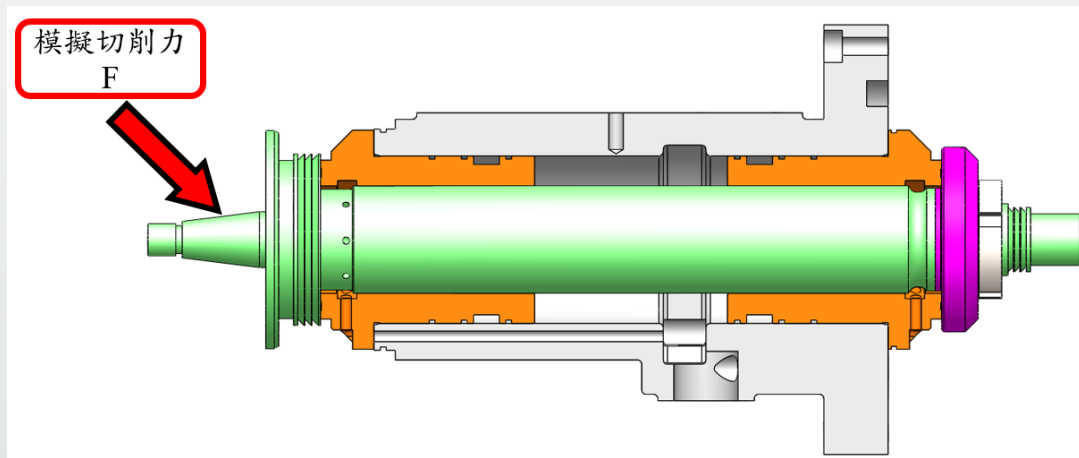
供油壓力30 bar、油膜間隙18um下之前、後徑向軸承特性表。

前、後徑向軸承特性表

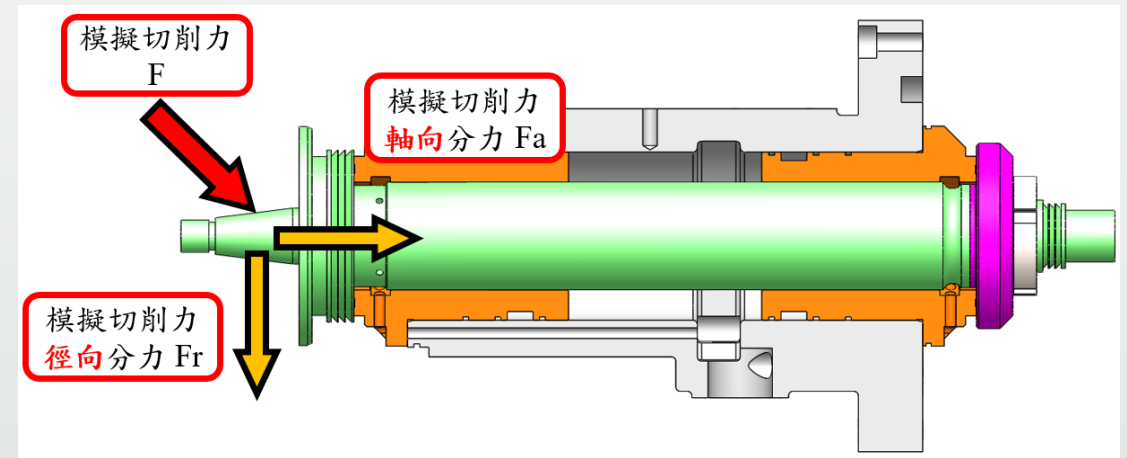
	前、後徑向軸承
剛性(kg/um)	46.02
承載力(kg)	812.6
流量(l/min)	1.32
油腔壓力(bar)	25.08

四、液靜壓主軸切削力數學模型建立

對於一般滾動接觸式支撐類型的主軸，於實際加工生產時，操作者很難藉由安裝感測器的方式，得知主軸當下的受力狀況；但液靜壓主軸不同，加工的受力情形，可以從主軸上各油腔壓力值的變化，求解出主軸當下的加工受力狀況。



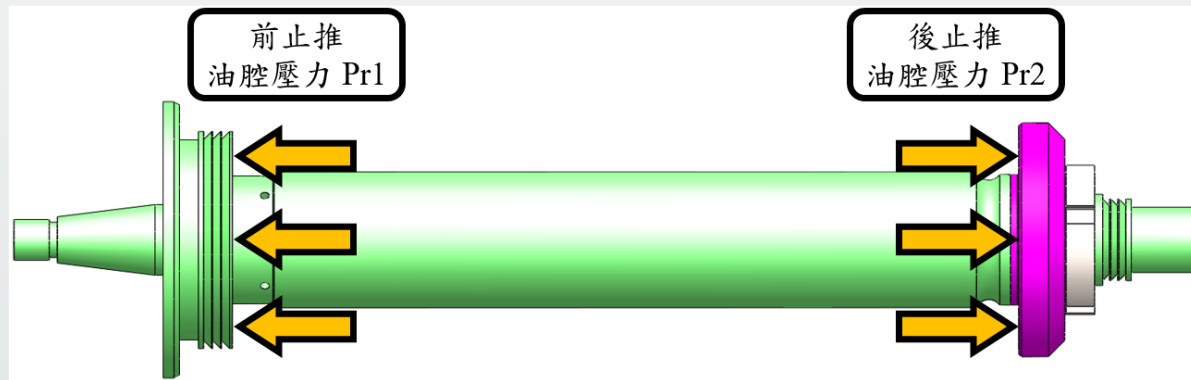
主軸受模擬切削力作用示意圖



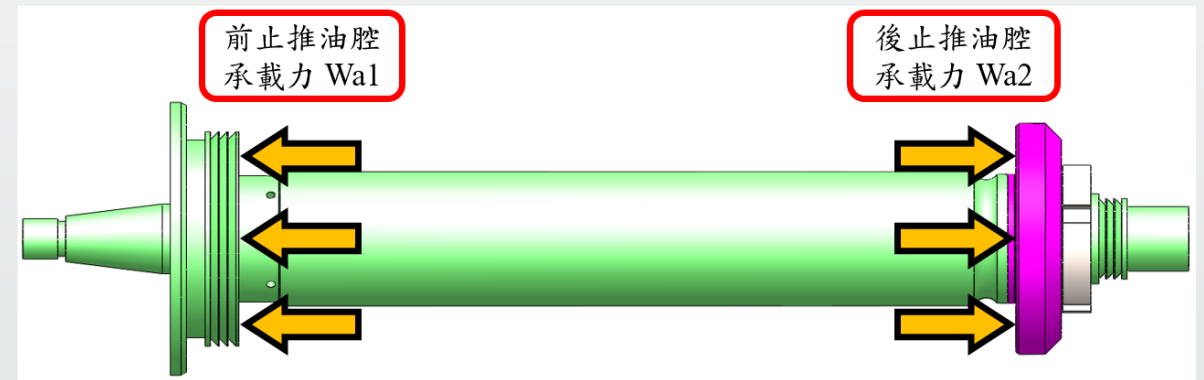
模擬切削力分力示意圖

4-1 軸向切削力數學模型建立

內部的受力情形；因為前、後止推油腔於心軸未受外力作用時，油腔壓力值 $Pr1$ 與 $Pr2$ 是相等的，因此，其作用於心軸端面上的油腔承載力 $Wa1$ 與 $Wa2$ 也是相同。



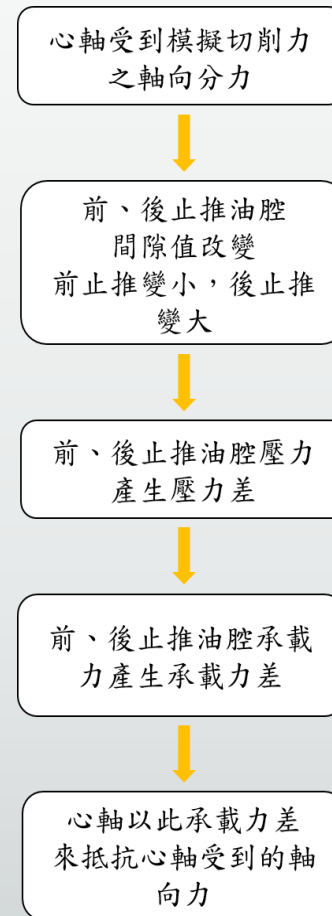
心軸未受外力時，前、後止推油腔壓力說明圖



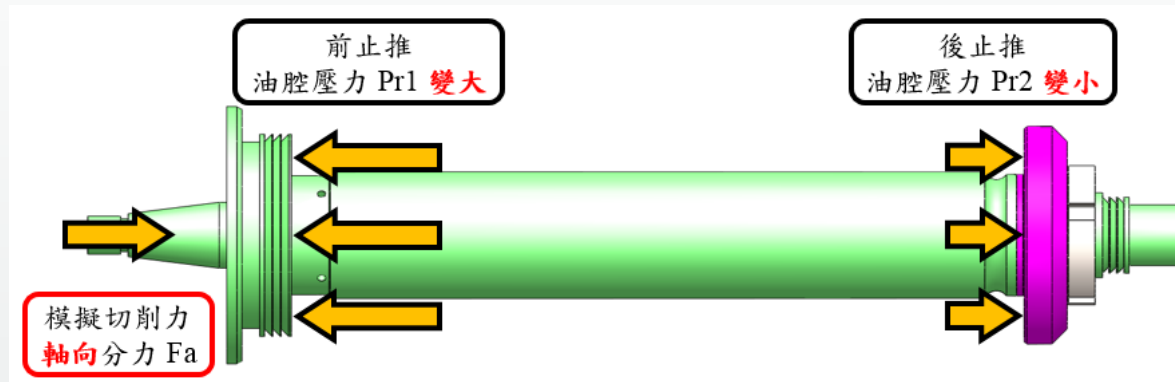
心軸未受外力時，前、後止推油腔承載力說明圖

4-1-1 軸向切削力與前、後止推油腔壓力值關係說明

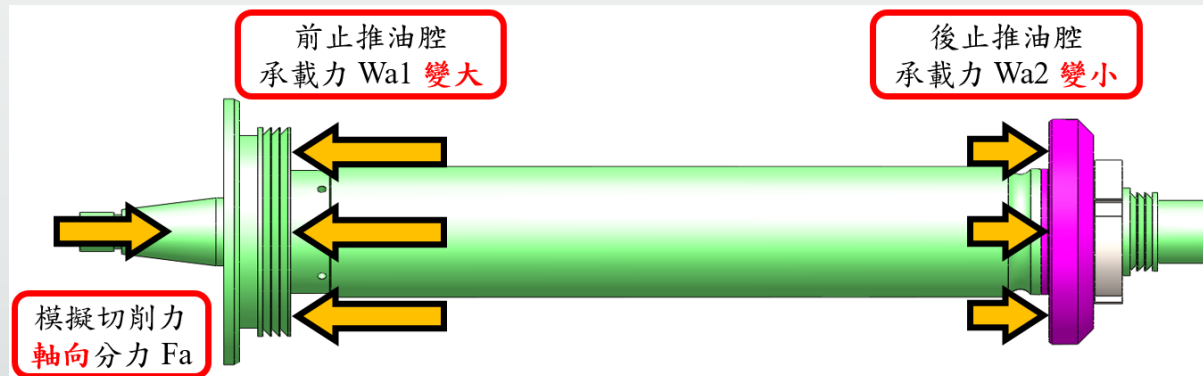
軸向受力後心軸與軸承間的關係的變化如流程圖。其中間隙變化影響油腔壓力與承载力，因此軸承產生力量抵抗外力。



心軸受軸向外力作用時，內部受力變化流程圖



心軸受軸向外力作用前、後止推油腔壓力變化說明圖



心軸受軸向外力作用前、後止推油腔承載力變化說明圖

4-1-2 軸向切削力計算公式建立

建立軸向切削力必須帶入止推軸承關鍵尺寸，即為有效面積(Ae)。得有效面積後與油腔壓力後，再帶入止推軸承承載力計算的公式。最後以前、後軸承承載力相減，即可得軸向切削力Fa，隨著油腔壓力的變化，切削力也隨之改變，此公式提供後續發展與使用。

$$Ae = \pi r_4^2 \frac{1 - \left(\frac{r_3}{r_4}\right)^2}{2 \ln \frac{r_4}{r_3}} - \pi r_2^2 \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$Wa1 = Pr1 * Ae1$$

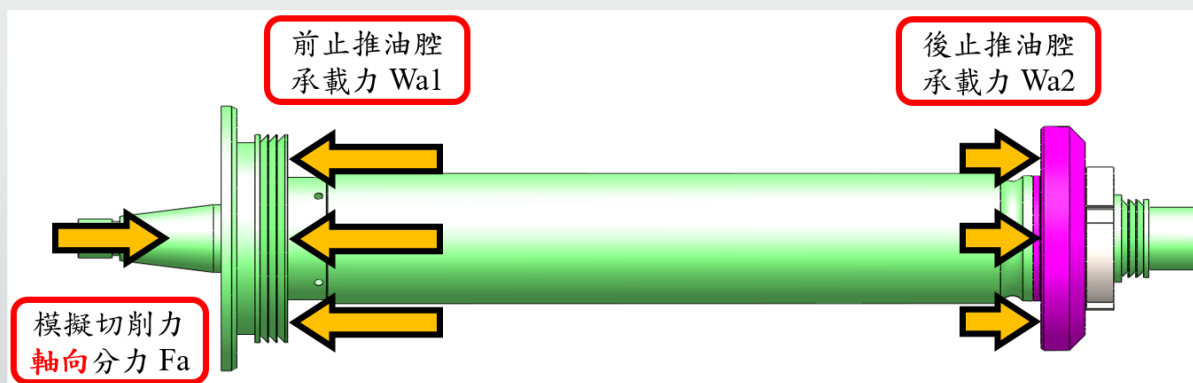
$$Wa2 = Pr2 * Ae2$$

$$Fa = Wa1 - Wa2$$

有效面積(Ae)計算公式

前後軸承承載力計算公式

軸向切削力計算公式



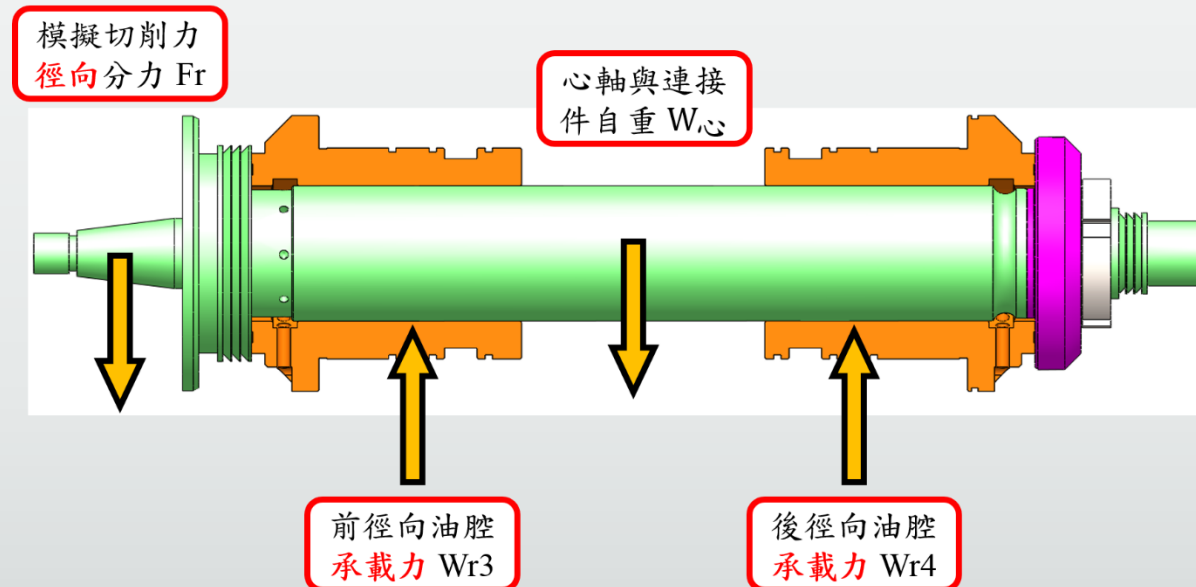
心軸受軸向切削分力作用時，其內部力量分布示意圖

4-2 徑向切削力數學模型建立

4-2-1 徑向切削力計算公式建立

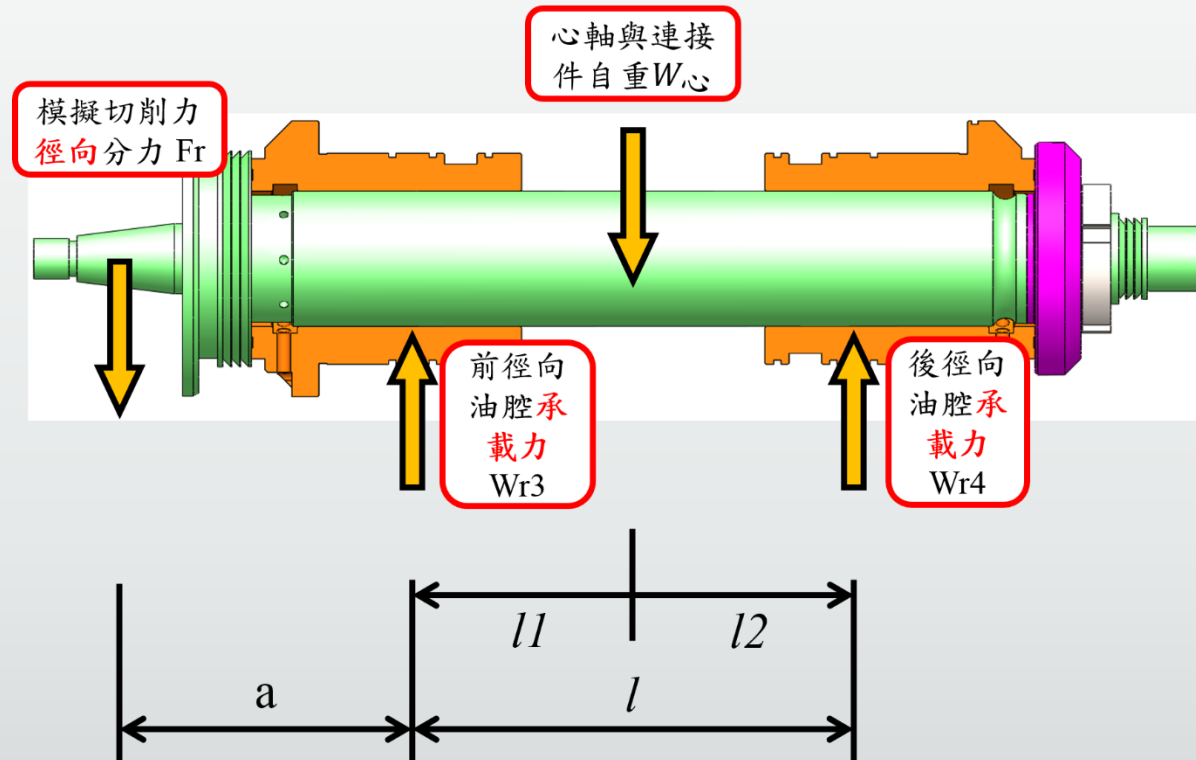
由於徑向切削力的求解方式較止推軸承複雜，無法以前、後軸承承載力直接計算，必須考慮懸伸、跨距與自重。

本文開發之液靜壓主軸傳動機構是採用直結式傳動，當其心軸鼻端受到一徑向切削分力 F_r 作用時，心軸內部所會產生的相對支撐力。



心軸受徑向切削分力作用時，其內部力量分佈示意圖

從圖中各力量之間的關係與位置，推導出 F_r 的計算公式，且本文可分別根據前徑向油腔承載力 W_{r3} 與後徑向油腔承載力 W_{r4} ，提出兩推算 F_r 的關係式；而為了推導關係式，需先將懸伸(a)、跨距(l 、 l_1 、 l_2)、心軸與連接件自重($W_{心}$)帶入其中。



心軸懸伸與跨距示意圖

根據心軸懸伸與跨距可分別建立以前徑向承載力Wr3與後徑向承載力Wr4為主的Fr推導公式。

$$Fr = \frac{Wr3 \times l - W_{\text{心}} \times l_2}{a + l}$$

針對前徑向承載力
計算徑向切削力公式

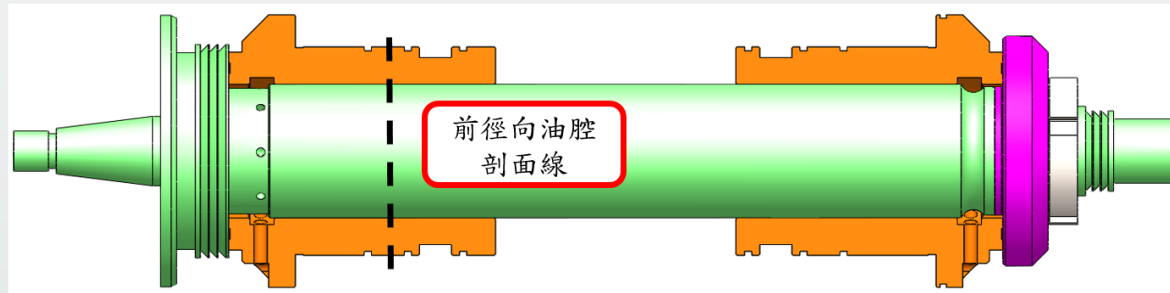
$$Fr = \frac{W_{\text{心}} \times l_1 - Wr4 \times l}{a}$$

針對後徑向承載力
計算徑向切削力公式

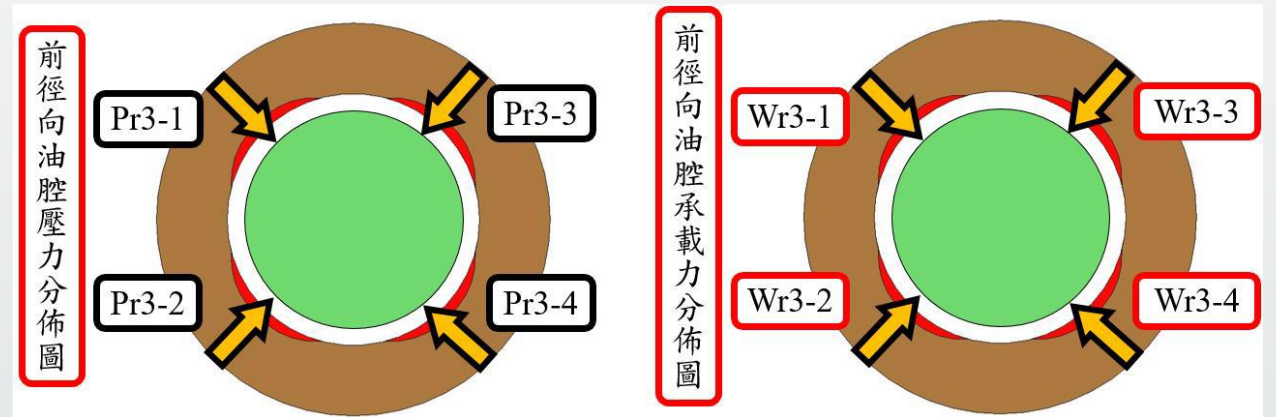
由於上述兩個公式皆能求解出徑向切削分力 F_r ，又因此切削分力的**施力點較接近前軸承**，為避免過多的誤差造成兩個公式所求解出的 F_r 有很大的差別而無法比對正確性，因此後續有關徑向模擬切削分力計算的部分，將**帶入以前徑向承載力計算公式**為主。

4-2-2 徑向切削力與前徑向油腔壓力值關係說明

在開始建立徑向切削力數學模型前，需先了解心軸於未受徑向外力作用時，其內部前徑向油腔對心軸的受力情形；再未考慮心軸的自重，且心軸未受徑向外力作用時，其油腔壓力值 $Pr3-1$ 與 $Pr3-3$ 是相等的，而 $Pr3-2$ 則與 $Pr3-4$ 是相等的；相同的，承載力 $Wr3-1$ 與 $Wr3-3$ 相等，且 $Wr3-2$ 與 $Wr3-4$ 相等。

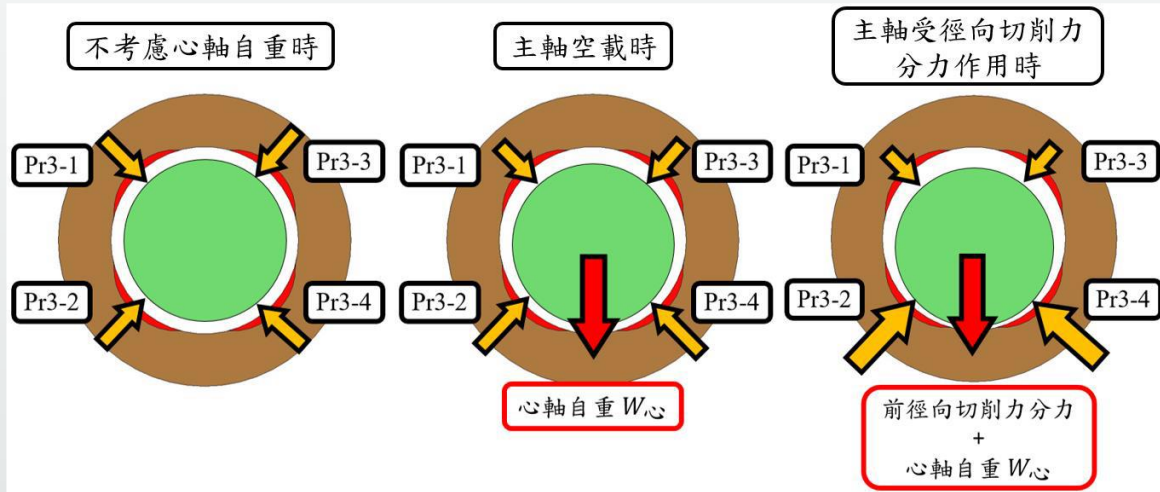


從心軸剖出前徑向油腔示意圖

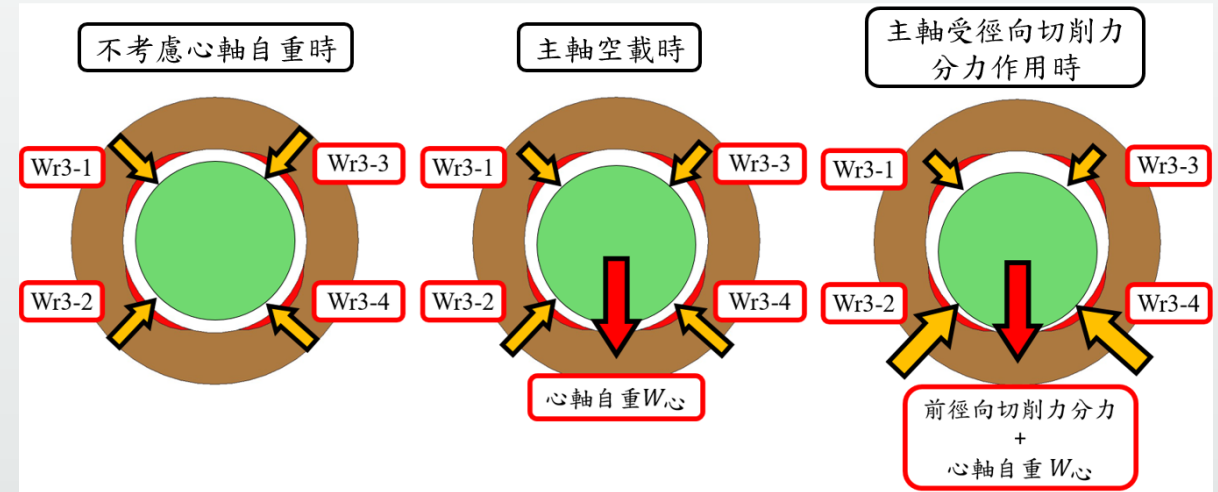


前徑向油腔壓力與承載力分佈圖

在主軸空載時，就會將心軸的自重考慮進去，心軸會些微下沉，改變四油腔的油腔壓力值，最後則是當主軸受徑向切削分力作用時，心軸明顯下沉的狀況。

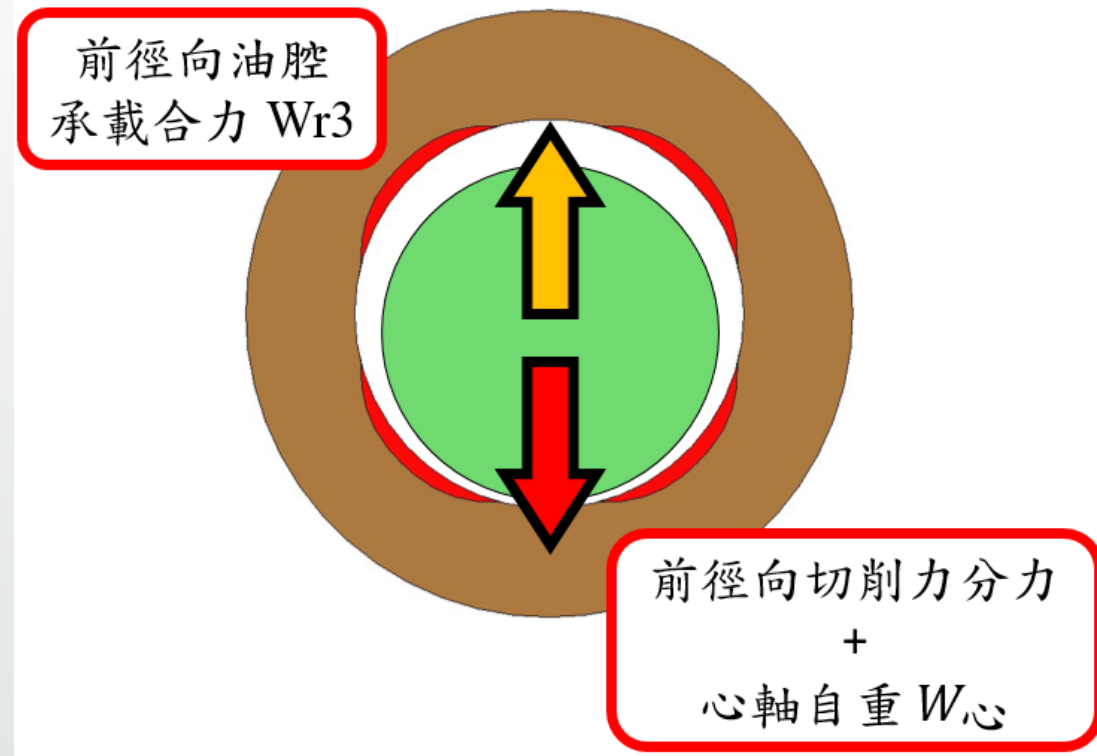


前徑向油腔於不同受力情況下
四油腔壓力分佈情形說明圖



前徑向油腔於不同受力情況下
四油腔承載力量分佈情形說明

由四油腔承載力分佈圖整理成垂直方向，並考慮心軸自重。



前徑向油腔受力情況說明圖

4-2-3 徑向油腔承載力計算公式建立

因本文主軸的設計在徑向油腔的型式上是採用四油腔的型式，而油腔佈局則為45度，因此在計算徑向油腔的承載力時，必須先求解出前徑向各油腔的承載力，之後再利用分力的概念，換算求得徑向油腔垂直承載力Wr3，同理可得後徑向承載力Wr4。

$$Wr3 = [((Pr3-2) + (Pr3-4)) - ((Pr3-1) + (Pr3-3))] * Ae / \sqrt{2}$$

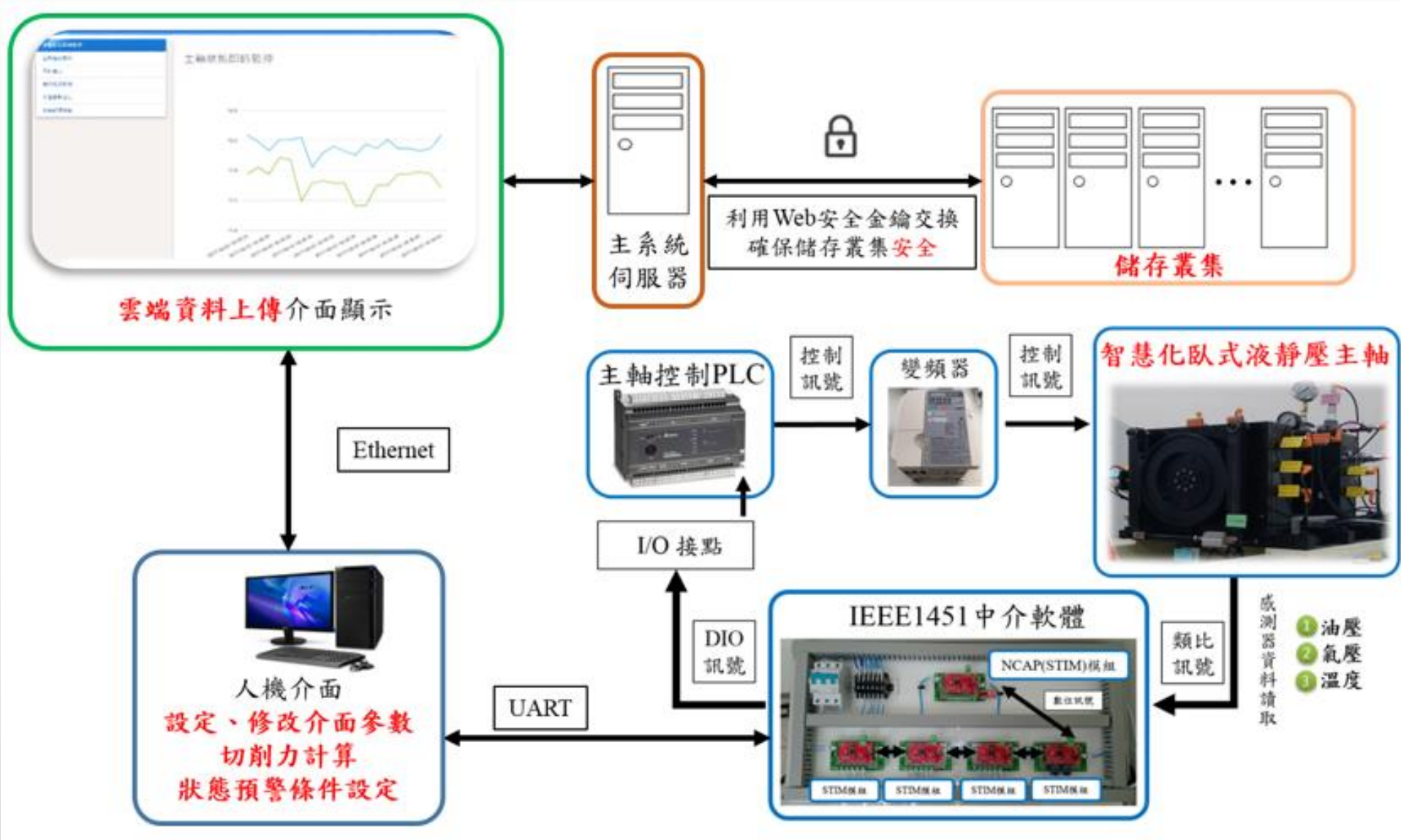
前徑向軸承垂直方向承載力計算公式

$$Wr4 = [((Pr4-2) + (Pr4-4)) - ((Pr4-1) + (Pr4-3))] * Ae / \sqrt{2}$$

後徑向軸承垂直方向承載力計算公式

五、切削力即時監測與狀態預警系統介紹

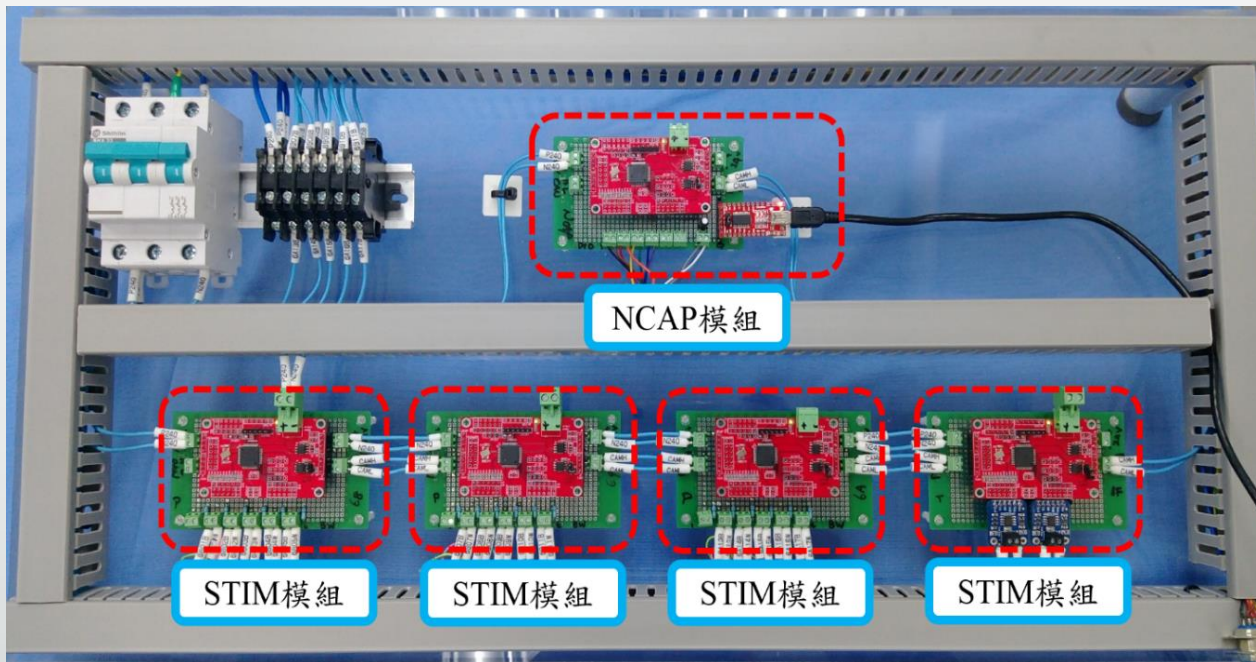
5-1 系統架構介紹



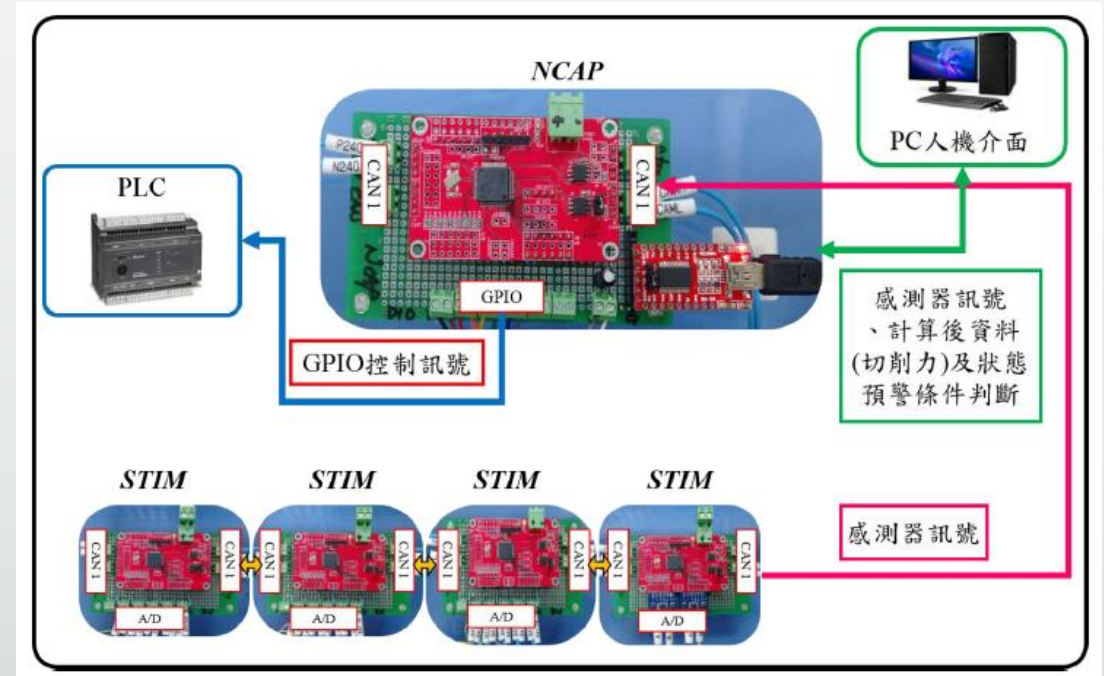
主軸切削力即時監測
與狀態預警系統架構

5-2 IEEE1451 中介軟體介紹

中介軟體是提供系統軟體與應用軟體之間連線的軟體，利於軟體各部件之間的**溝通**。當中包含STIM感測器模組與NCAP通訊模組；STIM模組用途為串連各式感測器用晶片；NCAP模組則是將STIM模組所傳送的資料與人機介面雙向通訊並在必要時送出**狀態預警命令訊號**(GPIO)至主軸PLC。



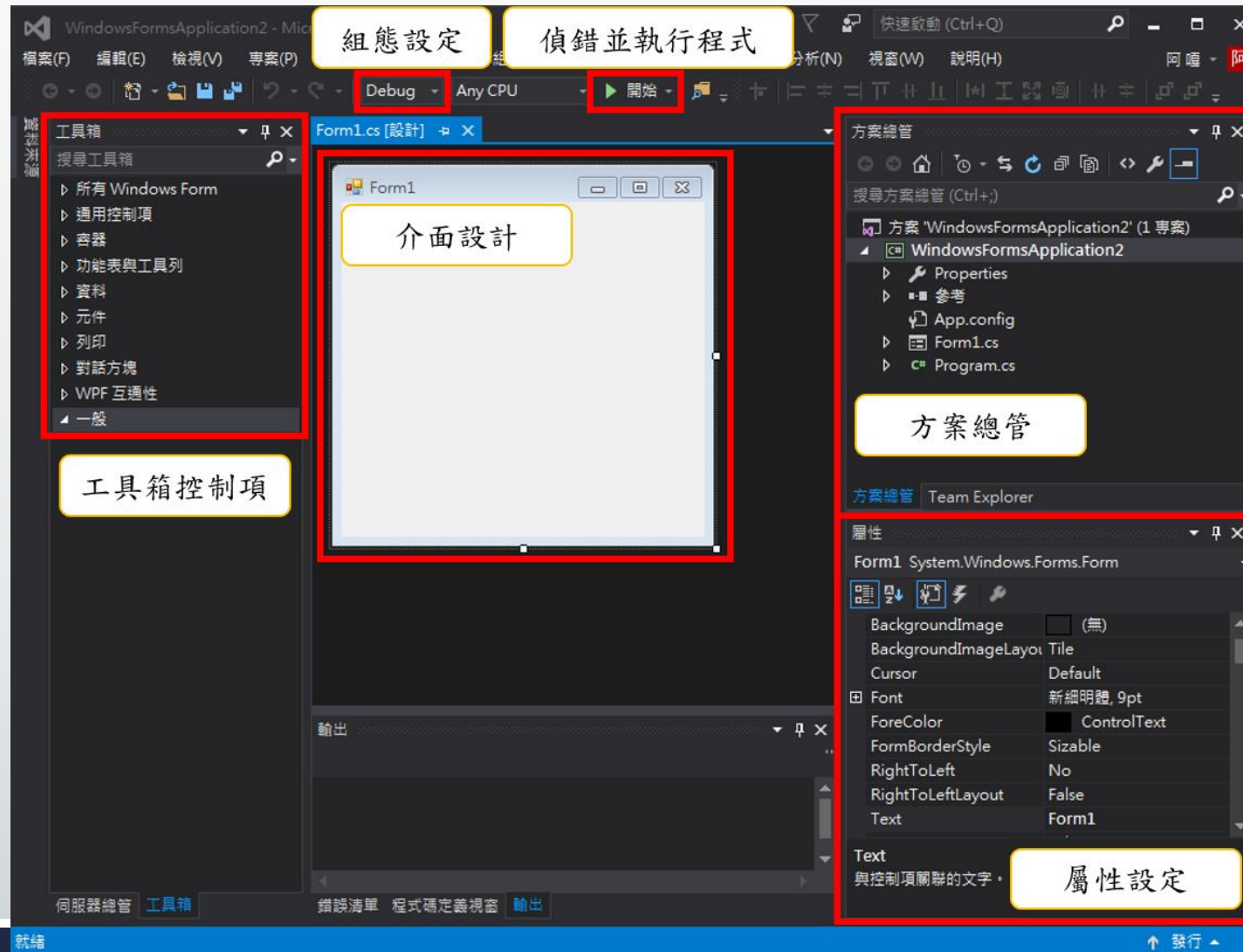
IEEE1451 中介軟體晶片配置圖



訊號傳輸流程圖

5-3 C#程式顯示介面說明與應用

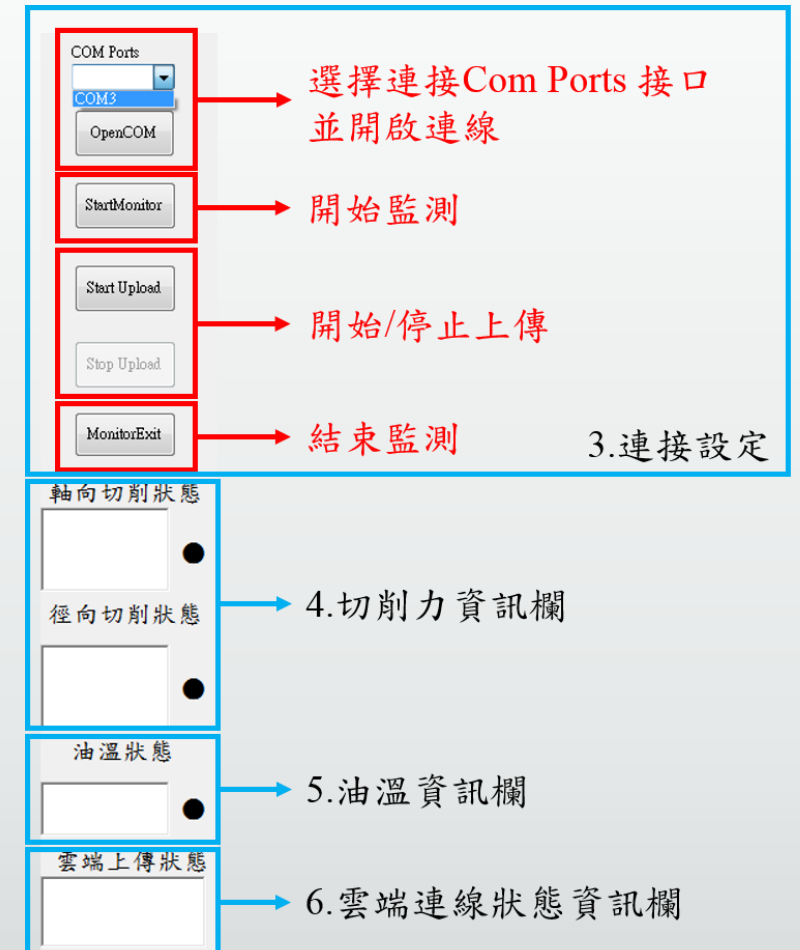
本文之切削力即時監測與狀態系統人機介面係利用Microsoft Visual Studio開發。



Windows Form
C#設計介面



人機介面功能說明



人機介面右側功能表說明

5-4 雲端顯示介面介紹與說明

● 臥式液靜壓主軸雲端監測

帳號管理 系統記錄 登出

主軸狀態即時監控

主軸狀態即時監控

資料顯示畫面

資料紀錄時間

機台感測器列表

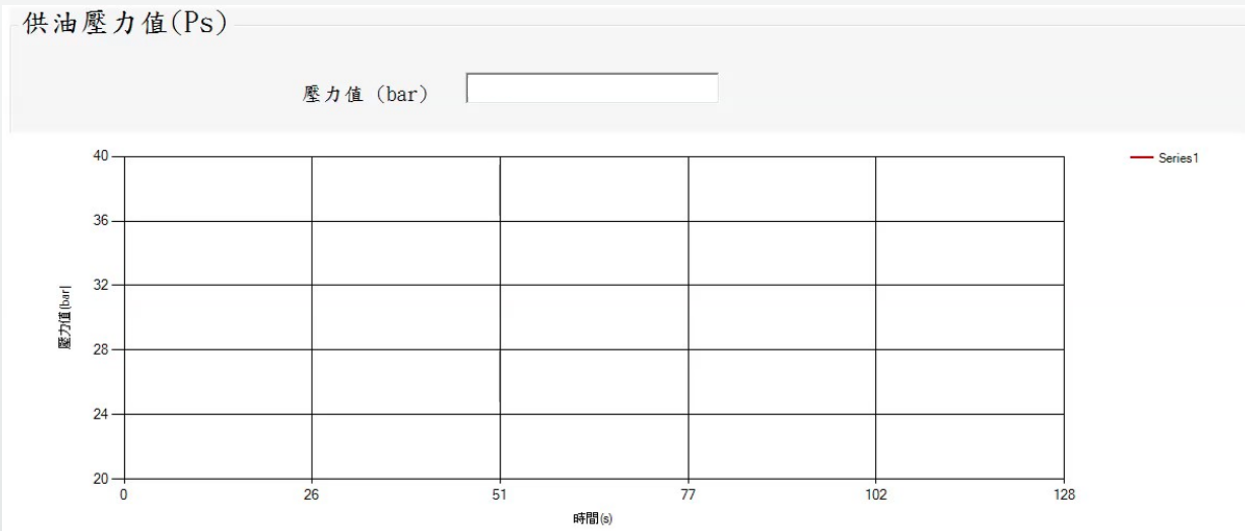
- 水平缸氣壓 (Pa1-1)
- 垂直缸氣壓 (Pa1-2)
- 夾持缸氣壓 (Pa1-3)
- 供油壓力(Ps2-1)
- 前徑向左上油腔壓力(Pr3-1)
- 前徑向左下油腔壓力(Pr3-2)
- 前止推油腔壓力 (Pr3-3)
- 前徑向右上油腔壓力(Pr3-4)
- 前徑向右下油腔壓力(Pr3-5)
- 後止推油腔壓力 (Pr4-1)

雲端顯示介面說明

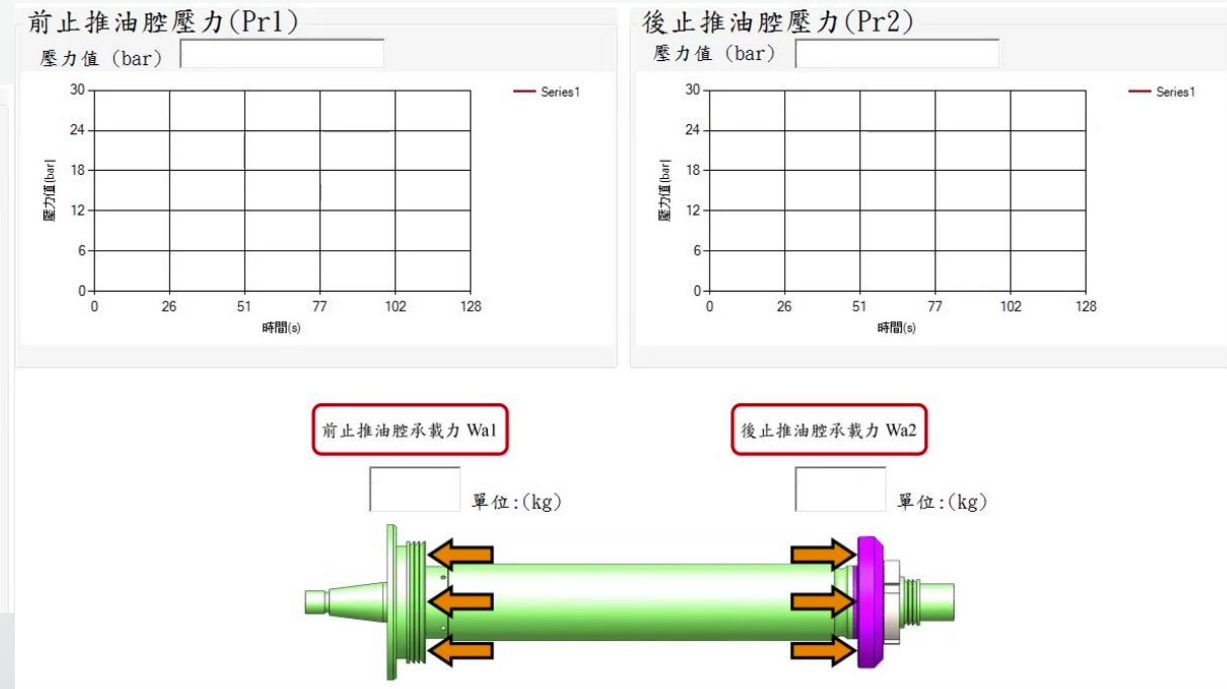
六、切削力即時監測與預警系統之實驗架構

6-1 實驗軟體功能介紹-人機介面顯示介面說明

6-1-1 油壓數值擷取與顯示

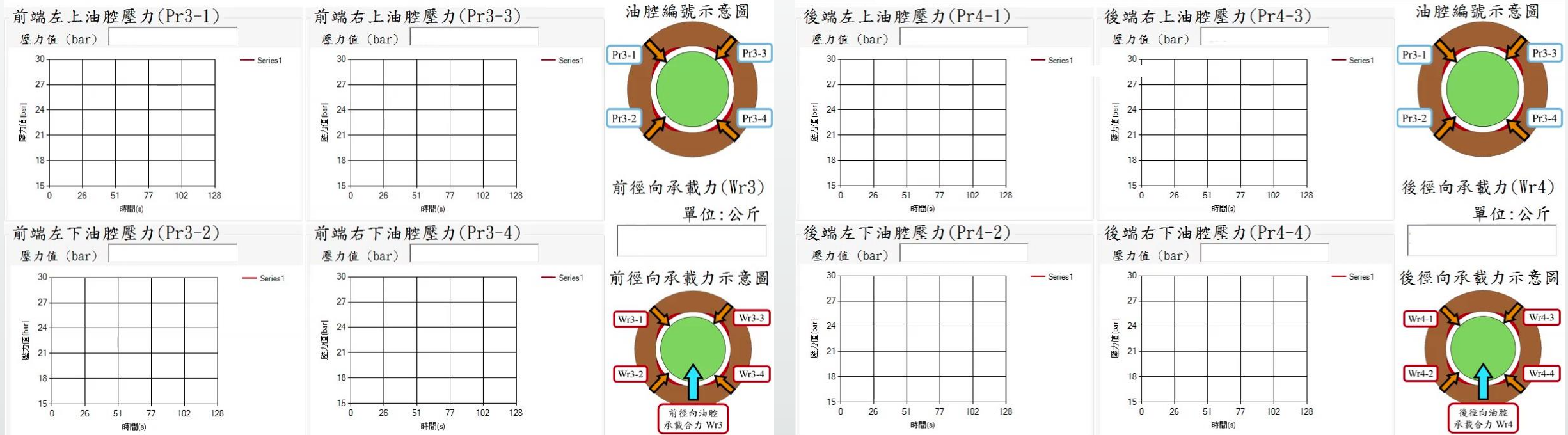


供油壓力介面



主軸各止推油腔的壓力值
與承载力之介面

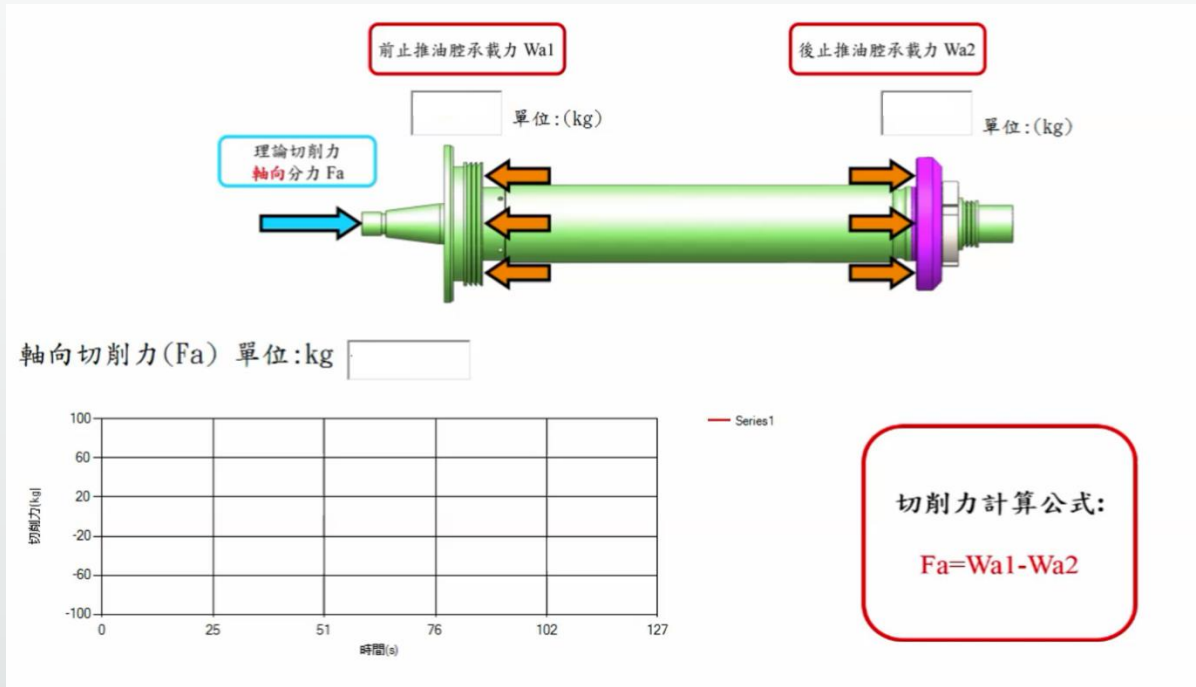
6-1-1-2 徑向各油腔壓力擷取與顯示



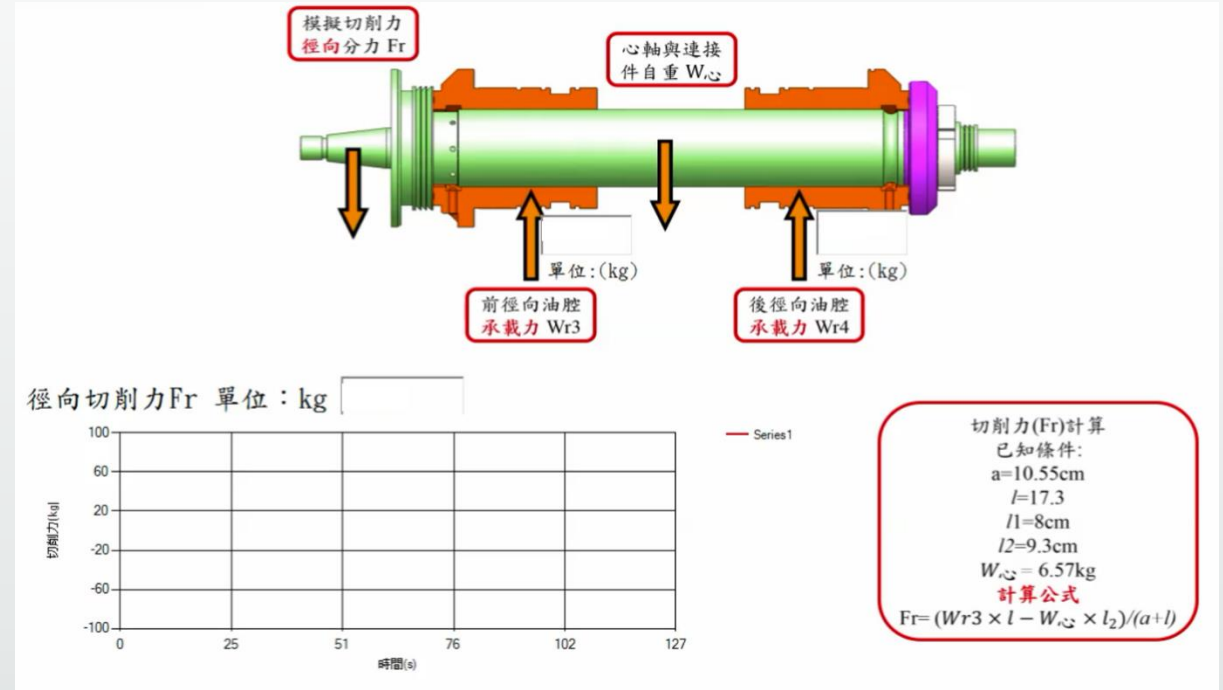
前徑向油腔的壓力值與承載力之介面

後徑向油腔的壓力值與承載力之介面

6-1-2 切削力計算與顯示



軸向切削力之介面



徑向切削力之介面

6-1-3 狀態預警判斷與顯示

6-1-3-1 狀態預警判斷依據

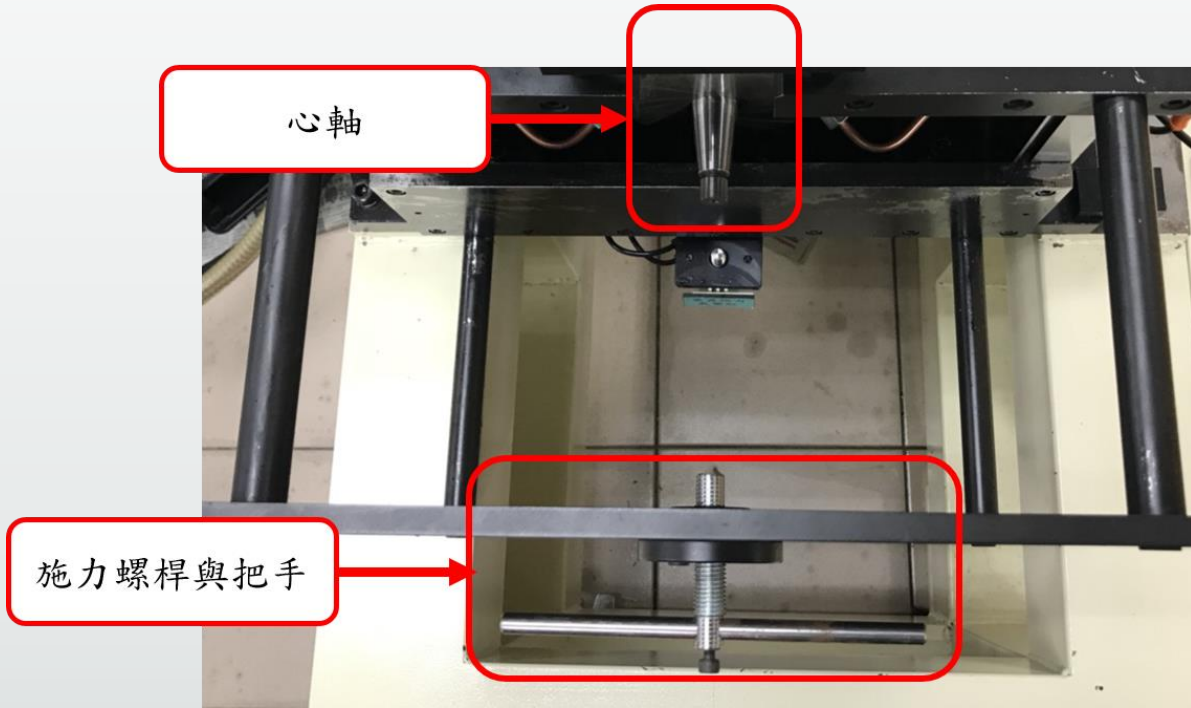
判斷主軸是否停機之依據是考量主軸的基本性能與油液的溫度為出發點，條件為供油壓力、油腔壓力、軸向切削力、徑向切削力與溫度值大小。

狀態預警觸發條件

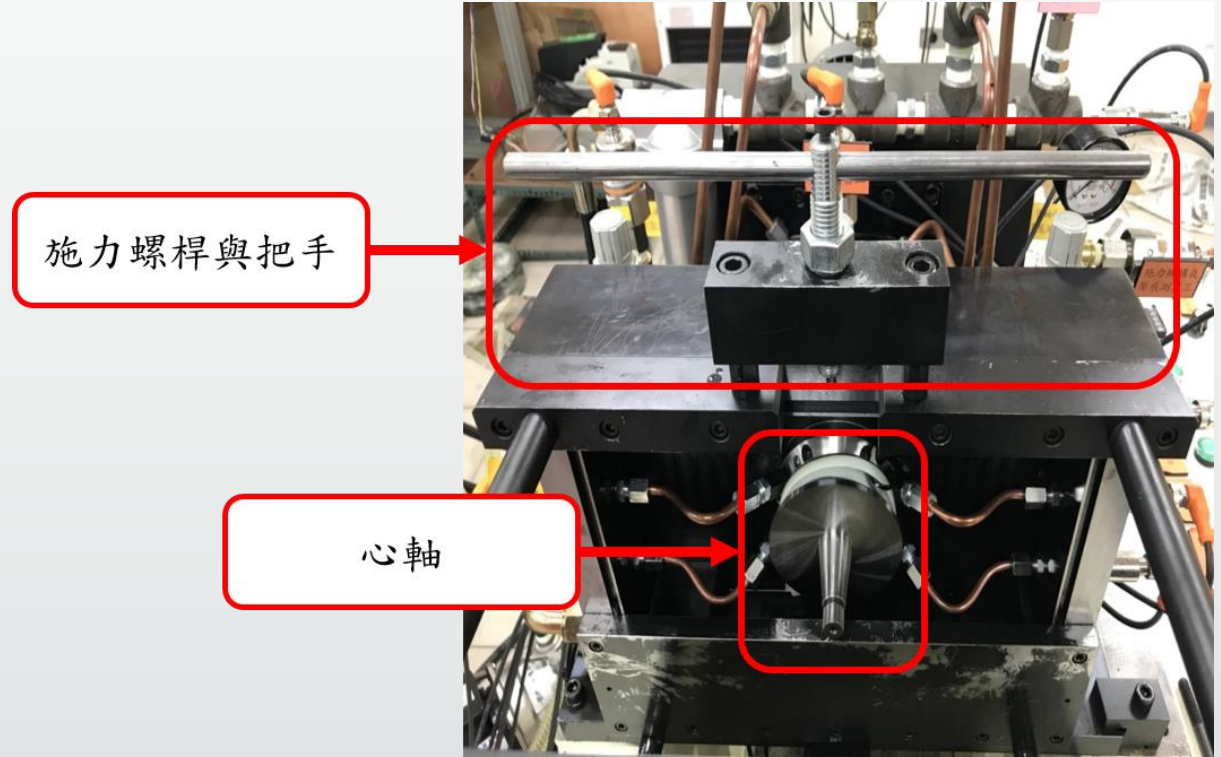
項目	觸發條件
軸向切削力(kg)	≥ 50
徑向切削力(kg)	≥ 50
溫度($^{\circ}\text{C}$)	≥ 40
供油壓力(bar)	< 30 、 > 35
油腔壓力(bar)	< 20

6-2 實驗硬體設備介紹

6-2-1-1 機構介紹



軸向施力機構實體圖



徑向施力機構實體圖

6-2-1-2 荷重元與資料擷取器



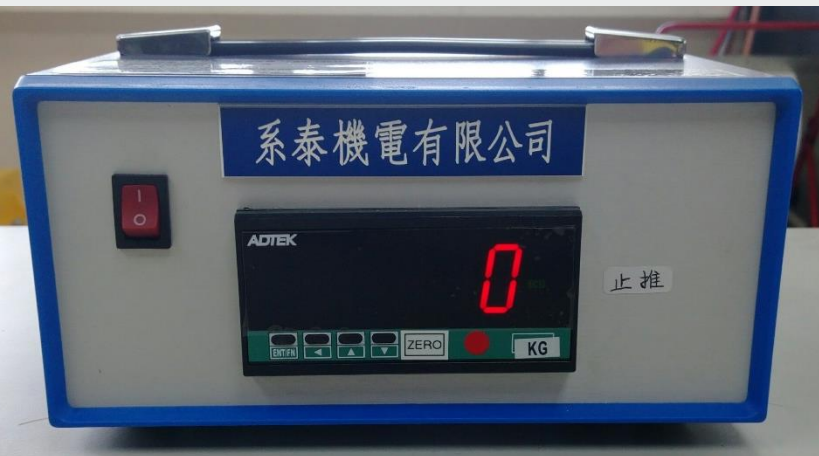
軸向荷重元



徑向荷重元

荷重元規格表

項目	最大荷重(kg)
軸向荷重元	3400
徑向荷重元	1500



軸向用荷重元資料擷取器



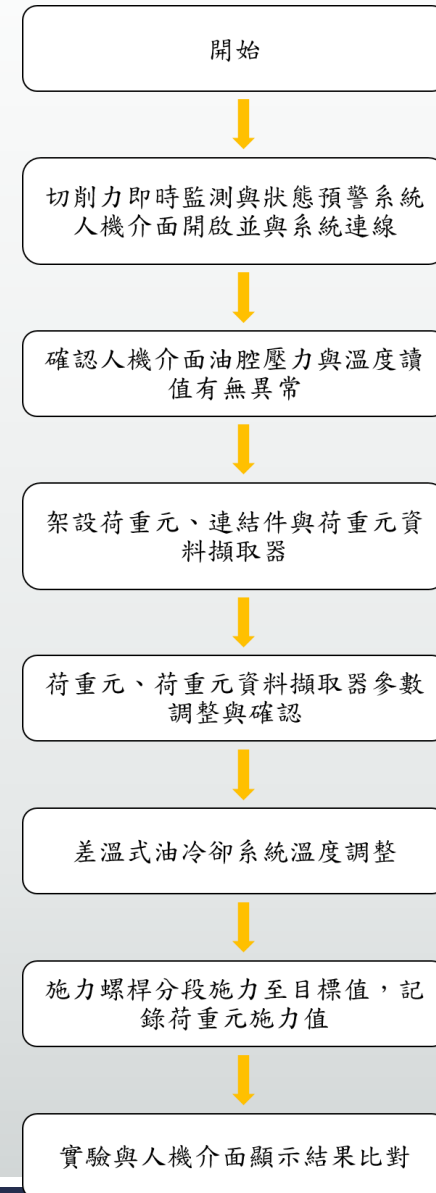
徑向用荷重元資料擷取器

6-3 實驗方法

於主軸鼻端側組裝軸向與徑向測試架，測試架加裝施力螺桿，荷重元裝置安裝於心軸連接件與施力螺桿之間，由施力螺桿施力於荷重元檢測施力大小，透過切削力即時監測與狀態預警系統與荷重元資料擷取器比對其誤差值。

6-3-1 實驗驗證重點

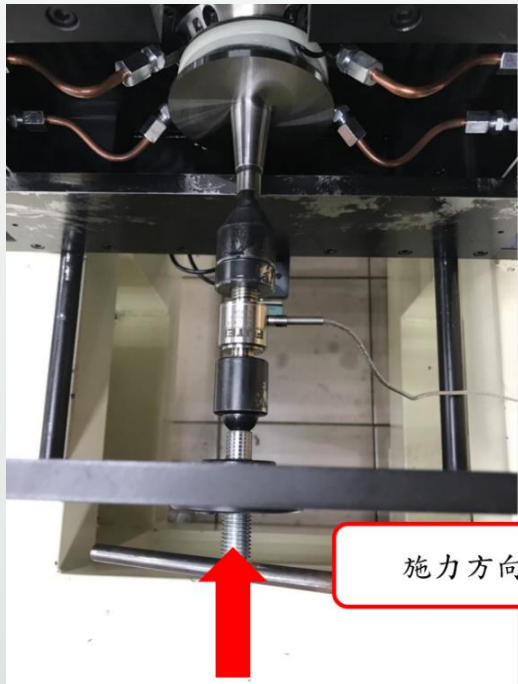
總體實驗重點分為以下兩點，1.切削力理論與實驗值驗證、2.狀態預警實驗驗證。



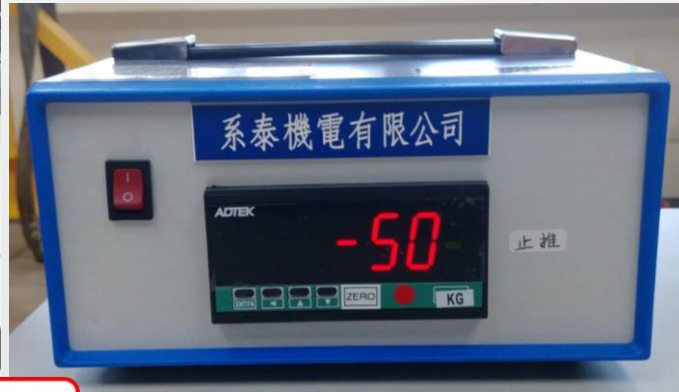
切削力實驗流程圖

6-3-2 軸向與徑向實驗方法說明

施力螺桿分段施力，以每5kg為一階段施力至50kg，並做兩次實驗以15kg、30kg、50kg施力，確認兩次實驗誤差值。



軸向螺桿施力於
軸向荷重元實體圖



軸向荷重元資料
擷取器施力至50kg



徑向螺桿施力於
徑向荷重元實體圖



徑向荷重元資料
擷取器施力至50kg

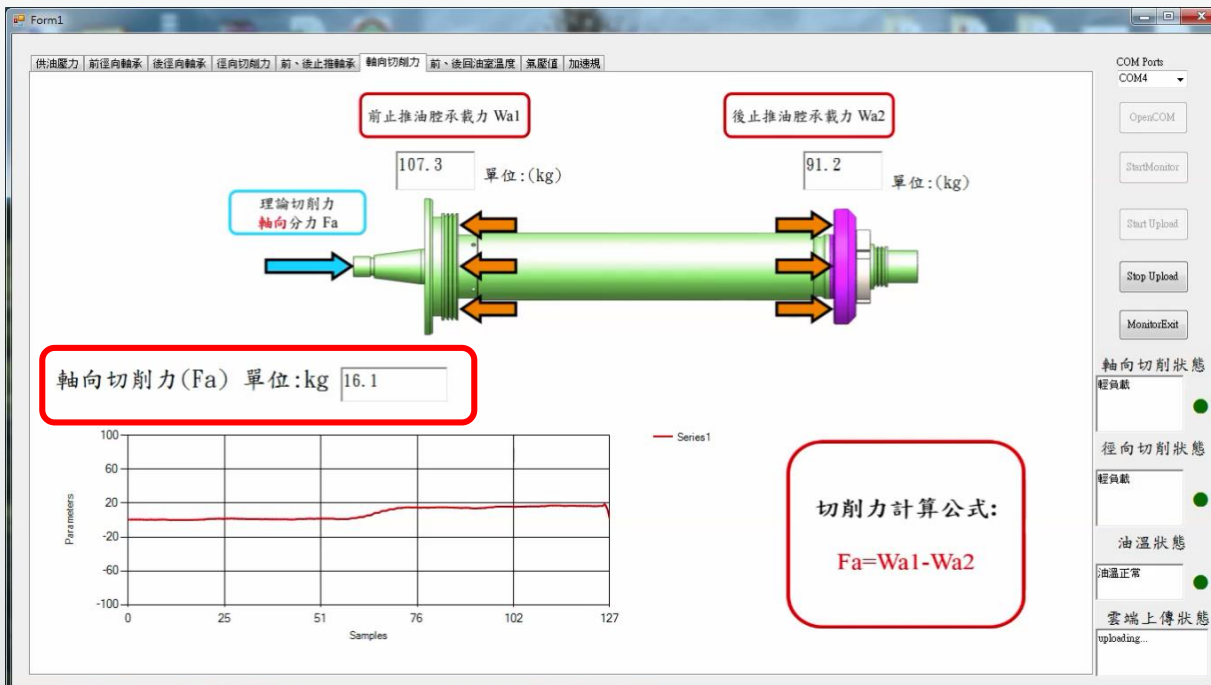
七、切削力即時監測與預警系統 執行結果與實驗驗證

7-1 切削力實驗驗證

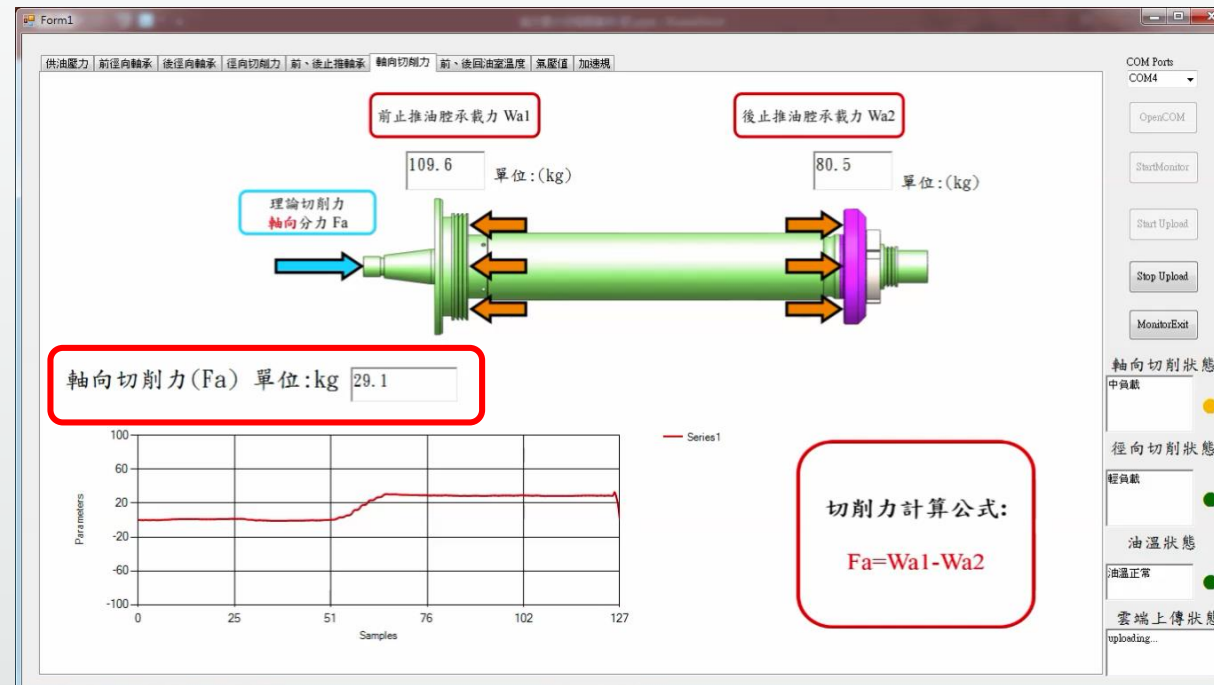
本章節用切削力即時監測系統及荷重元施力實驗比對，利用本文第四章軸向與徑向切削力理論基礎建立，並於人機介面顯示切削力，最後與荷重元施力值比對其誤差。

7-1-1 軸向切削力值實驗結果比對

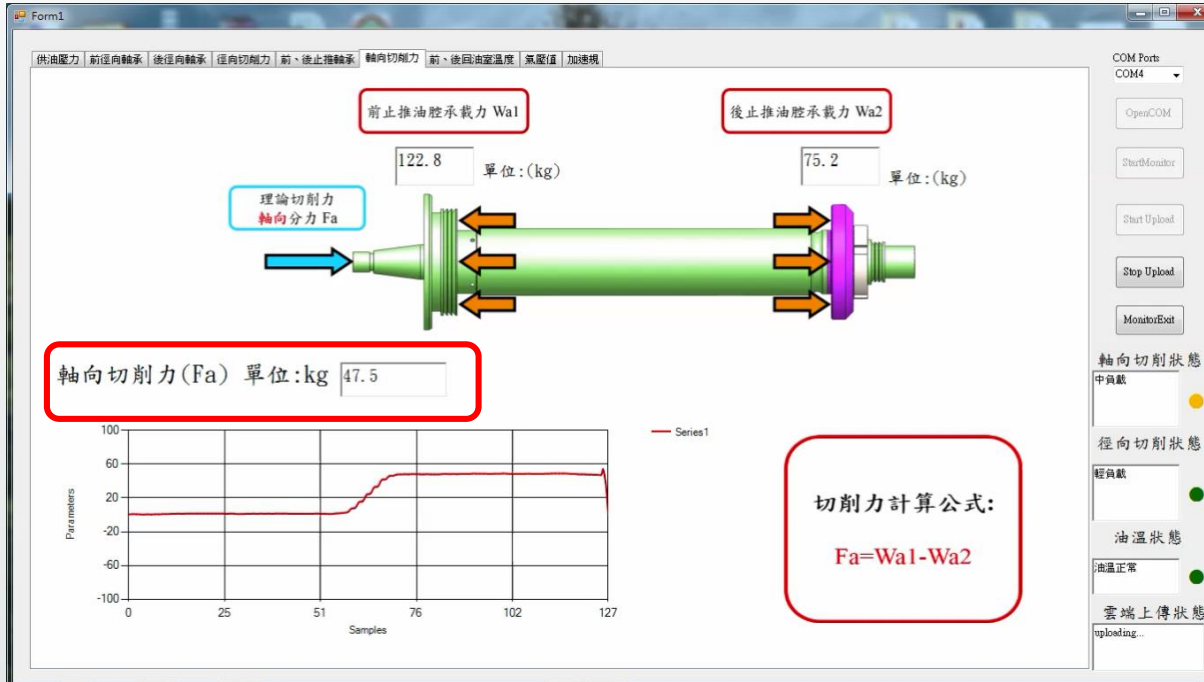
荷重元施力時，切削力顯示畫面中包含前、後止推軸承之即時承載力 (w_{a1} 、 w_{a2})顯示，透過畫面右下角的切削力計算公式得到即時理論切削力 (F_a)，並繪製時間與切削力曲線。



軸向施力15kg時，人機介面顯示



軸向施力30kg時，人機介面顯示



軸向施力實驗第一階段結果表

荷重元施力值(kg)	軸向切削力(kg)	誤差(%)
15	16.1	7.33
30	29.1	3
50	47.5	5

軸向施力50kg時，人機介面顯示

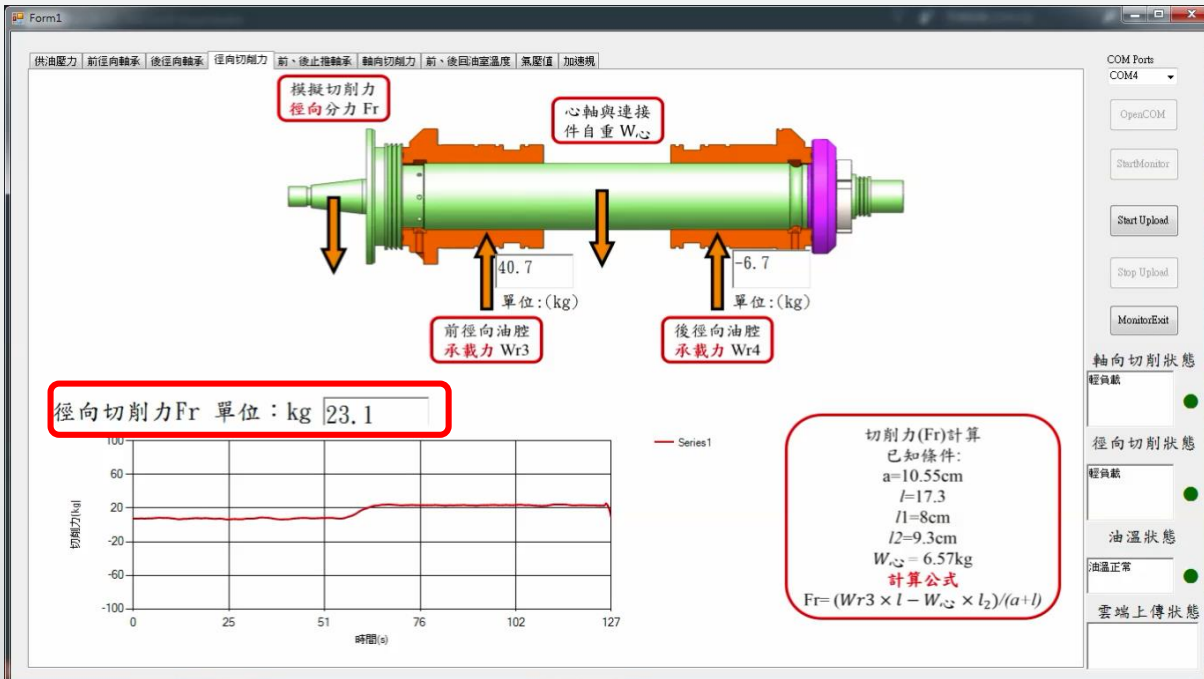
軸向施力實驗第二階段結果表

荷重元施力值(kg)	軸向切削力(kg)	誤差(%)
5	4.8	4.00
10	10.4	4.00
15	14.8	1.33
20	20.4	2.00
25	24.8	0.80
30	29.7	1.00
35	34.5	1.43
40	41	2.50
45	44.3	1.56
50	47.1	5.80

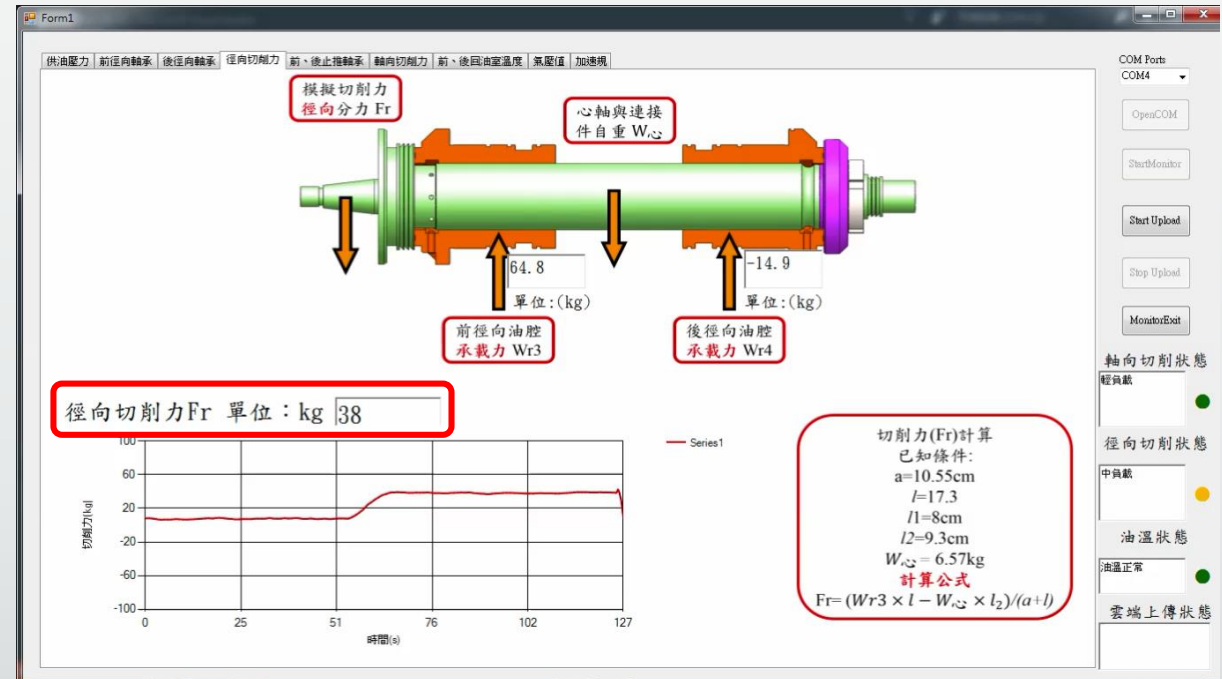
由兩次的實驗結果說明兩者誤差在7.33%以內，說明了軸向切削力即時監測是可行的，接著繼續實驗徑向切削力，確保軸向與徑向切削力都是可以使用的。

7-1-2 徑向切削力值實驗結果比對

荷重元施力時，切削力顯示畫面中徑向切削力利用前軸承承載力($Wr3$)，並且已知懸伸($a1$)、跨距(l 、 $l1$ 、 $l2$)、心軸與連接件自重($W_{心}$)，將三者代入畫面右下角的切削力計算公式得到即時理論切削力(Fr)，並繪製時間與切削力曲線。



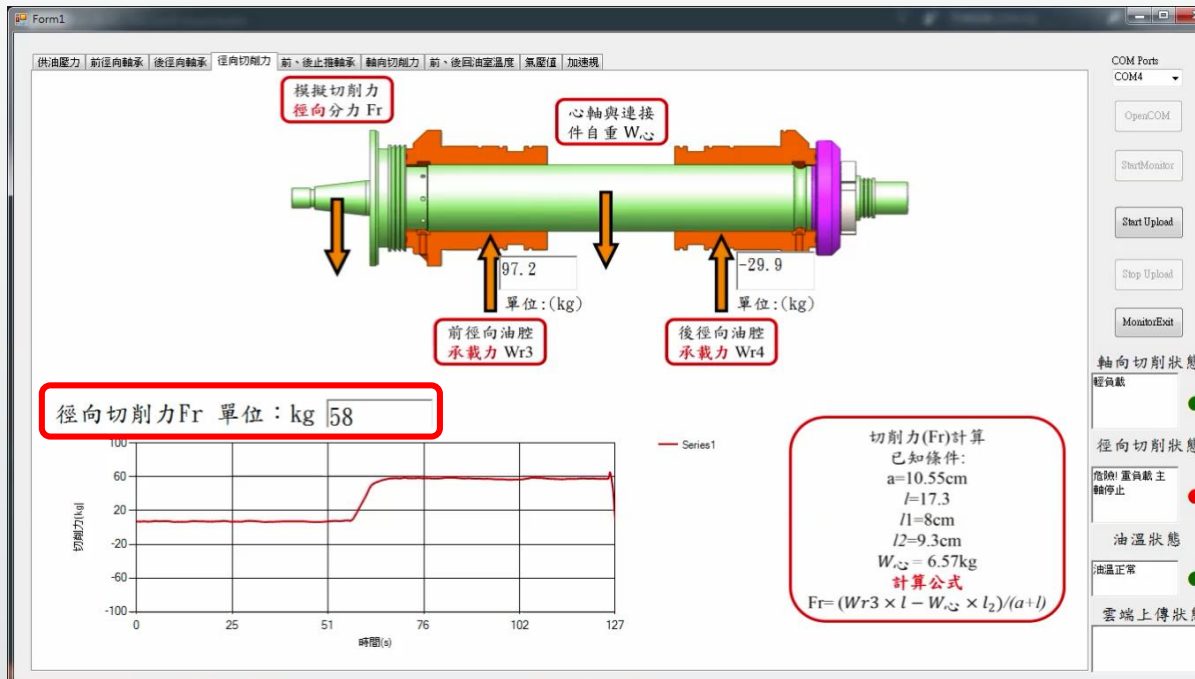
徑向施力15kg時，人機介面顯示



徑向施力30kg時，人機介面顯示

徑向施力實驗第一階段結果表

荷重元施力 值(kg)	徑向切削力 (kg)	誤差(%)
15	23.1	54.00
30	38	26.67
50	58	16.00

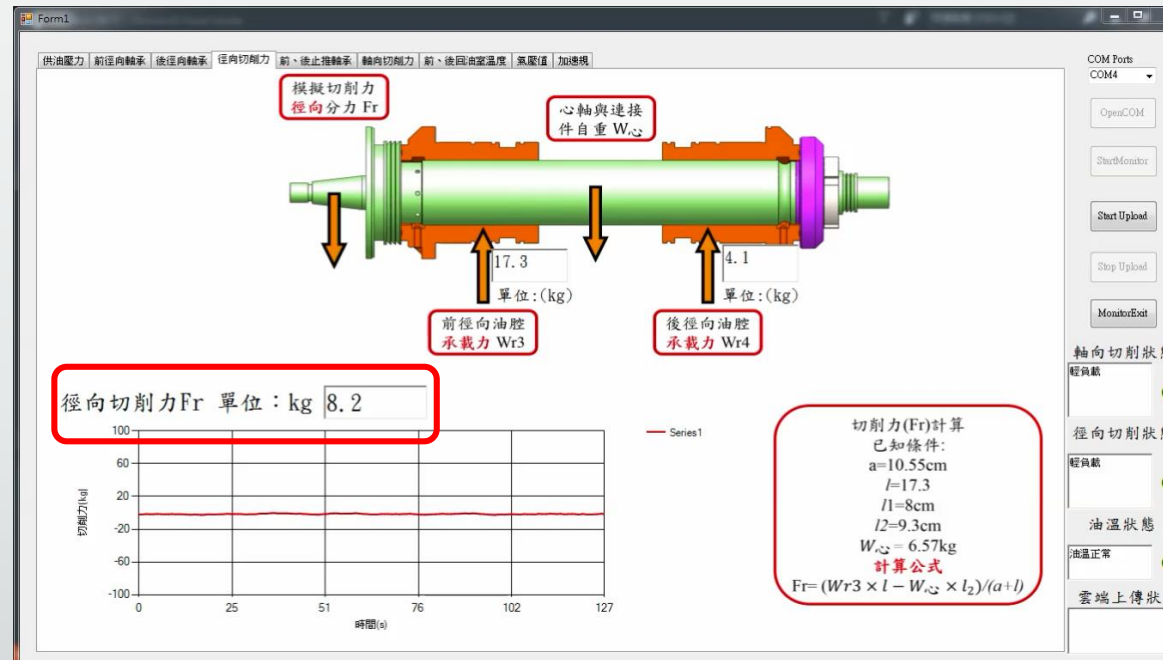


徑向施力50kg時，人機介面顯示

徑向施力實驗第二階段結果表

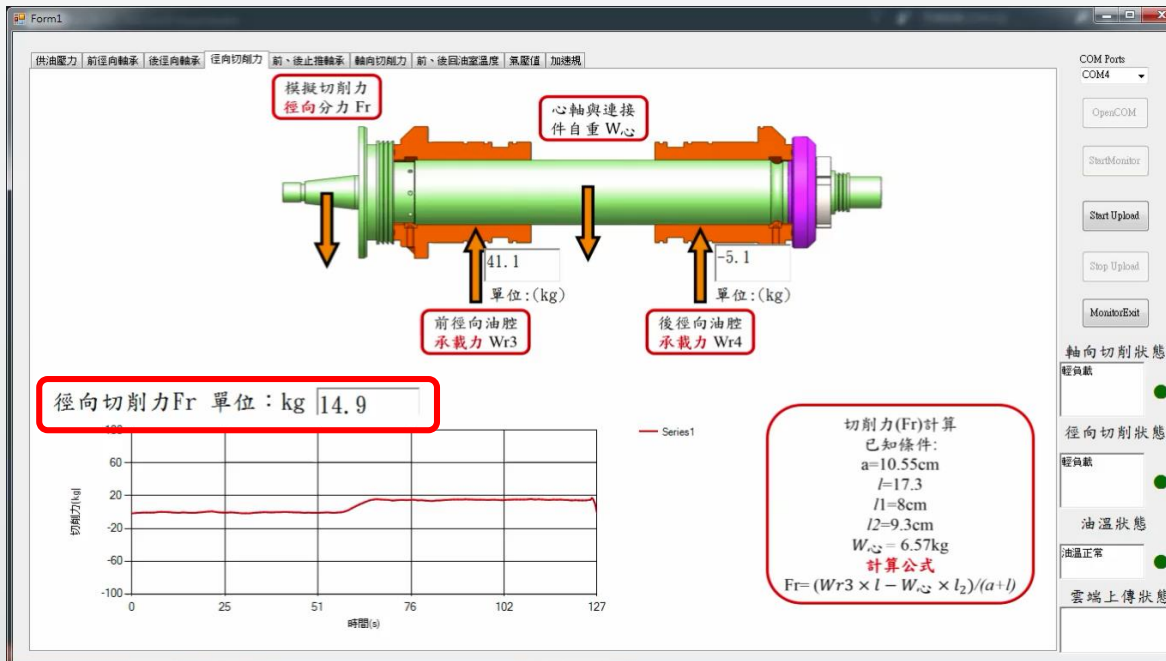
荷重元施力值(kg)	徑向切削力(kg)	誤差率(%)
5	13.4	168.00
10	18	80.00
15	23.5	56.67
20	28.3	41.50
25	32.9	31.60
30	38.6	28.67
35	43.6	24.57
40	48	20.00
45	53.3	18.44
50	58.4	16.80

由兩次的實驗結果說明兩者誤差相當大，排除連軸器與馬達連結的力量外，也須考慮其他誤差造成壓力變化，例如進油管路的管損、軸承與心軸加工幾何精度、小孔節流器孔徑與長度都會影響，因此由切削力監測介面觀察到徑向未施力的情況下有著**8.2kg**的力量，推測為上述誤差所影響，故切削力計算必須先將其減去。

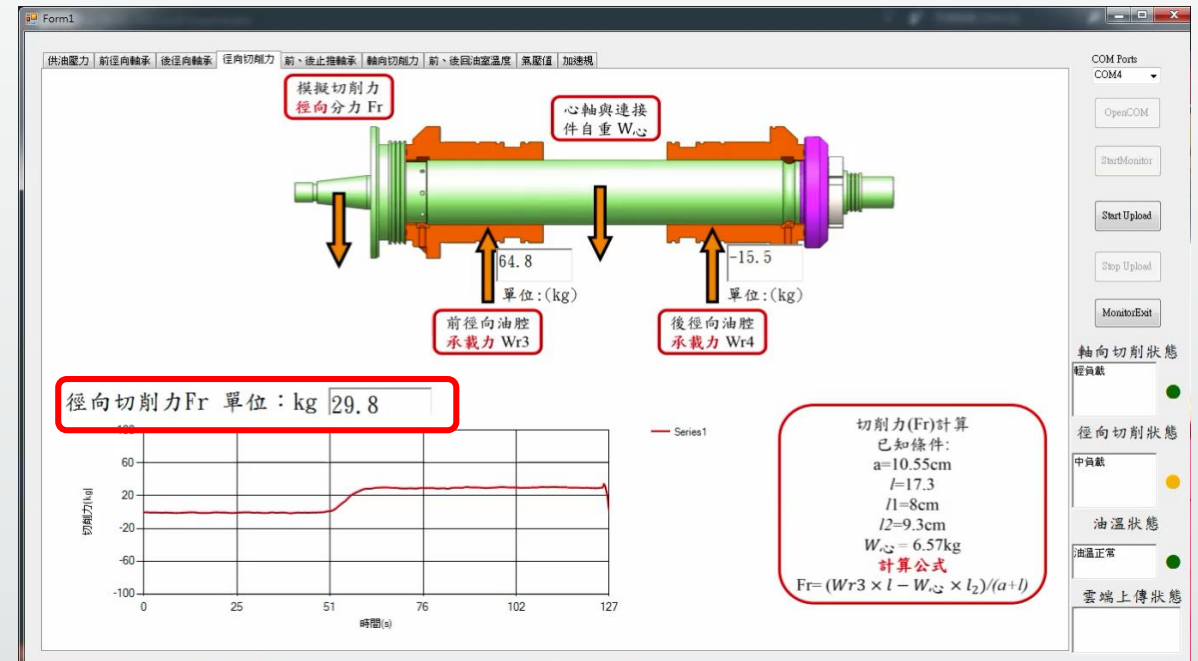


徑向切削力介面初使狀態顯示

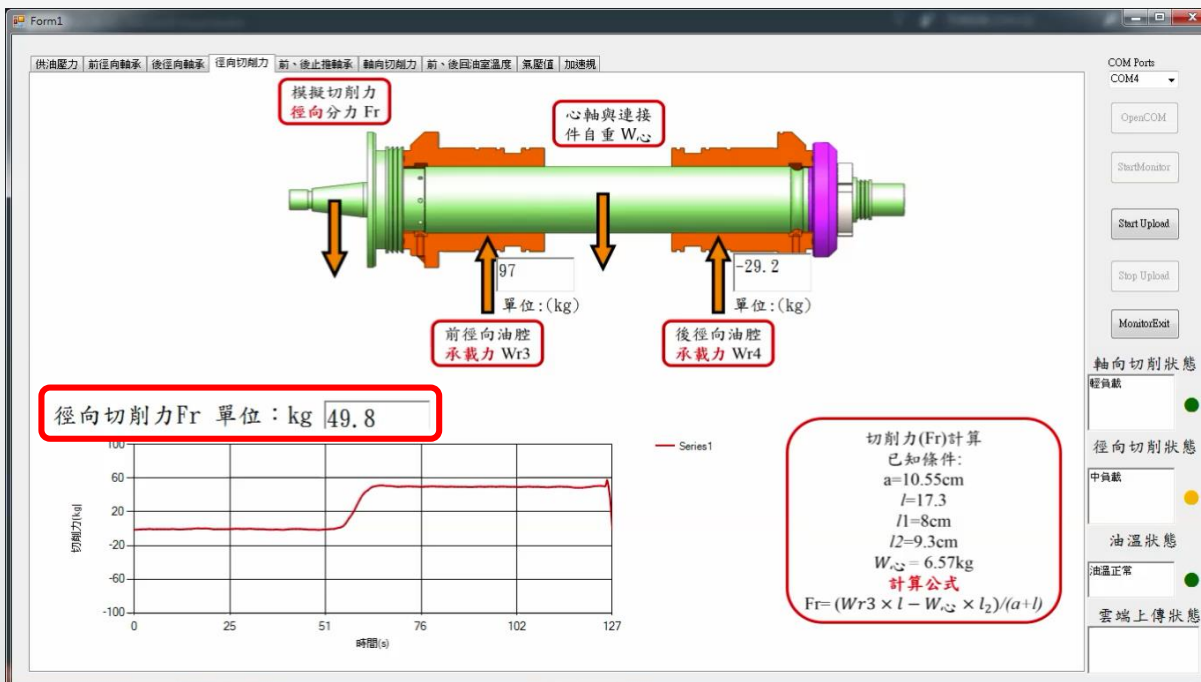
以下為修正後兩階段徑向切削力實驗結果。



修正後徑向施力15kg時，人機介面顯示



修正後徑向施力30kg時，人機介面顯示



修正後徑向施力實驗第一階段結果表

荷重元施力值 (kg)	徑向切削力 (kg)	誤差 (%)
15	14.9	0.67
30	29.8	0.67
50	49.8	0.40

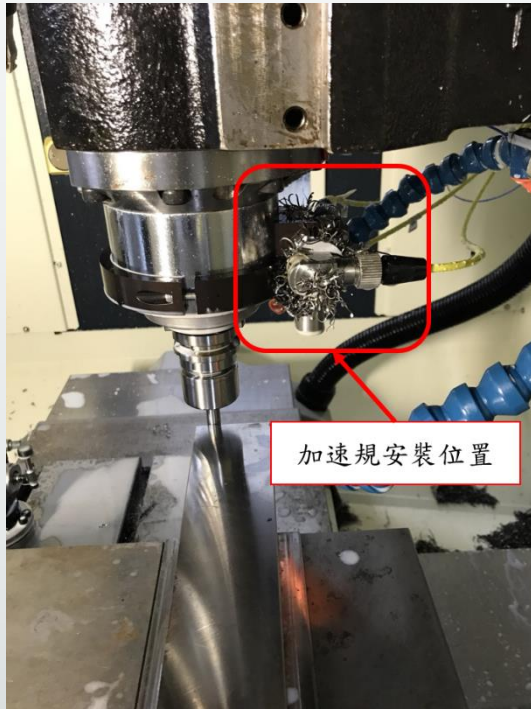
修正後徑向施力50kg時，人機介面顯示

修正後徑向施力實驗第二階段結果表

荷重元施力值(kg)	徑向切削力(kg)	誤差率(%)
5	5.1	2.00
10	10.5	5.00
15	14.9	0.67
20	20.4	2.00
25	24.9	0.40
30	29.7	1.00
35	35.1	0.29
40	39.6	1.00
45	44.5	1.11
50	49.9	0.20

7-2 狀態預警實驗驗證

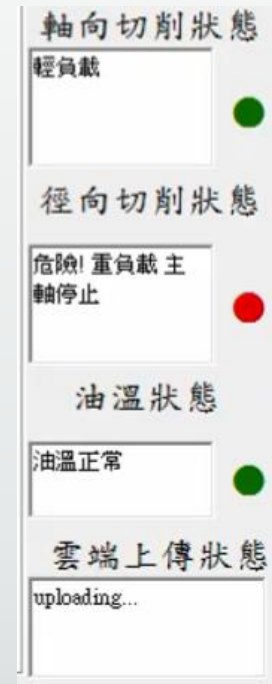
即時監控主軸軸向與徑向切削力、油腔壓力與溫度值，以上述條件建立主軸狀態預警，判斷依據由切削力過大、油腔壓力值過小與溫度過高...等等，確保主軸不會因切削力過大、油路堵塞或油溫過高等等**傷害主軸**。



加速規安裝於
一般主軸示意圖



軸向切削力
過高警告



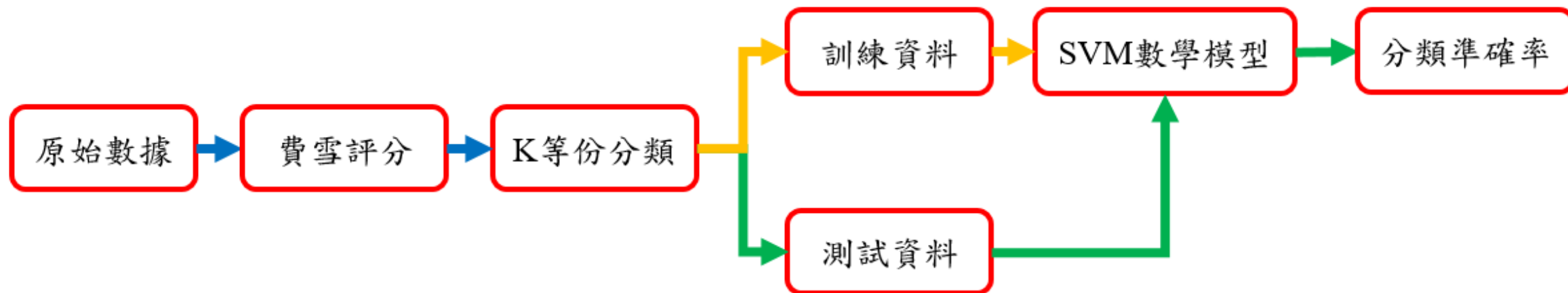
徑向切削力
過高警告



軸向與徑向切削力
過高警告

7-3 支持向量機健康診斷系統驗證

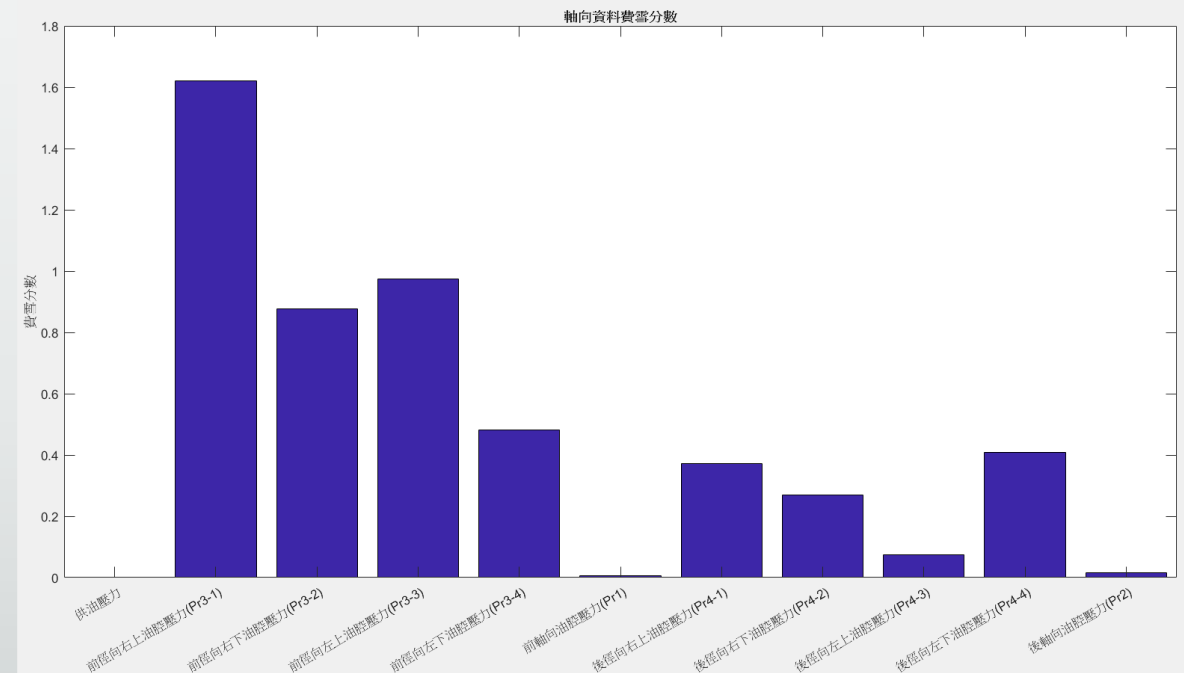
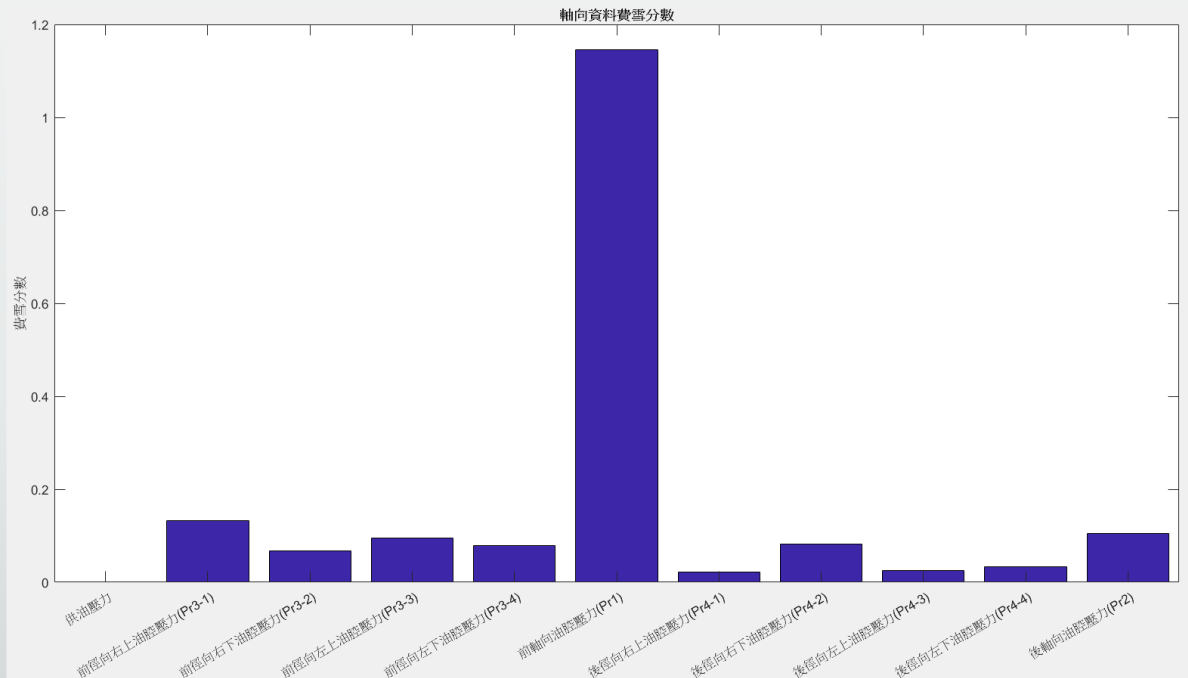
本文將施力低於50kgf歸于一類，另一類為高於50kgf進行支持向量機的運算。透過費雪評分將顯著度較高的特徵挑出後，把資料分為K等份，由K-1等份訓練出SVM的數學模型，再將測試資料投入已訓練完成的數學模型中判斷模型準確率，再將全部模型準確率加總平均完成數學模型的評估結果。



7-3-1 特徵選取與支持向量機訓練結果

第一階段-費雪評分

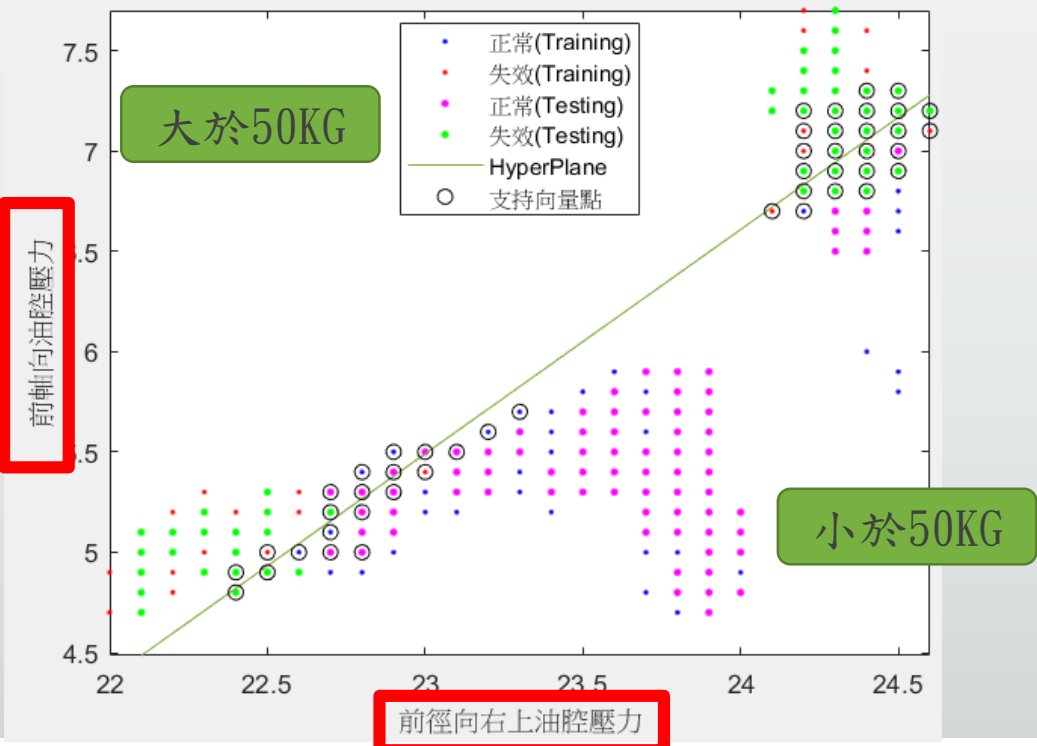
軸向**施力10kgf與60kgf**兩類資料投入費雪評分中由下左圖可了解**前軸向油腔壓力**的分數是最高的；徑向也投入**施力10kgf與60kgf**兩類資料，由右下圖可了解**前徑向右上油腔壓力**的分數是最高的，故將兩特徵投入SVM分析



7-3-1 特徵選取與支持向量機訓練結果

第一階段-SVM

收集徑向施力10kgf至60kgf與軸向施力10kgf至60kgf，每10kgf做一級距，共9000筆資料，取出費雪評分所得到之具顯著度的前軸向油腔壓力與前徑向右上油腔壓力之值，使用K-fold分為10等份投入SVM來區分切削力是否超越50kgf，其平均準確率為90%，因50kgf數據幅度較不明顯的問題，故透過第二階段修正。

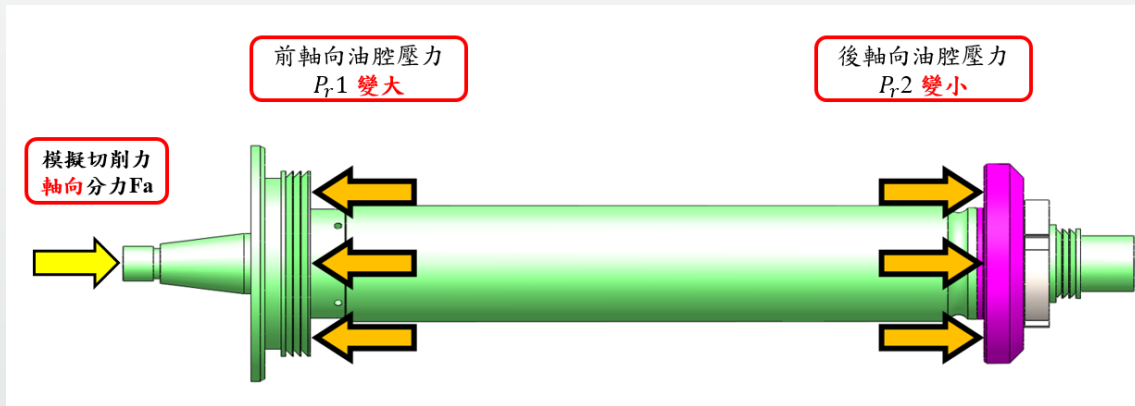


等份	準確率(%)
一	90
二	92
三	91
四	92
五	91
六	88
七	91
八	91
九	91
十	90

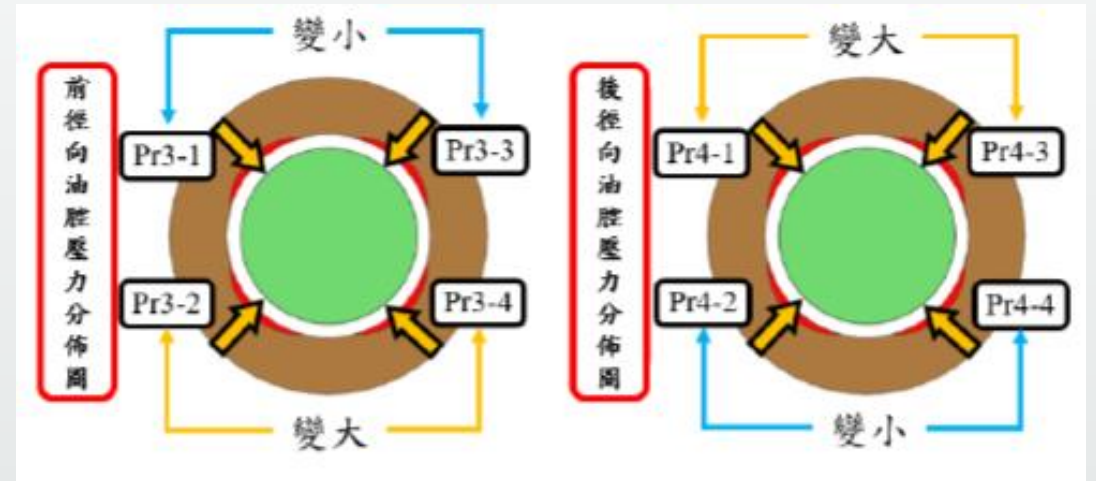
7-3-1 特徵選取與支持向量機訓練結果

第二階段

修正依據為第四章的切削力公式，將油腔壓力變大的部分減去變小使資料離散更顯著



$$\text{軸向依據} = P_r1 - P_r2$$

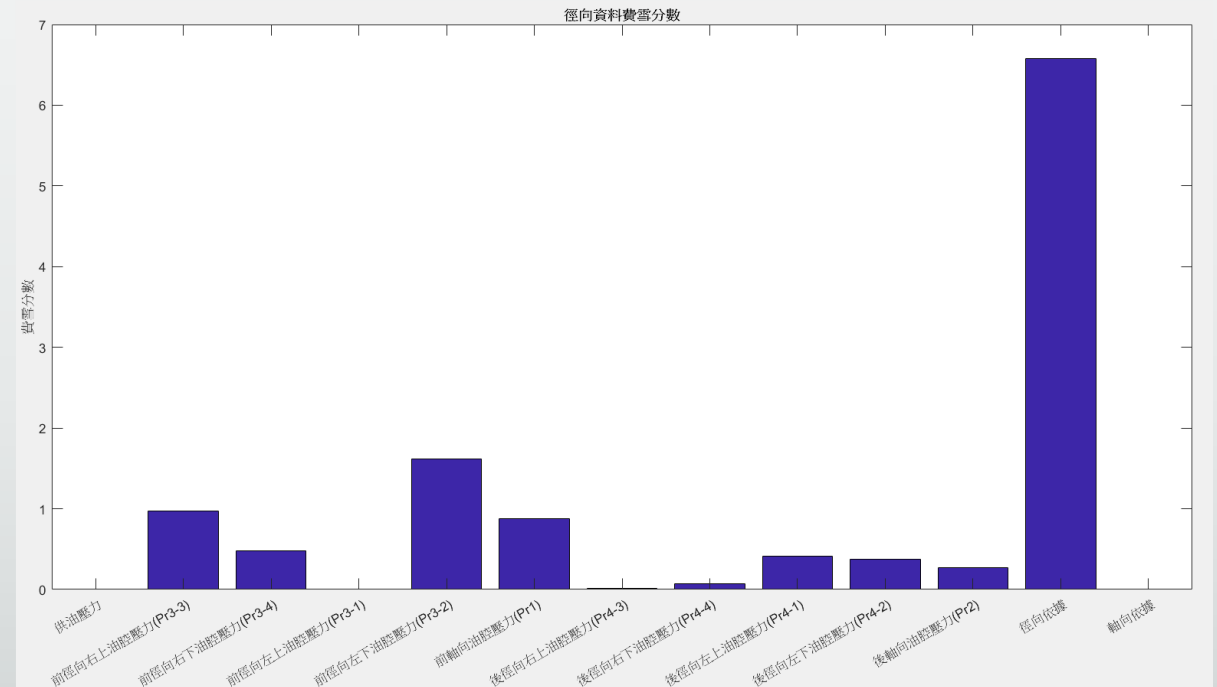
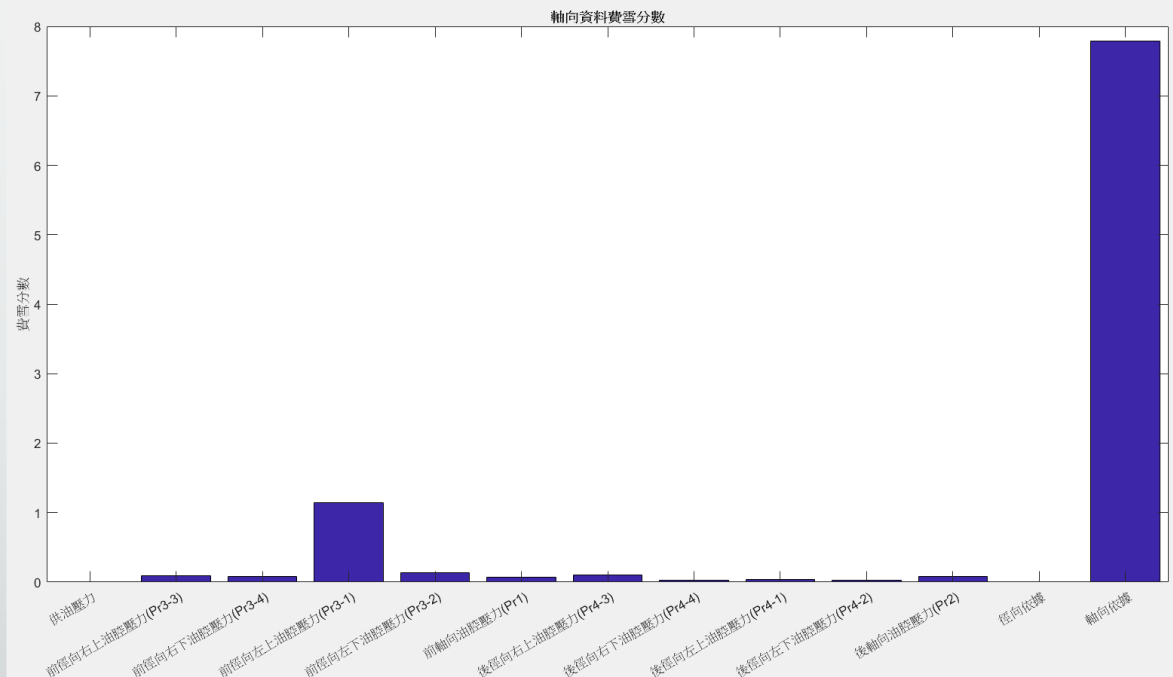


$$\begin{aligned} \text{徑向依據} = & ((P_r3-2) + (P_r3-4) + (P_r4-1) + (P_r4-3)) \\ & - ((P_r3-1) + (P_r3-3) + (P_r4-2) + (P_r4-4)) \end{aligned}$$

7-3-1 特徵選取與支持向量機訓練結果

第二階段-費雪評分

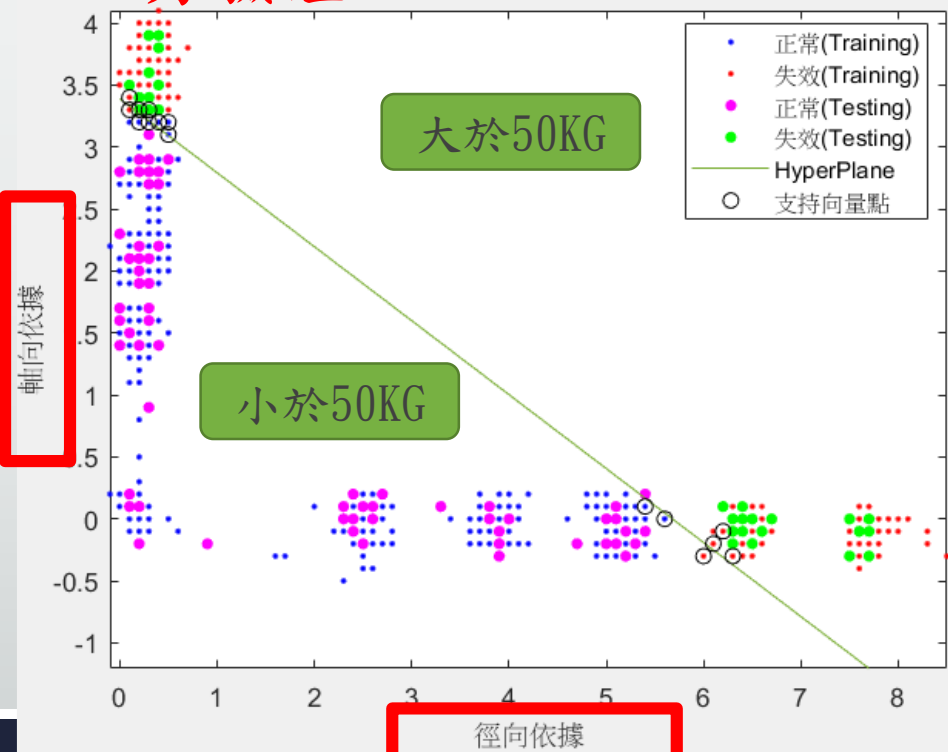
軸向施力10kgf與60kgf兩類資料投入費雪評分中由下左圖可了解軸向依據分數是最高的；徑向也投入施力10kgf與60kgf兩類資料，由右下圖可了解所計算之徑向依據的分數是最高的，故使用軸向、徑向依據投入SVM分析



7-3-1 特徵選取與支持向量機訓練結果

第二階段-SVM

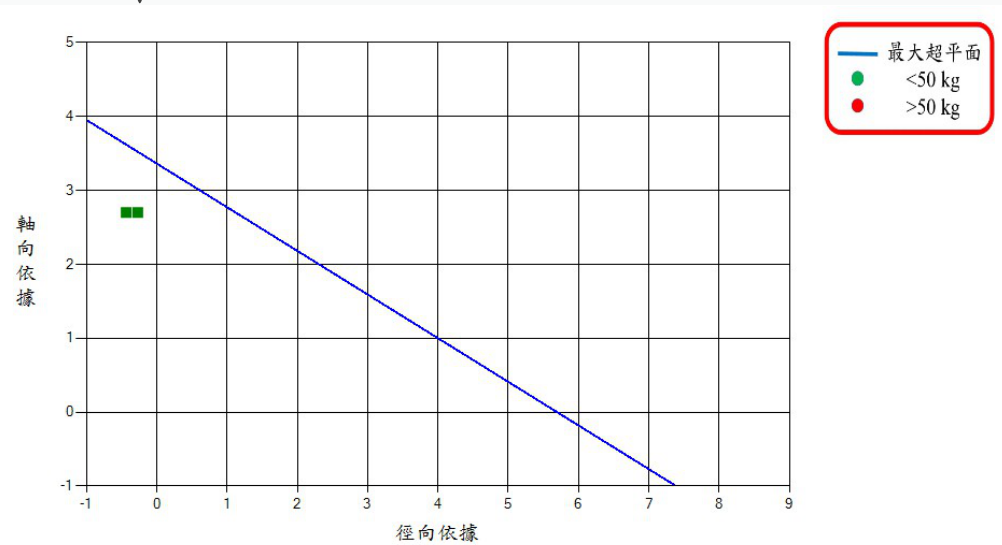
收集徑向施力10kgf至60kgf與軸向施力10kgf至60kgf，每10kgf做一級距，共9000筆資料，取出費雪評分所得到之具顯著度的軸向依據與徑向依據之值，使用K-fold分為10等份投入SVM來區分切削力是否超越50kgf，其平均準確率為99%，後將各等份判斷切削力的數學模型進行平均後輸入至人機介面中進行施力驗證。



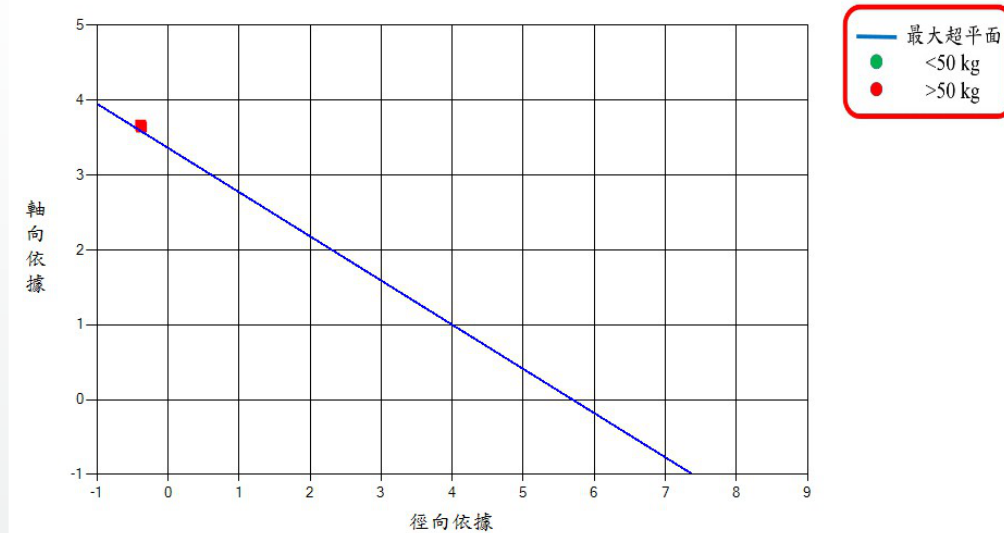
等份	準確率(%)
一	99
二	100
三	99
四	100
五	99
六	99
七	97
八	97
九	99
十	99

7-3-2 系統驗證結果

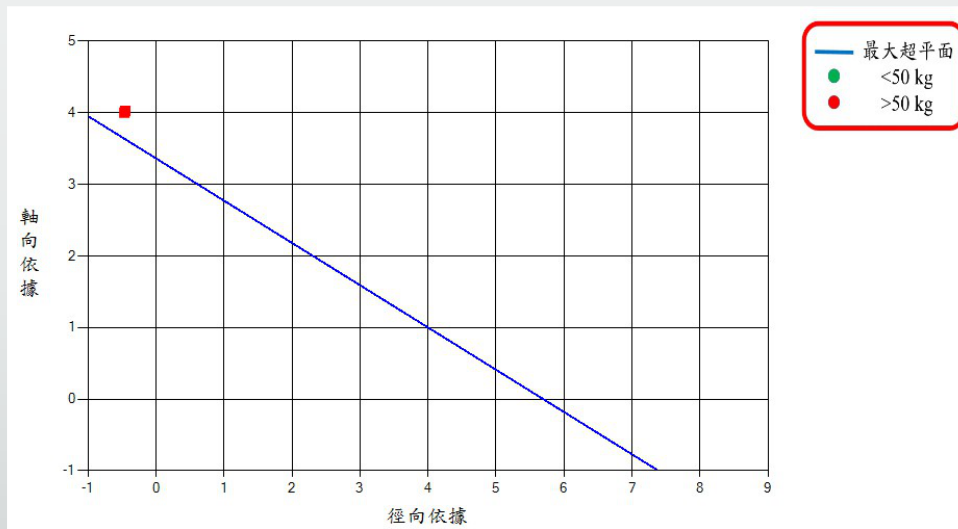
軸向施力



軸向施力40kgf診斷系統顯示結果



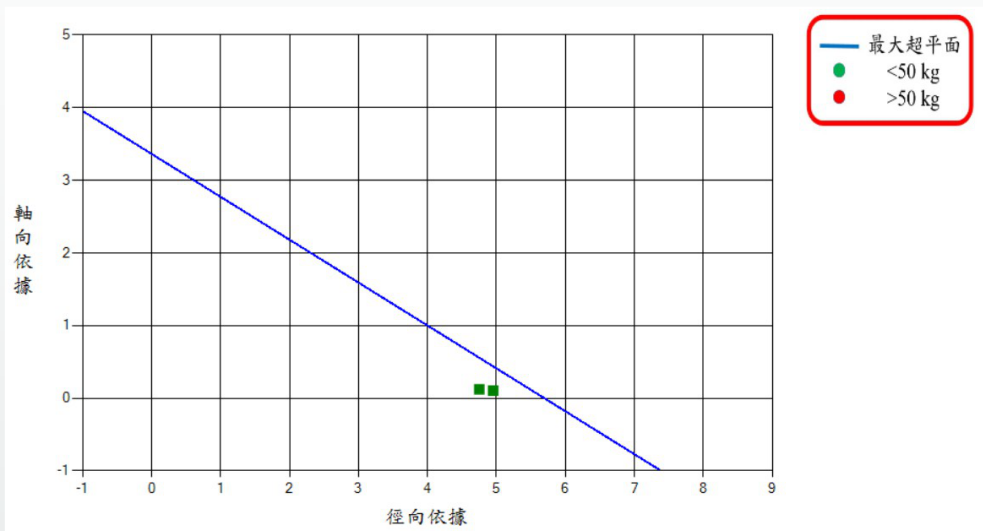
軸向施力50kgf診斷系統顯示結果



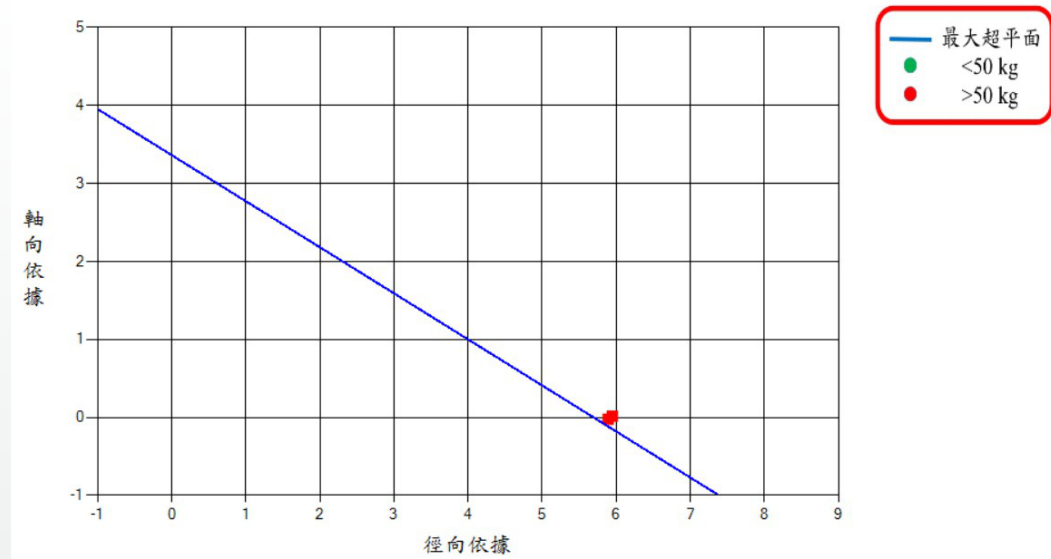
軸向施力60kgf診斷系統顯示結果

7-3-2 系統驗證結果

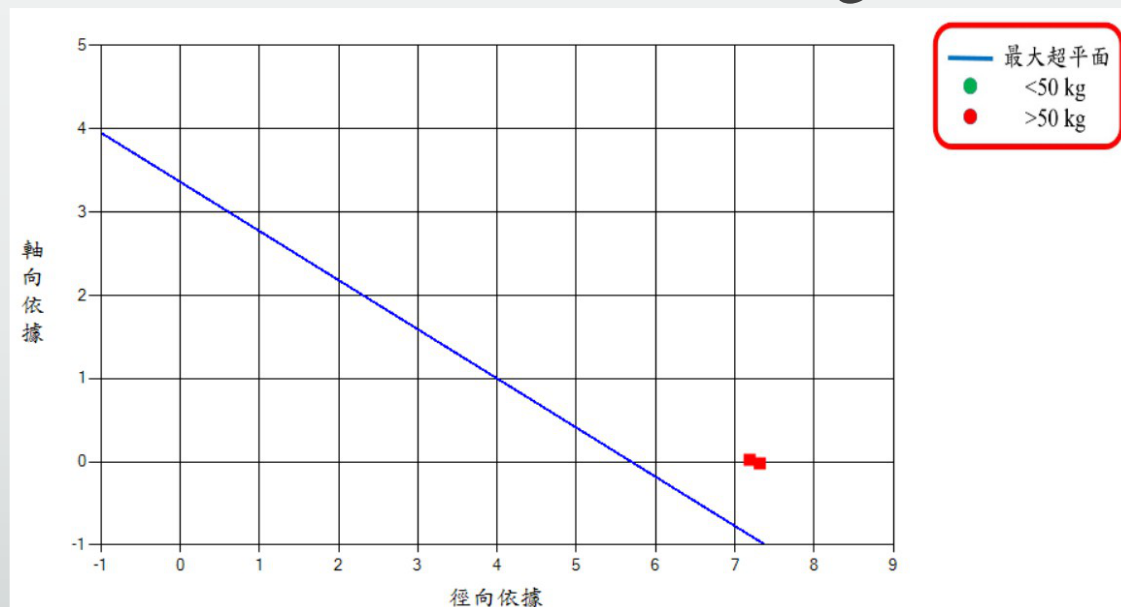
徑向施力



徑向施力40kgf診斷系統顯示結果



徑向施力50kgf診斷系統顯示結果



徑向施力60kgf診斷系統顯示結果

Thank You

