

內藏式馬達工具機主軸頭之溫度分布與熱變形分析

吳侑玟¹、吳佩學*¹、黃筠庭¹、鄭培傑²

¹大葉大學機械與自動化工程系

51591 彰化縣大村鄉學府路 168 號

²凱柏精密機械股份有限公司

40852 台中市南屯區精科一路 12 號

* pswu@mail.dyu.edu.tw

摘 要

本研究以數值計算探討一內藏式馬達的工具機主軸在運轉時可能對加工精度造成影響的主軸頭熱變形問題。考慮馬達的輸出功率分別為 37、25、與 22 kW，功率因子為 80%，轉速 7500 rpm，以及馬達的輸出功率分別為 22 與 15 kW，功率因子為 75%，轉速 1500 rpm，冷卻油（VG32）在設計的螺旋形流道以流率 40 與 20 L/min 的流動情形下，模擬主軸心軸與周邊結構件的溫度分布與熱變形量分布，從而計算主軸心軸鼻端產生最大的熱變位。對於主軸頭主要散熱的冷卻流道，本研究也以計算流體力學（CFD）探討其流場結構，以揭示其熱傳增強機制。

計算結果顯示，內藏式馬達與軸承運轉時產生的熱對主軸溫升與熱變形量均有不可忽略的影響。在馬達輸出功率 37 kW 且冷卻油流率降至 20 L/min 時，主軸最大變形量可達 243.5 μ m，最高溫達 89.6 $^{\circ}$ C，顯示穩定加工的溫度控制或是動態加工的熱變位補償都很重要。

關鍵詞：內藏式馬達，工具機主軸，熱變形，冷卻流道

Analysis of Temperature Distribution and Thermal Deformation of Spindle Head of a Built-in Motor Machine Tool

YO-WEN WU¹, PEY-SHEY WU*¹, YUN-TING HUANG¹ and PEI-JIE CHENG²

¹Department of Mechanical and Automation Engineering, Da-Yeh University

No.168, University Rd., Dacun, Changhua 51591, Taiwan, R.O.C.

²Research and Development Division, Campro Precision Machinery Co., Ltd.

No. 12, Jingke 1st Rd., Nanxun District, Taichung 40852, Taiwan, R.O.C.

* pswu@mail.dyu.edu.tw

ABSTRACT

This study uses numerical calculations to investigate the thermal deformation problem of a spindle head, which may affect machining accuracy when the machine tool spindle of a built-in motor is running. Assuming motors output powers of 37, 25, and 22 kW, a power factor of 80%, speed of



7500 rpm or motor output powers of 22 and 15 kW, power factor of 75%, speed of 1500 rpm, and cooling oil (VG32) flow rate of 40 and 20 L/min, the temperature distribution and thermal deformation distribution of the spindle and its surrounding structural parts were simulated. The maximum thermal displacement of the spindle tip was calculated from the results. The VG32 coolant flow was responsible for major heat removal from the spindle head. A computational fluid dynamics study was performed to reveal flow structures and heat transfer enhancement mechanisms in the coolant channel.

The computational results show that the heat generated in a built-in motor and bearings during operation has a non-negligible influence on the temperature increase and thermal deformation of the spindle. When the motor output power was 37 kW and the coolant flow rate was reduced to 20 L/min, maximum deformation of the spindle reached 243.5 μm and highest temperature reached 89.6 $^{\circ}\text{C}$, which indicates that it is essential to control the temperature during steady machining and the thermal displacement compensation during dynamic machining.

Key Words: built-in motor, machine tool spindle, thermal deformation, coolant channel

一、前言

工具機在加工運轉過程中，由於內部熱源與外部熱源的綜合作用之下，會造成機台組成元件的溫升與熱變形，導致刀具切削點產生熱變位，亦即所謂的熱誤差，因而影響加工精度與品質。內部熱源來自於各個運轉元件摩擦生熱與運動流體的損失熱以及切削的加工熱，其中又以馬達、軸承、進給導螺桿以及切削產生的熱為最主要。外部熱源的重要性則視外部環境相關的熱傳導、熱對流與熱輻射情況而定。在精密工具機的誤差中，熱變位所造成對於精度的誤差可高達所有誤差的 70% [1, 2]，Bryan [2]對於熱誤差問題的回顧提出多位專家對此問題指出的重要性，幾乎無法避免熱誤差的產生。要能精確有效的做好熱管理與熱變位補償，必須要先了解工具機內部元件的溫度分布與熱變形。

本研究著重在工具機主軸頭熱變形問題的探討。工具機的旋轉軸是重要的關鍵零組件，雖然多軸加工機已經普遍存在，本研究以單一主軸熱變位的情形作探討。為了提升生產速率與產品品質，工具機一直朝向提高主軸轉速與提升加工精度的方向發展。而目前工具機主軸之旋轉技術主要採用內藏式扭矩伺服馬達做直接驅動，運轉時馬達與軸承產生的熱成為主軸頭結構件溫升的來源，提高主軸轉速意味著熱量產生率的提升，使得熱變形問題更加的嚴峻。

對於熱變形的預防與因應措施，除了機台設計應避免不規則結構而產生難以預測的三維熱變形，以及降低熱產生（例如採用效率較高之馬達與摩擦較小的軸承）之外，設計適當的冷卻系統做溫度的控制是普遍被採用的方法。如果在

工具機與冷卻系統運轉各種情形下，對於主軸溫升與變形量能有完整的數據庫，則可建立良好的溫升與主軸變形量的熱模型（thermal model），在量測到預設點的溫升或位移的數據時，可藉由電腦對於伺服軸下達補償量的修正，以達到補償控制的效果。良好的熱模型的建立也可提供動態補償之用。雖然完整的補償控制熱模型需要考慮各種接觸熱阻 [1, 5]以及熱與結構的交互作用 [5, 9]，然而，這些計算的進行也都必須基於溫度分布與熱變形資料的取得 [1, 5, 9]。如果採用主軸恆溫控制方式，可適時調整冷卻率的大小，使得主軸變形量幾乎不變，則伺服軸的補償量也不必隨時間變動。由此可見，當給定主軸頭幾何結構，在主軸與冷卻系統各種運轉條件之下所產生的溫度分布與熱變形分布的分析，是對於主軸頭熱變位問題探討與修正不可缺少的重要工作。

本研究探討一個主軸頭的熱變位問題，考慮馬達的輸出功率分別為 37、25、與 22 kW，功率因子為 80%，轉速 7500 rpm，以及馬達的輸出功率分別為 22 與 15 kW，功率因子為 75%，轉速 1500 rpm 的運轉條件，採用 VG32 冷卻油在一矩形截面螺旋形流道以體積流率 40 或 20 L/min 作冷卻，利用 Ansys 軟體分析主軸與周邊結構件的溫度分布與熱變形量分布，從而計算主軸心軸前端產生最大的熱變位。對於主軸頭主要散熱的冷卻流道，本研究也以 Ansys Fluent 計算流體力學（CFD）軟體探討其二次流流場結構，以提供其熱傳增強機制之解釋。

二、問題描述與研究方法



本研究探討的主軸頭含有主軸心軸（本文亦簡稱主軸）、主軸外殼、馬達、滾動軸承與外部固定架等，如圖 1 所示。各主要構件在本分析所使用的材料與其性質如表 1 所列。馬達為內藏式，不考慮其矽鋼片、磁鐵與銅線繞線之詳細結構，將其簡化為均勻材料的靜子與轉子兩個部分。主軸心軸由內藏式馬達直接驅動，並且由馬達上方兩個滾動軸承與馬達下方三個滾動軸承所支撐。主軸外殼的外側設計有矩形截面的螺旋形冷卻油流道，環繞在馬達的外側，流道的外側壁則是由外部固定架的內壁形成。VG32 冷卻油從上方的外接圓管通道進入，通過螺旋流道之後，由下方外接圓管通道流出。整體主軸頭外表面則暴露於對流與熱輻射的室內環境。外界的对流與輻射，本研究用等效熱對流係數 $60 \text{ W/m}^2\text{K}$ [4]與環境空氣溫度 25°C 做外部散熱計算。

當工具機運轉時，馬達與軸承形成主軸頭溫升的熱源，其中以馬達的熱源為最主要。假設馬達的輸入功率為 P_m ，功率因子 (power factor, p.f.) 為 η ，則馬達的熱產生率為 [5]

$$Q = P_m(1 - \eta) \quad (1)$$

此熱產生率會分布在轉子熱源 (Q_r) 與定子熱源 (Q_s) 兩部分。這兩部分的熱源分配比例依據[5]作估算，在本研究的轉速範圍， Q_r / Q_s 維持在 2.02-2.15 的倍數。將轉子與定子的熱源分別除以轉子與定子各自的體積，即可求得轉子與定子的單位體積熱產生率，當成後續溫度分布的馬達熱源輸入條件。另一方面，軸承的熱產生率也是參照 Liu, et al. [5] 的 SKF 軸承熱模型結果做計算。由於本研究的主軸轉速低於 10000 rpm ，軸承的熱產生率遠低於馬達的生熱率，但是也不容許忽略。軸承的熱產生率除以軸承體積所得的單位體積熱產生率，也當成後續溫度分布計算的熱源輸入條件。

由圖 1 可知，馬達與軸承產生的熱將藉由材料的熱傳導傳遞到主軸心軸與主軸外殼，傳導到主軸外殼的熱大部分藉

由冷卻循環油帶走，少部分則繼續傳導至固定架，再傳到外部環境。然而，傳導至主軸的熱必須藉由主軸材料與其他接觸材料的熱傳導傳遞到主軸外殼，再藉由上述主軸外殼散熱路徑將熱量移除。由熱量的產生與上述散熱路徑的觀察可知，被內藏式馬達包覆的主軸心軸部分，將會有最長的散熱路徑，散熱將最不容易。

由於主軸頭各構件部位的散熱難易程度不一，材料內部將建立起溫度梯度（或溫度差），也造成材料的熱變形。在本研究的分析中，不考慮各構件之間的接觸熱組，也不考慮轉動主軸與靜止主軸殼之間微小縫隙的泰勒渦旋對流熱傳 [3]。然而必須一提的是，在任何地方熱阻的增加，將會多造成對散熱的阻礙，使得散熱更不容易。當熱量在某處的累積增加，該處的溫升與熱變形也都跟著提升。

對於上述主軸頭問題的探討，本研究採用 Ansys 軟體做分析，分成下列三個部分進行：

(一) 以 Fluent 做冷卻油流場分析

以 VG32 為冷卻流體，其流體性質以 [6]為依據。固定表面熱通量，其值由上述馬達與軸承熱產生率扣除固定架外部散熱率的估算值給定，主要目的在於揭示其流場結構。

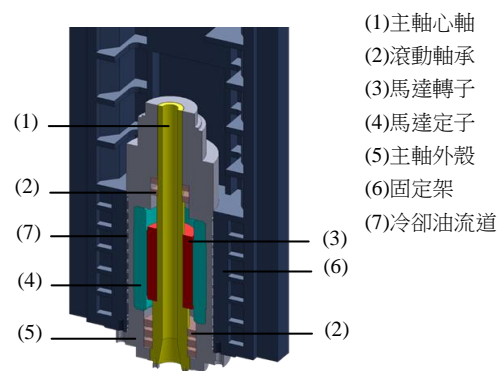
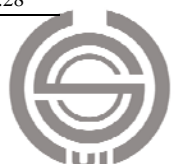


圖 1. 本研究探討的主軸頭結構圖

表 1. 結構件材料與性質表

元件	材料	熱膨脹係數 (/K)	熱導率 (W/m ² K)	密度 (kg/m ³)	比熱 (J/kg*K)	楊氏係數 (Pa)	蒲松比
主軸心軸	合金鋼 SCM420	1.00E-05	48	7830	470	2.05E+11	0.29
滾動軸承	合金鋼 SUJ2	1.25E-05	46	7830	470	2.08E+11	0.29
馬達轉子	壓鑄鋁合金 ADC12	2.10E-05	96	2700	960	2.08E+11	0.29
馬達定子	矽鋼片 AISI 92600	1.19E-05	30	7650	486	1.90E+11	0.29
主軸外殼	合金鋼 SCM435	1.00E-05	48	7830	470	2.05E+11	0.29
固定架	灰鑄鐵	1.20E-05	45	7200	510	1.10E+11	0.28



(二) 以 Steady State Thermal 計算主軸頭溫度分布

以馬達的輸出功率分別為 37、25 與 22 kW，功率因子為 80% 所產生的熱，與軸承轉速在 7500 rpm 的生熱率，以及馬達的輸出功率分別為 22 與 15 kW，功率因子為 75% 所產生的熱，與軸承轉速在 1500 rpm 的生熱率條件，採用 VG32 冷卻油在設計的矩形截面螺旋形流道以體積流率 40 或 20 L/min 作冷卻，以及固定架外部環境散熱情形下，解熱傳導方程式，以分析主軸與周邊結構件的溫度分布。

(三) 以 Static Structural 做主軸頭熱變形分析

依據上一步驟所得之主軸頭溫度分布以及表 1 之材料性質，計算主軸頭的總變形量分布，由該結果計算出主軸心軸在鼻端之最大熱變位量。

三、冷卻油流道流場分析

冷卻系統設計的好壞是決定工具機溫度控制的重要項目，對於冷卻流體在流道內流場的了解，則是改善流道設計的重要基礎。本研究採用的冷卻油 (VG32) 流道如圖 2 所示。該流道為矩形截面 0.025m (長) x 0.006m (寬) 的螺旋形流道，水力直徑 (D_h) 為 0.009677m，螺旋外徑為 0.25m，螺距為 0.035m，螺旋形流道整體高度為 0.378m。冷卻油從上方進口流入，以逆時針方向 (從上方往下看) 通過螺旋流道，再由下方出口流出。上方進口與下方出口各以直徑 8mm 之圓管連接到恆溫控制之冷凍機。

流場的計算以四面體網格做劃分，如圖 3 所示。最大網格尺寸設定為 1.5E-3m，總網格數量為 3.675 百萬。由於最大流量 40L/min 所產生的雷諾數仍僅 750，屬於層流之黏性流形態。求解方法採用 SIMPLE 解法，空間離散採 Green-Gauss Node Based 梯度法，壓力採二階離散，動量方程式與能量方程式均採用一階上風法。依據流量給定進口流速，在出口處給定壓力出口。

四、主軸頭溫度分布與變形量分析

本文分析的主軸頭幾何形狀如圖 4 (a) 所示，其中主軸心軸、軸承與馬達的組合件如圖 4 (b)。

分析主軸頭溫度分布與變形量分布採用相同的網格劃分。如圖 5 所示，其中圖 5 (a) 為主軸心軸 (含軸承與馬達) 的網格與近後端 (馬達上方) 的局部放大圖，圖 5 (b) 為主軸外殼網格與上端局部放大圖，圖 5 (c) 為固定架網

格與前方局部放大圖。為了對溫度與變形量分布有適當的解析度，在溫度梯度較大的地方應給予較細的網格。因此，對於最大網格尺寸設定，主軸、馬達與軸成設為 4.50E-03m，主軸外殼設為 6E-3m，固定架則設為 8.00E-3m。採用非結構四面體網格劃分，總網格數將近 390 萬。

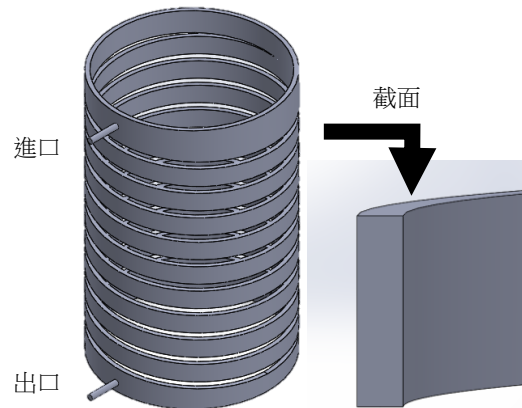


圖 2. 冷卻油螺旋型流道

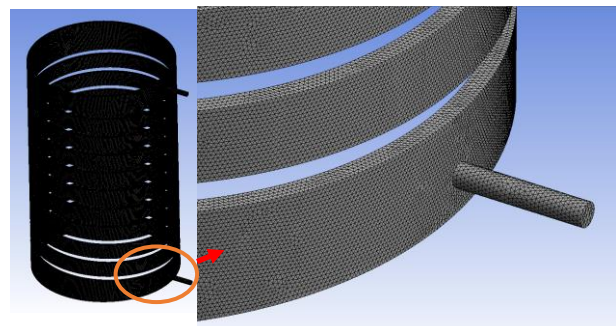


圖 3. 冷卻油流道之網格劃分

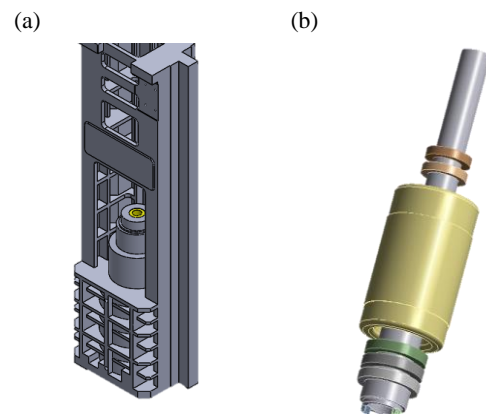


圖 4. (a) 主軸頭整體 (b) 主軸心軸、軸承與馬達組合件



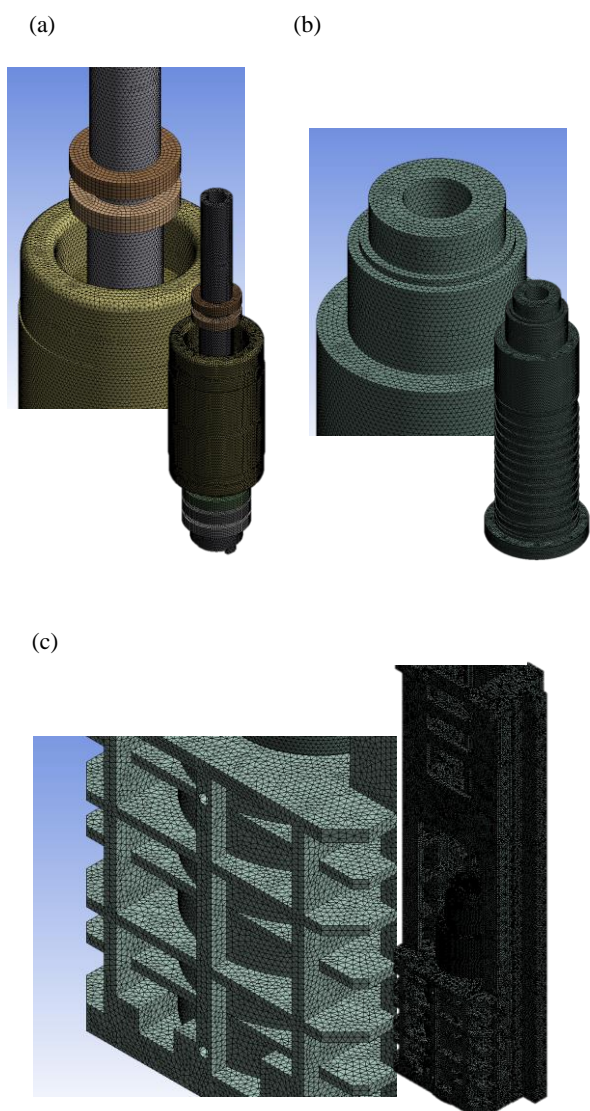


圖 5. 網格 (a) 主軸、軸承與馬達 (b) 主軸外殼
(c) 固定架

如前面所述，運轉時馬達與軸承的熱產生率採用 [5] 的作法，這些元件產生的熱主要由冷卻油帶走。冷卻油在螺旋型流道的平均熱傳係數為

$$\bar{h} = \frac{Nu \cdot D_h}{k_f} \quad (2)$$

其中 D_h 為流道水力直徑， k_f 為冷卻油的導熱率，紐賽數 Nu 依據下列 (3) 式做計算[4,8]：

$$Nu = \left[\left(3.66 + \frac{4.343}{a} \right)^3 + 1.158 \left(\frac{Re_D (D_h / C)^{1/2}}{b} \right)^{3/2} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} ;$$

$$a = 1 + \frac{927(C / D_h)}{Re_D^2 Pr} ;$$

$$b = 1 + \frac{0.477}{Pr} . \quad (3)$$

其中 C 為螺旋外徑 (0.25m)。根據 (3) 算出的紐賽數與 [7] 大致吻合，但是比相同矩形截面直線流道相同邊界條件的結果 [4]相比可高達 3.3 倍，顯見螺旋流道有其明顯的熱傳增強效應。

五、結果與討論

(一) 冷卻油流場之二次流

由於彎曲率之作用，流體流經螺旋流道時會產生離心力，造成外側壁的壓力升高。對於不同的雷諾數範圍與不同截面形狀的流道，此離心力作用之下會產生不同形式的二次流渦旋結構。對於圓管的情形研究，文獻有很多資料可循 (見[7])，然而，對於非圓形截面的情形，因為幾何參數變化眾多，難以作完整的歸納。

本研究之矩形流道長寬外視比 (aspect ratio) 為 4.17，計算流體力學 (CFD) 分析結果的二次流如圖 6 所示。由於螺旋流道進口靠近上方，流體以逆時針方向 (由上方往下看) 通過，螺距提供了迫使流體沿心軸方向運動的分量，此分量由進口端沿心軸指向出口端，因此造成離心力在流道外側壁面形成上下不對稱的分布。對於本研究的流道，由圖 6 可見，在離心力與軸向偏移力的綜合作用之下，造成流體沿著螺旋流道流動的同時，在流道外側壁面做下刷的流動，同時，由於連體之連續方程式的要求，沿流道內側壁的流體形成上洗的流動。因此，在圖 6 的兩個截面位置的二次流流動方向，左邊是逆時針方向，右邊則是順時針方向。二次流的發生可降低進口區長度[4]，而且有大幅提升熱傳率的能力[7]。本研究螺旋流道比直線流道的熱傳係數高 3.3 倍，應該就是歸因於二次流的作用。

(二) 主軸頭溫度分布

對於馬達功率 22kW，功率因子 80%，轉速 7500 rpm，冷卻油流率 40 L/min 的條件下，主軸頭整體概觀的溫度分布剖面如圖 7 所示。由於熱源發生在馬達與軸承，因此，有溫升的部分主要集中在圖 7 的下半部。因此，以下溫度



分布的結果與討論將專注於主軸心軸、軸承、馬達與主軸外殼等這些溫度升高比較明顯的部分。

當熱量產生率最高而冷卻率最低時，主軸溫升與熱變形量應該有最嚴酷的情況。在馬達功率 37kW，功率因子 80%，轉速 7500 rpm，冷卻油流率分別為 40 L/min 與 20 L/min 的條件下，由內往外從主軸心軸到主軸外殼的溫度分布剖面圖如圖 8 與圖 9 所示。當馬達工率降到 25 kW，冷卻油流率 40 L/min，其餘條件不變時，溫度分布結果顯示於圖 10。

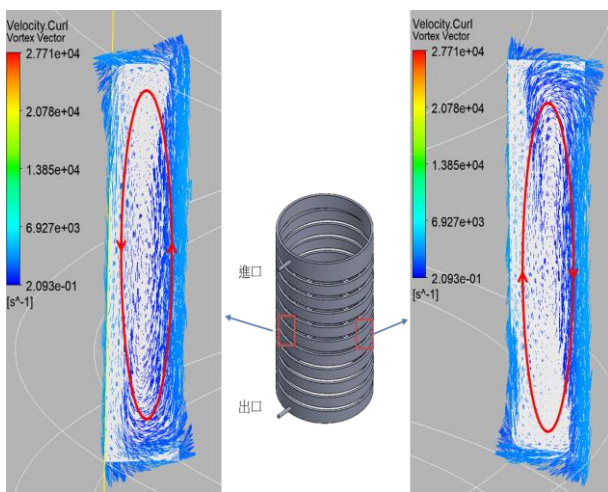


圖 6. 冷卻油流道之二次流

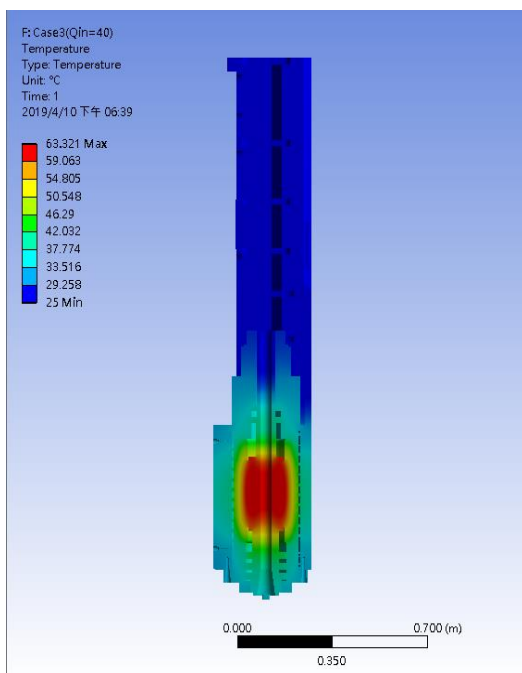


圖 7. 主軸頭整體溫度分布

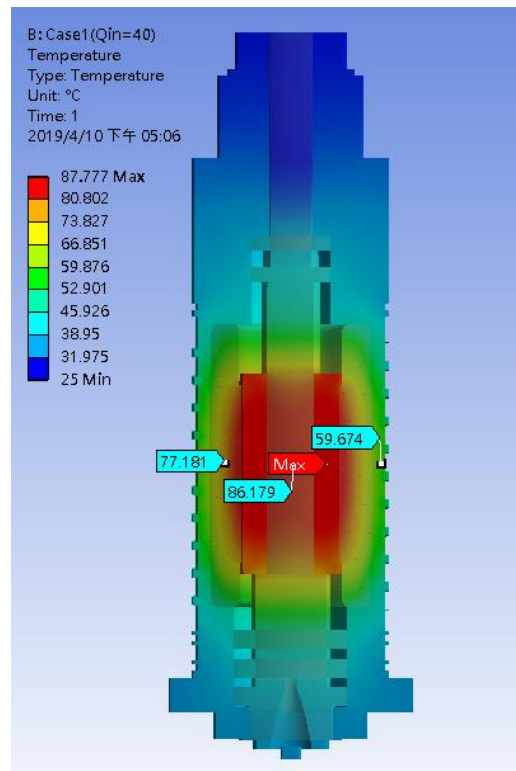


圖 8. 從主軸心軸到主軸外殼之溫度分布剖面 (馬達功率 37kW，冷卻油流率 40 L/min)

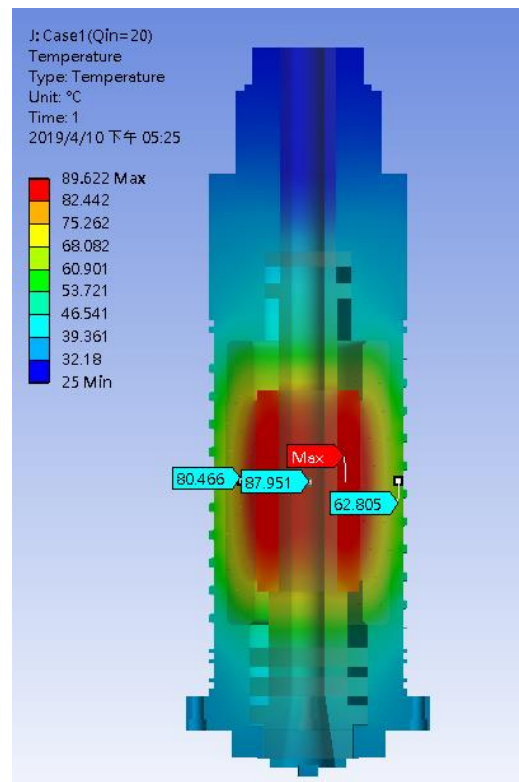


圖 9. 從主軸心軸到主軸外殼之溫度分布剖面 (馬達功率 37kW，冷卻油流率 20 L/min)



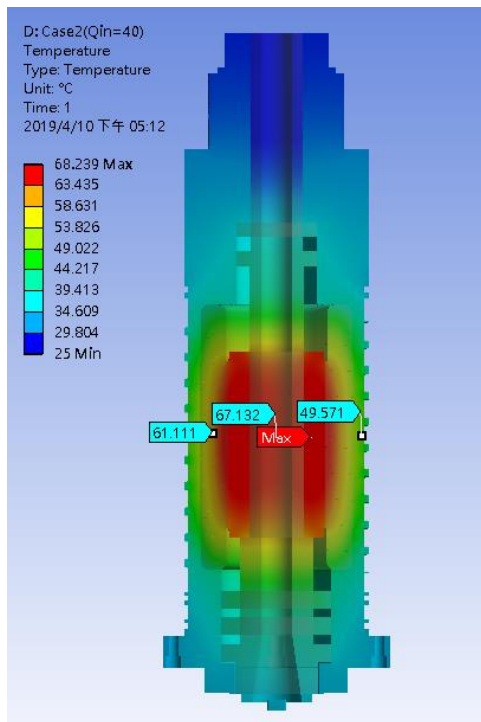


圖 10. 從主軸心軸到主軸外殼之溫度分布剖面
(馬達功率 25kW，冷卻油流率 40 L/min)

由圖 8 - 圖 10 可看出，溫度最高點發生在馬達轉子內部，稍微偏向與主軸交界處，主軸心軸被內藏式馬達包覆的部分是高溫段，離開包覆段沿著軸向有比較大的溫度梯度。此乃因為在這三維熱傳導過程中，從熱源產生處到冷卻流道的熱傳路徑熱阻愈大，散熱愈不容易，而散熱路徑愈長，是造成熱阻愈大的一個重要因素。在馬達功率 37kW，冷卻油流率 20 L/min 的情形下，最高溫度達 89.6°C。從圖 8 與圖 9 的結果比較，冷卻油流率由 20L/min 增加到 40L/min 對於最高溫度的下降已經幫助不大，可見在此冷卻流量範圍內，傳導熱阻大於對流熱阻。因此，對流熱阻的改變對於溫度場的改進貢獻不大，冷卻流道的設計可朝向低流率即可有高的熱傳增強性能的流道，如此可減低冷卻油流動的驅動功率。另一方面，由圖 8 與圖 10 的結果比較，當馬達輸入功率從 37kW 降至 25kW，假設功率因子 80% 與冷卻能力不變，則最高溫度由 87.8°C 降至 68.2°C，由此可見，提升馬達功率因子以降低熱產生率，雖然無法完全避免材料溫升的問題，但是它可以有效降低熱變形的嚴重性。

(三) 主軸頭熱變形量分布

對於主軸頭熱變形量的討論，由於主軸心軸鼻端的熱伸長量是造成前端刀具切削點熱變位誤差的重要數據，本

文以相對於主軸心軸上方頂端的相對變形量做敘述。對於上述圖 8-圖 10 的溫度場分布情形下，相對應的總熱變形量分布如圖 11-13 所示。

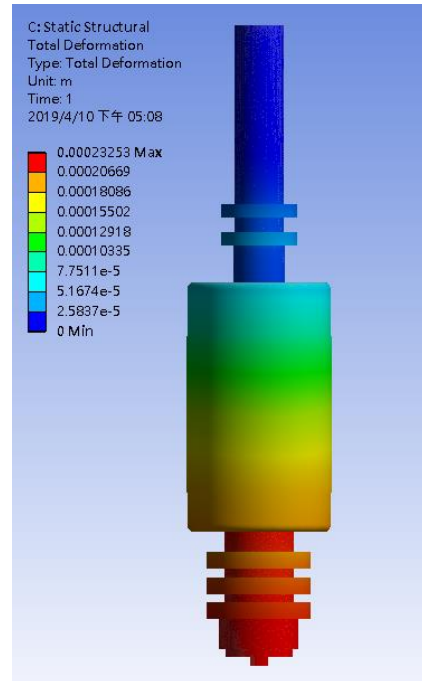


圖 11. 從主軸心軸到主軸外殼之熱變形量分布
(馬達功率 37kW，冷卻油流率 40 L/min)

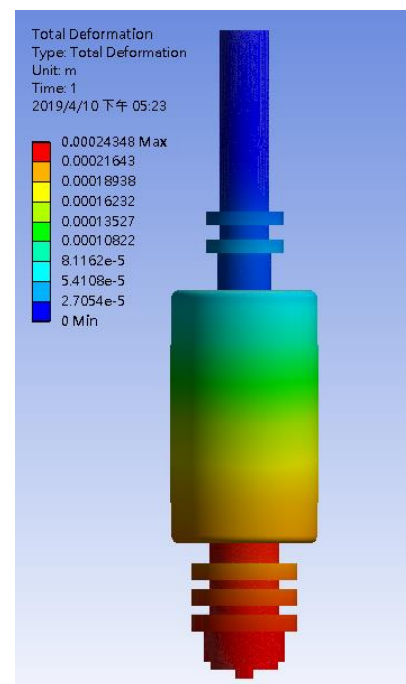


圖 12. 從主軸心軸到主軸外殼之熱變形量分布
(馬達功率 37kW，冷卻油流率 20 L/min)



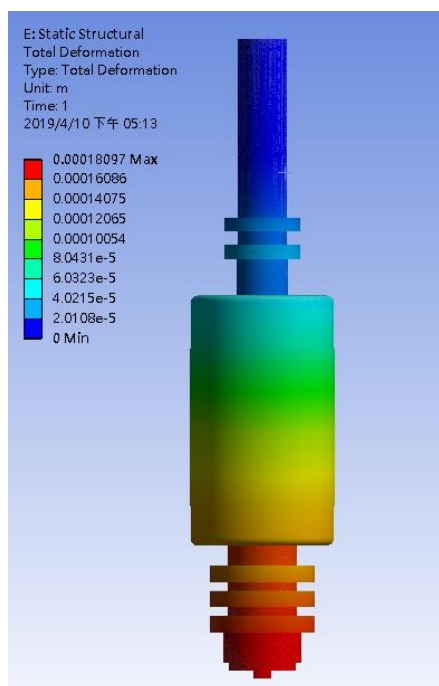


圖 13. 從主軸心軸到主軸外殼之熱變形量分布
(馬達功率 25kW，冷卻油流率 40 L/min)

由於本文探討的主軸頭從主軸心軸到主軸外殼的部分基本上形成軸對稱形的結構設計，因此，圖 11-13 顯示的總變型量也是形成軸對稱的分布，受到外部固定架非軸對稱結構的影響幾乎可以忽略。主要原因乃是因為主要有明顯升溫的材料都集中在主軸心軸到主軸外殼的這些軸對稱結構件中，外部固定架雖然不是軸對稱，其溫度變化較小，熱變形量也較小，傳遞到主軸心軸的影響也相對的不重要。由此可見，良好的主軸頭結構與冷卻設計，使得主軸心軸熱變位保持在軸向的單一方向，可以減少刀具切削點熱變位補償的複雜性，使得熱變位補償可以更精準的實施，提升加工的精密度。

由圖 11 與圖 12 的比較可以看出，冷卻油流率減少 50%，對於最大熱變形量（發生在主軸心軸前方鼻端）的升高僅 4.7%，影響有限。然而，由圖 11 與圖 13 的比較可以

看出，馬達功率減少 32.4%，使得廢熱的產生減少，導致最大熱變形量降低 22.2%，影響較顯著。這些結果是因為熱變形量乃是材料溫度的上升所造成，所以這些結果也呼應了上述主軸頭溫度分布的情形。也就是說，本研究探討的流率範圍的對流熱阻比傳導熱阻小，流率的改變對溫度場的改變不大，因此對變形量的改變也有限。然而，熱產生率直接影響熱傳導模式的熱傳輸過程，因此對於溫度以及熱變形量的改變相對明顯。本研究參數範圍所得各案例模擬結果彙整如表 2 所示，其數據變化趨勢均可由上述之典型的個案做解釋。

將最高溫度對馬達輸入功率作圖如圖 14，由圖可見，當主軸轉速與馬達功率因子固定時，最高溫度與馬達輸入功率呈線性關係，然而，這些線的斜率會隨著冷卻油流率以及主軸轉速而改變。當冷卻油流率減少，主軸頭最高溫度稍微升高，同時，最高溫度與馬達輸入功率關係的斜率也稍微增加。當轉速減小時，該斜率也會變大。理論上，當馬達輸入功率為零（由外部帶動）或是馬達功率因子為 100%時，只剩下軸承轉動的摩擦生熱，該熱量不大，但是生熱量隨軸承的轉速增加而增加。因此，圖 14 的各直線向左延伸到 $P_{in} = 0$ kW 時，與縱軸最高溫度的交會點僅僅比室溫（25°C）稍微高一點，而且轉速 7500 rpm 直線的縱軸交會點會比 1500 rpm 的交會點更高。因為不同轉速（與馬達功率）的直線斜率不同，轉速 1500 rpm、功率因子 75% 與轉速 7500 rpm、功率因子 80% 的直線向左延伸會有交會點。

將最高變形量對馬達輸入功率作圖如圖 15，其結果與圖 14 相呼應。當主軸轉速與馬達功率因子固定時，最高變形量與馬達輸入功率也呈線性關係。當冷卻油流率減少，主軸頭最高變形量稍微升高，同時，最高變形量與馬達輸入功率關係的斜率也稍微增加。當轉速減小時，該斜率也會變大。圖 15 的各直線向左延伸到 $P_{in} = 0$ kW 時，與縱軸最高變形量的交會點代表純粹由軸承生熱造成的最大熱變

表 2. 本研究參數範圍之最高溫度與最大熱變形量彙整

	$Q_{in}=40$ (L/min)			$Q_{in}=20$ (L/min)		
	P_{in} (kW)	T_{max} (deg C)	δ_{max} (μ m)	P_{in} (kW)	T_{max} (deg C)	δ_{max} (μ m)
7500rpm, power factor=80%	37	87.8	232.5	37	89.6	243.5
	25	68.2	181	25	69.5	188.5
	22	63.3	167.9	22	64.4	174.5
1500rpm, power factor=75%	22	71.5	169.4	22	72.8	177.9
	15	57.3	128.7	15	58.1	134.5



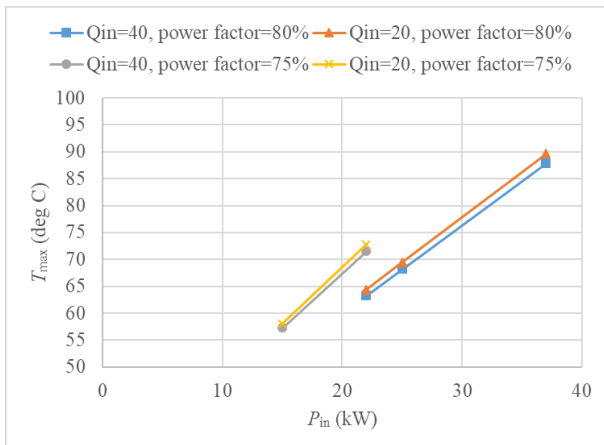


圖 14. 最高溫度與馬達輸入功率關係

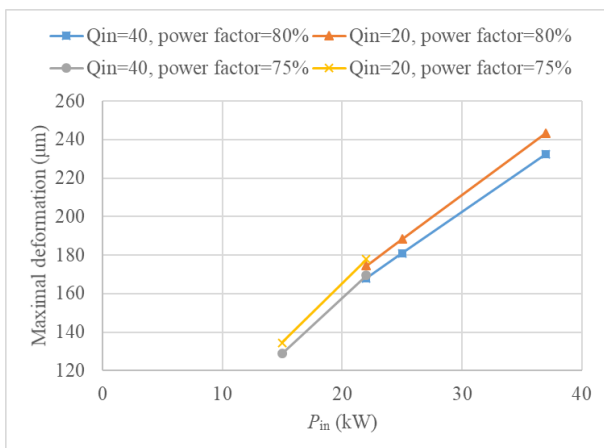


圖 15. 最大變形量與馬達輸入功率關係

形，而且轉速 7500 rpm 直線的縱軸交會點會比 1500 rpm 的交會點數值更高。與圖 14 不同的是，轉速 1500 rpm、功率因子 75% 與轉速 7500 rpm、功率因子 80% 的直線向左延伸不會有交會點。這些合理的現象支持了本模擬的正確性。

六、結論

本研究以數值計算探討一內藏式馬達的工具機主軸頭在馬達不同的輸出功率、功率因子、轉速以及不同的冷卻油（VG32）流率的情形下，模擬主軸與周邊物件的溫度分布與熱變形量分布，從而計算主軸鼻端產生最大的熱變形量。本研究結果得到以下結論：

1. 螺旋狀冷卻流道存在二次流，使得熱傳係數比相同截面形狀的直線流道還要高。
2. 固定熱產生率時，增加冷卻油流率使得主軸頭最高溫

度與變形量均下降。然而，本研究冷卻油流率範圍從 20L/min 到 40L/min 對於主軸頭最高溫度的改變不大，可見在此冷卻流量範圍內，傳導熱阻大於對流熱阻。因此，冷卻流道可朝向低流率高熱傳增強性能的流道做設計，如此可減低冷卻油流動的驅動功率。

3. 固定冷卻油流率時，減少馬達熱產生率使得主軸頭最高溫度與變形量均明顯減少。因此，提升馬達功率因子以減少熱量產生，有助於減少熱變位問題的嚴重性。
4. 良好的主軸頭結構對稱設計與冷卻設計，可使得主軸心軸熱變位保持在單一方向，減少刀具切削點熱變位補償的複雜性，提升加工的精密度。
5. 內藏式馬達與軸承的熱產生率對主軸溫升與變形量都非常顯著。本模擬結果顯示在馬達最高輸出功率（37kW）冷卻油流率 20L/min 時，最大主軸心軸伸長量可達 243.5 μm ，最高溫度達 89.6C，穩定加工期間的溫度穩定控制或是動態加工時的熱變位補償都明顯的重要。

七、誌謝

本計畫承蒙經濟部「107 年度金屬產業智能化提升計畫」提供人才培育經費，並由凱柏精密機械股份有限公司給予實務指導，特此致謝。

參考文獻

1. 李育霖、歐陽圳、李坤穎、孫珍理、蕭錫鴻、詹詠超 (民 103), 工具機結構結合介面特性對機械接觸熱組影響之研究, 機械工業雜誌, 工業技術研究院機械所, 150-159。
2. Bryan, J. B. (1990) International status of thermal error research. *Annals of the CIRP*, 39(2), 645-656.
3. Fenot, M., Y. Bertin, E. Dorignac and G. Lalizel (2011) A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 50, 1138-1155.
4. Incropera, F. P., D. P. DeWitt, T. L. Bergman and A. S. Lavine (2017) in *Principles of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, Singapore.
5. Liu, J., C. Ma, S. Wang, S. Wang, B. Yang and H. Shi (2019) Thermal-structure interaction characteristics of a



-
- high-speed spindle-bearing system. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 137, 42-57.
6. MOL-LUB Ltd (2018) MOL Thermol 32 heat transfer oil. version: 018.009.002.
7. Naphon, P. and S. Wongwises (2006) A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10, 463-490.
8. Shah, R. K. and S. D. Joshi (1987) Chapter 5 in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, 5.1-5.39.
9. Wu, L. and Q. Tan (2016) Thermal Characteristic Analysis and Experimental Study of a Spindle-Bearing System. *Entropy*, 18 (271), 1-25.
- 收件：108.04.10 修正：108.06.15 接受：108.07.17

