

## 電腦輔助工程在 CNC 立式加工中心機進給系統高速化之應用

陳俊達<sup>1</sup> 王焜潔<sup>2</sup> 周信暉<sup>2</sup>

<sup>1</sup>大葉大學機械暨自動化工程學系

彰化縣大村鄉山腳路 112 號

<sup>2</sup>嶺東科技大學資管系

台中市南屯區嶺東路 1 號

### 摘要

未來全球工具機將朝高速化、高精密度化、自動化、環保化之方向發展。而首要之高速化，乃指高速加工；以一立式加工中心機而言，涵蓋主軸之高轉速化，進給系統高速化及換刀速度高速化。國內目前技術水準，主軸轉速約 2000rpm，進給速度約 30m/min，換刀速度約 1 秒 (tool to tool)，離歐美日等國尚有段距離，尚需投入大量之研發。本研究之目的即在於研究改善國內工具機廠外銷產量很大之泛用中型立式加工中心機之進給速度，使刀具花費於 G00 快速進給之時間縮短；內容針對床台結構、滾珠螺桿導程、進給伺服馬達特性、各部機件摩擦及其剛性等要素，進行靜、動態特性分析，研究其對於進給速度之影響，藉由分析結果歸納出立式加工中心機進給速度提昇之確切方法，並同時提供予廠商作為改良之依據。

**關鍵詞：**工具機，立式加工中心機，高速切削，高速進給

## Enhancing the Performance of the Feed-Drive System in a Vertical Machining Center

CHUN-TA CHEN<sup>1</sup>, KUN-CHIEH WANG<sup>2</sup> and SHINN-WOEI CHOU<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Department of Mechanical and Automation Engineering, Dayeh University  
No. 112, Shanjiao Rd., Dacun, Changhua, Taiwan 51591, R.O.C.*

<sup>2</sup>*Department of Information Management, Ling Tung College  
1, Lingtung Rd., Nantun, 408, Taichung City, Taiwan*

### ABSTRACT

The future strategic development of CNC (computer numerical control) machine tools is towards high speed, high precision, automation production, and environmental protection. Among these techniques, high speed is the most important. In machining, the term "high-speed" describes the rotation rate of the spindle, the movement of the feed-drive system, and the rate at which the tools change. Currently, the manufacturing level in Taiwan has reached about 20,000 rpm for the spindle, 30 mm/min for the feed-drive system, and one second per tool-to-tool change, rates far behind Europe and the USA. Much time, money, and additional institutes for conducting research on new techniques for developing new models of machine tools are now needed. This study sought to enhance the feeding velocity of a feed-drive system in a CNC vertical machining center in order to

decrease the moving time of the cutting tool in the command G00. The static and dynamic responses to the rigidity of the bed structure, the lead of the ball screw, the servo-motor parameters, and the friction effects were analyzed in detail. Optimum methods for increasing the feeding velocity were found. The results can contribute to the improvement of the performance of a CNC vertical machining center.

**Key Word:** machine tools, vertical machining center, high-speed machining, high-speed feeding

## 一、前言

我國工具機向來在全世界以物美價廉著稱，平均約居全世界第六大生產國之地位。然而，受經濟不景氣之影響，近幾年來，工具機產值在 1999 年已下挫至 492 億，為八年來首見之衰退局面，2000 年則隨景氣之回升而增至 593 億，較 1999 成長 21%，不幸的是 2001 仍呈衰退局，不少工具機大廠財務危機相當嚴重。2002~2004 年小幅興衰，2005 年以後面對加入 WTO，所有遊戲規則均由歐美日等先進國家主導下，如何提昇工具機之設計與製造能力，將是台灣工具機業者能生存並立足於國際不可或缺之基石。

由於微電子技術、電腦科技、量測技術及材料技術之突飛猛進，今日之 CNC 工具機可謂匯集機、電、控制、材料多種科技於一身之技術密集產品，同時，CNC 工具機之發展亦深受各式下游之需求工業之影響，如航空、衛星、聲光影音、通訊技術及機械電子、塑膠等產品。在消費者對產品性能及品質等方面嚴格之要求下，導致上游之 CNC 工具機之生產業者不得不發展更高層次之機器以應付所需之生產加工。

據此，對於 CNC 工具機之加工精度之要求不但日趨嚴格，要求適用之加工工件形狀亦日趨複雜，尺寸則是朝大小兩極化之方向發展；此外，加工時間、加工速度之要求也日趨嚴苛；而工廠本身尚需面對勞工短缺，環保要求，甚至資金不足之困境；自動化及人性化亦是必然之趨勢。綜合而言，現階段國際間 CNC 工具機之重點技術 [2] 主要朝向精密化、高速化、複合化、系統化、環保化、線性馬達實用化、開放式 CNC 系統、低價化、PC-Based 控制器及策略聯盟等方向發展，展望二十一世紀，新世代工具機之整體技術共有以下五高五低：（1）高速度；（2）高精度；（3）高產能；（4）高效率；（5）高智能；（6）低價格；（7）低人工；（8）低耗能；（9）低污染；（10）低技能。

光就高性能及高速化而言，自從近代工具機登場以來，工具機不斷在追求高速化及高精密度化，從一部大型的馬達

藉分段變速皮帶輪運轉多部工具機系統，轉變為用一部馬達運轉一部工具機的系統，進行高速化。自從 NC 問世以後，主軸馬達和進給馬達就完全分離，加上主軸馬達和進給馬達之製造技術之提昇，使高速化成為可能，控制用的馬達也由電器油壓式脈衝馬達轉變為 DC 伺服馬達、AC 伺服馬達，然後再進一步以更高速度為目的，發展成為線性伺服馬達。另一方面，NC 工具機登場不久後，就出現了精確度較高之手動機種，特別是在一個脈衝  $10\mu\text{m}$  的時代，手動之工具機的確精確度比較優良；隨著編碼器（encoder）高解析度化之進展，一個脈衝  $1\mu\text{m}$  已是常態，現在則更進一步發展成一個脈衝  $0.1\mu\text{m}$  之水準，並已使用在泛用機型上，這和 NC 工具機高速化有很密切之關係。而今，泛用之一般工具機已能達到以往需使用超精密加工機械才能做到之精密度。然而，雖然伺服馬達及編碼器進步了，但由於系統之振動、滾珠導螺桿之剛性、滾珠導螺桿之背隙、相關機件溫昇所導致之誤差問題仍嚴重，衡諸國內工具機業界仍然與歐美日等國有五至十年之技術落差，當前之課題應有兩個方向：第一、就目前台灣暢銷之泛用機種，全面加强其結構剛性，提昇精度及速度，邁向更物美價廉之境界；第二、待基礎之研發加強穩固後，即可開發給速度  $40\text{m}/\text{min}$  以上之機台，但其中之關鍵技術必須建立起來，目前歐美日等先進國家之做法 [1] 是（1）利用導程  $20\sim 40\text{mm}$  之滾珠導螺桿及  $2000\sim 3000\text{rpm}$  之高速低慣量之伺服馬達，如此可使進給速度達  $40\text{m}/\text{min}$  以上。（2）使用 DN 值  $150,000\text{mm}\cdot\text{rpm}$  以上之高導程雙螺紋滾珠導螺桿，此滾珠導螺桿形狀誤差小，適合高速綜合加工機使用，進給速度可達  $70\text{m}/\text{min}$  以上。目前使用高導程滾珠導螺桿進給系統之工具機價格約為使用線性馬達者之三分之一之價格，在市場上仍具極高之競爭力。

本研究即探討此兩種方法對國產 CNC 工具機之快速進給之影響，同時亦藉由機台減重之研究以達高速化目的，減重之分析有賴電腦輔助設計工程分析出（CAE）之技術，此方面之研究非常多，如 Zhang et al. [13] 使用電腦輔助工程技術於預測工具機的動態行為。Huang 和 Lee [14] 使用有限

元素模型分析工具機之結構剛性。朱清流 [3] 利用 ANSYS 有限元素分析軟體解析工具機之結構剛性。洪春長 [4] 以有限元素法，針對工具機立柱之各厚度對結構剛性的影響程度作分析，並歸納各結構件對剛性的影響，以最佳化方法求取立柱單壁尺寸。黃德言 [8] 舉一立式加工機為例，說明如何將複雜的實物予以簡化，及如何施加合理的邊界條件和負荷，來模擬物件的介面特性和受力情形。蔡國忠 [12] 以有限元素法配合 ANSYS 軟體研究 CNC 工具機之旋轉工作台在不同外力作用下之工作特性。黃德言 [9] 以有限元素法配合 ANSYS 軟體對押出機之 T 型模頭做熱傳及結構之分析。黃德言 [10] 以複合式整機模型法將有限元素法用於解析工具機之剛性。陳定宇 [5] 利用有限元素法對工具機補強肋之尺寸幾何形勢做最佳化設計。

總合而言，在高速切削之要求下，吾人深知在利用工具機製作成品之整個加工行程中其所花費之時間 [11] 依序為 (1) 工件及刀具之更新時間；(2) 機台在非切削行程之快速移動時間；(3) 切削加工時間。本研究之目的即在於找出增加工具機 G00 快速進給速度之方法，以求縮短加工之時間而達高速化之目的，研究將針對工具機之進給系統部分建立系統之運動方程式，進行系統之動態特性分析，同時探討床台及鞍座減重對結構之剛性之影響，最後並藉由分析之結果找出工具機進給速度提昇之最佳改善方法。此結果對目前 CNC 工具機生產者而言，有相當大之參考價值。

## 二、理論分析

### (一) 系統運動方程式

CNC 工具機進給系統之運動過程為：由進給伺服馬達輸出之扭矩來帶動聯軸器，其動力再藉由聯軸器傳遞到滾珠螺桿，再經由滾珠螺桿帶動螺帽，固定在螺帽上之床台也將跟著移動；而滾珠螺桿由軸承支持，如此進給之伺服馬達之輸出扭矩才能轉換為床台之直線位移。當忽略滾珠螺桿、螺帽、軸承等機件之剛性係數，即將系統之振動、滾珠螺桿之背隙、溫昇熱誤差等對系統之影響忽略，將進給系統表示為僅具剛體運動之狀態，則進給系統之圖形可簡化為圖 1；此時雖然不考慮進給時之振動響應，但此舉可減少次要參數之數目，先研究較重要參數對系統特性之影響，可減少參數之不確定程度 [6]。此外，由這些參數之變動，亦可獲知影響進給系統之速度變異之主要原因，在爾後之分析與實驗中可多加留意與監控；再者，可運用較複雜之系統運動方程式，

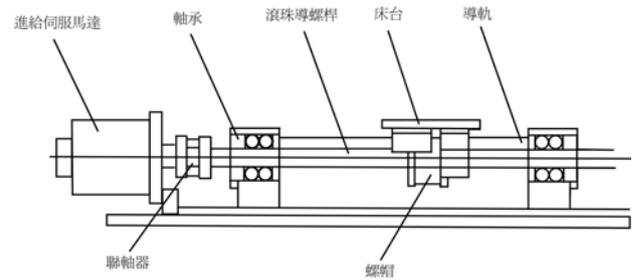


圖 1. CNC 工具機進給系統

探討其他次要參數之影響並預測系統可能之響應；綜合以上由簡入繁之研究結果，尋求解決之方法，務使機台在進給速度提高之同時，不損失其應有之精度與穩定性。

今就圖 1 所示之工具機之進給系統，馬達輸出轉動扭矩帶動滾珠螺桿，而滾珠螺桿將轉動轉換成直線運動，如此床台即可沿直線運動，當馬達以角速度  $\omega$  轉動滾珠螺桿，其轉動之動能為  $\frac{1}{2}(J_m + J_S)\dot{\theta}^2$ ，此處， $\omega = \dot{\theta}$ ， $\theta$  為滾珠螺桿之轉動角度， $J_m$  為進給伺服馬達之轉動慣量， $J_S$  為滾珠螺桿之轉動慣量。床台之移動速度為  $V$ ，其動能為  $\frac{1}{2}M_t\dot{X}^2$ ，此處  $V = \dot{X}$ ， $X$  為床台移動距離， $M_t$  為床台質量及負載工件質量。因此，進給系統之動能 [7] 可以表示為

$$K.E. = \frac{1}{2}(J_m + J_S)\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}M_t\dot{X}^2, \quad (1)$$

其中 K.E. 表動能。進給伺服馬達之扭矩以及滑軌摩擦力所做之虛功為

$$\delta W = T_m\delta\theta - F_f \operatorname{sgn}(\dot{X})\delta X, \quad (2)$$

此處  $\delta W$  為進給伺服馬達之扭矩以及滑軌摩擦力所做之虛功， $F_f$  為導軌產生之摩擦力， $\operatorname{sgn}(\dot{X})$  為床台速度之符號， $F_f = \mu Mg$ ，而  $\mu$  為摩擦係數， $g$  為重力加速度。當忽略滾珠螺桿之背隙及溫昇誤差時有

$$R\theta = X, \quad (3)$$

此處  $R = \frac{P}{2\pi}$ ， $P$  為滾珠螺桿之導程。將 (3) 對時間微分得

$$R\dot{\theta} = \dot{X}, \quad (4)$$

$$R\ddot{\theta} = \ddot{X} \quad (5)$$

將(4)代入(1)，並利用 Lagrange 方程式

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \tau \quad (6)$$

此處  $L=K.E.$ ，故可得到進給系統的運動方程式

$$J_t \ddot{\theta} + M_t R^2 \ddot{\theta} = T_m - F_f \operatorname{sgn}(X) \quad (7)$$

如果以床台的移動距離(行程)  $X$  表示，則可得

$$\left( \frac{J_t}{R} + M_t R \right) \ddot{X} = T_m - F_f \operatorname{sgn}(X) \quad (8)$$

其中  $J_t = J_m + J_s$ ， $J_m$  為馬達轉動之等效質量慣性矩， $J_s$  為螺桿質量慣性矩， $T_m$  為進給馬達的扭矩。在式(8)中，各項參數除摩擦力  $F_f$  外，其餘皆可由機台的規格參照型錄或經過計算後取得明確之數據。至於摩擦力  $F_f$  之求取，由於本機台所使用之導軌為硬式導軌，而硬式導軌之摩擦係數  $\mu$  會因選用之材質、不同之加工製造方式、及不同之裝配方式而有相當之變異；故必須經由實驗之方式來取得平均值，再代入運動方程式(8)中。今先將運動方程式(8)中之摩擦係數忽略不計，則可簡化為

$$\left( \frac{J_t}{R} + M_t R \right) \ddot{X} = T_m \quad (9)$$

在爾後之分析中，將先以(9)式做先期概略之分析，再配合實驗獲得之摩擦係數，並由(8)式即可獲得摩擦係數對機台進給速度之影響情形。

## (二) 相關參數

由於本研究所用之機台為目前業界量產之 CNC 立式綜合加工機台，故可直接由廠商所提供之型錄獲得以下之數據：(1) 進給馬達部分：規格為  $\alpha_{12}$  系列，其  $T_m=70N \cdot m$ ， $J_m=0.36Kg \cdot m^2$ ；(2) 床台部分：床台質量  $400Kg$ ，鞍座質量  $500Kg$ ，最大負載質量  $1300Kg$ ；(3) 滾珠導螺桿部分：根部直徑  $d_s=34.91mm$ ，導程  $P=20mm$ ，桿長  $L=1.742m$ ，比重  $\gamma=7850Kg/m^3$ ，而螺桿質量慣性矩  $J_s$  可計算得  $0.001994Kg \cdot m^2$ ， $X$  軸及  $Y$  軸行程分別為  $1220mm$  及  $530mm$ 。

今將上列數據經計算可得諸基本參數值。設無摩擦力，則  $X$  及  $Y$  軸欲加速至  $30m/min$  所需時間及床台移動之行程

亦可計算得。其中， $X$  軸加速至極速所需行程為  $0.123m$ ，而  $Y$  軸為  $0.215m$ ；與設計允許之最大行程比較 ( $X$  軸： $1.22m$ ； $Y$  軸： $0.53m$ ) 知為可行。但若無摩擦力，而  $X$  及  $Y$  軸欲加速至  $50m/min$  則  $X$  軸加速至極速所需行程為  $0.591m$ ，而  $Y$  軸為  $0.598m$ ；與設計允許之最大行程比較 ( $X$  軸： $1.22m$ ， $Y$  軸： $0.53m$ ) 知為不可行。故即使在無摩擦之狀況下，原有之設計根本無法達成加速至  $50m/min$ 。

## (三) 應力與變形

有限元素法是目前在工程分析上最常使用的方法之一，其所能分析之領域包括了固體力學、流體力學、熱力學、製造以及結構等。該方法是一種可用來求得許多工程問題近似解的數值分析技巧，其基本前提是將欲求解的複雜問題利用許多不同的元素組合而成，再以電腦做數值分析求出近似解。若邊界條件有所改變，只需要將部份程式內容做適當的修改，再用電腦重新計算，即可求得新的邊界條件之近似解，是目前學術界及工業界用來求解複雜結構分析強而有力的工具。

完整的有限元素程式，包括前處理程式、解題程式和後處理程式等三部分。所謂前處理乃是建立有限元素模型所需的輸入資料，如節點座標資料、元素內節點排列次序、材料性質、元素之切割方式、邊界條件及負荷條件等。有了前處理的離散資料後，就可以進入有限元素解題程式，包括元素勁度矩陣計算，全域負荷向量計算，然後經由勁度-外力方程式及應力-應變關係式即可以求得相關應力及變形。

## 三、結果與討論

### (一) 各項參數影響分析

就前面導得之工具機進給系統之運動方程式(8)及(9)，計算諸參數對  $X$  軸及  $Y$  軸進給速度之影響，研究結果將分下列諸情形討論之。

#### 1. 在忽略摩擦力下變化荷重

經計算可知荷重由  $0Kg$  增至  $2700Kg$ ，極速若為  $30m/s$ ，則所需  $X$  軸行程由  $0.203m$  增至  $0.218m$ ；極速若為  $50m/s$ ，則所需  $X$  軸行程由  $0.564m$  增至  $0.606m$ ；以所得圖 2 觀之，可知床台重量改變對系統之加速性影響不大。

#### 2. 在忽略摩擦力下變化導程

原機台  $X$  軸及  $Y$  軸導程 ( $P$ ) 皆為  $20mm$ ，在其他條件不變下，將導程變化為  $16mm$ 、 $20mm$ 、 $24mm$ 、 $30mm$ ，可得其速度-時間及速度-行程關係示之於圖 3；圖中，曲線由左

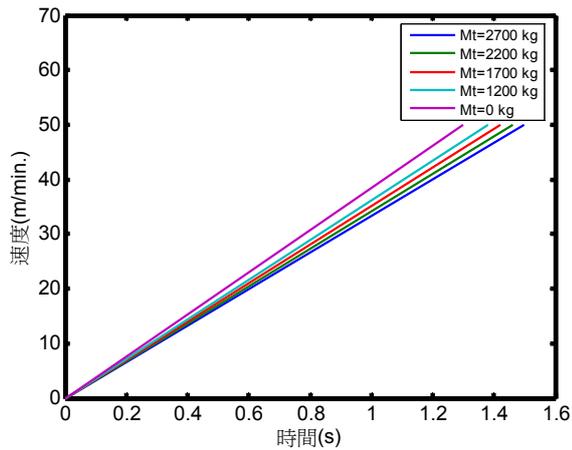


圖 2. 不同荷重下速度與時間之關係圖

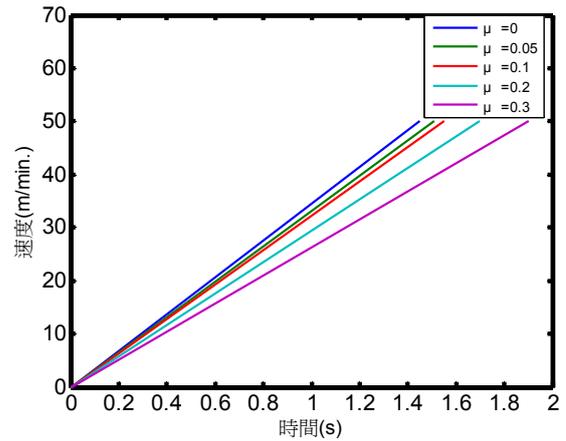


圖 4. 慣性矩下速度與時間之關係圖

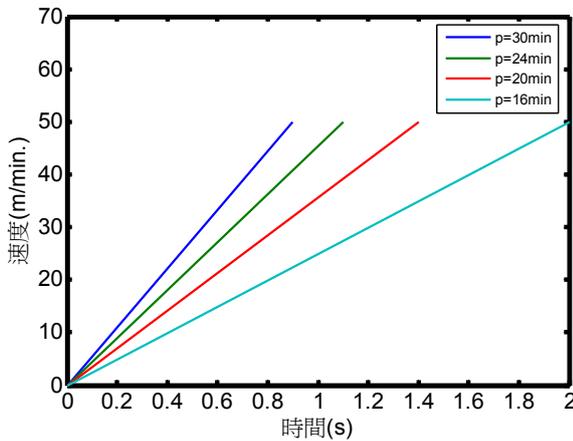


圖 3. 不同摩擦係數下速度與時間之關係圖

至右分別代表導程為  $P=30, 24, 20, 16\text{mm}$ ，當速度由  $0\text{m/min}$  增為  $50\text{m/min}$  時， $P=30\text{mm}$  者需耗時  $0.999\text{sec}$ ，耗去  $X$  軸行程  $0.416\text{m}$ ，而  $P=16\text{mm}$  者需耗時  $2.046\text{s}$ ，耗去  $X$  軸行程  $0.726\text{m}$ ；即欲加速至  $50\text{m/min}$ ，當導程增加  $1.875$  倍，可減少耗時及行程各  $51\%$ 、 $43\%$ 。由此觀之，更換較大導程之導螺桿可明顯改善進給系統之速度。

### 3. 考慮摩擦力下變化摩擦係數

將摩擦係數 ( $\mu$ ) 由  $0$  變化至  $0.3$ ，可得  $X$  軸加速情形如圖 4，由此圖可知摩擦力增加，其所需行程亦跟隨增加；欲加速至  $50\text{m/min}$ ， $\mu=0.3$  耗時  $1.835\text{s}$ ，為無摩擦  $\mu=0$  耗時  $1.418\text{s}$  之  $1.29$  倍，且多出  $0.174\text{m}$  之行程需求。

### 4. 考慮摩擦力下變化荷重

考慮  $\mu=0.15$ ，將荷重 ( $M_t$ ) 由  $0\text{Kg}$  變化至  $2700\text{Kg}$ ，可得  $X$  軸行程亦跟隨增加之情形，欲加速至  $50\text{m/min}$ ，所需時

間、行程由  $1.354\text{s}$ 、 $0.564\text{m}$  增為  $1.777\text{s}$ 、 $0.741\text{m}$ 。

### 5. 考慮摩擦力下變化導程

考慮  $\mu=0.15$ ，將導程 ( $P$ ) 由  $16\text{mm}$  變化至  $30\text{mm}$ ，得  $X$  軸行程更隨減少之情形，欲加速至  $50\text{m/min}$ ，所需時間、行程由  $1.918\text{s}$ 、 $0.799\text{m}$  減為  $1.205\text{s}$ 、 $0.502\text{m}$ 。

### 6. 考慮摩擦力下變化馬達轉動慣量

考慮  $\mu=0.15$ ，將轉動慣量 ( $J_m$ ) 由  $0.25\text{Kg}_f/\text{m}^2$  變化至  $0.4\text{Kg}_f/\text{m}^2$ ，可得  $X$  軸行程增加之情形如圖 5，欲加速至  $50\text{m/min}$ ，所需時間、行程由  $1.136\text{s}$ 、 $0.473\text{m}$  增為  $1.769\text{s}$ 、 $0.737\text{m}$ 。

## (二) 床台減重

### 1. 有限元素分析

今首先以 AutoCAD 軟體建立廠商提供之待測 CNC 立式綜合加工機之床台及鞍座之實體模型，再以 MENTAT 軟

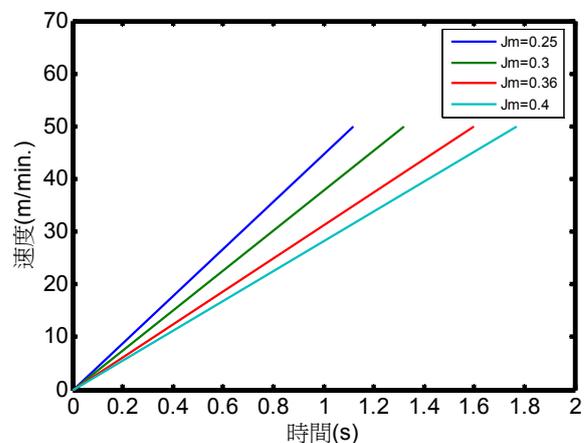


圖 5. 不同導程下速度與時間之關係圖

體作為分析之前後處理工具，以獲得其實體網目 (mesh)。其次，由於床台底部複雜異常，故吾人打算先建立五大次模型 (submodel)，再將此五個次模型結合而成床台之實體模型，同時以 MENTAT 軟體做有限元素 [12, 13] 網格劃分，共使用元素個數為 12326，節點數為 18049，如圖 6，並假設床台所承受之工作負載 1476Kg，並均勻分布在 16 個元素上，滑軌邊界設定之節點數為 754 個，床台與滑軌接觸點之變形為零。接著做輕量化床台及鞍座剛性分析：將所建立好之有限元素床台模型，利用 MARC 軟體分析其應力及應變，以作為減重之依據。經計算可得應力分佈及變形，得知原床台承受之最大應力及變形在中央位置。

## 2. 減重設計

為同步考慮脫模及砂心鑄造之方便性，今考慮六種尺寸改變情形，如圖 7(a) 之斜線區域，改變多種尺寸後，建立有限元素模型，分析其應力及變形，以得出最佳之減重尺寸。

今改變之尺寸共分 6 種圖 7(b) 有 (1)  $A=12mm$ ，減重約 2.7%，(2)  $B1=20mm$ ， $B2=20mm$ ，減重約 5.89%，(3)  $A=10mm$ ， $B1=20mm$ ， $B2=20mm$ ，減重約 8.49%，(4)  $A=10mm$ ， $B1=40mm$ ， $B2=20mm$ ，減重約 10.12%，

(5)  $A=13mm$ ， $B1=40mm$ ， $B2=20mm$ ，減重約 11.57%，(6)  $A=13mm$ ， $B1=40mm$ ， $B2=20mm$ ， $C=1mm$ ，減重約 12.4%。

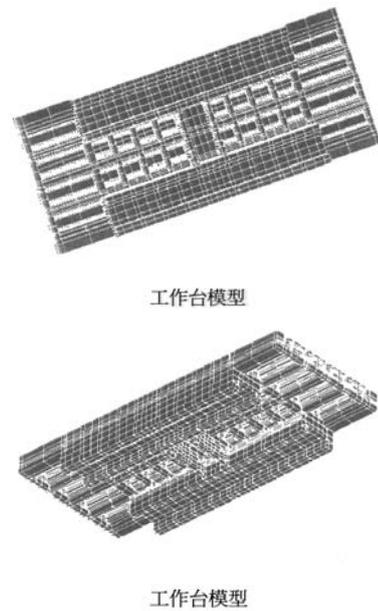


圖 6. 床台有限元素網格分佈

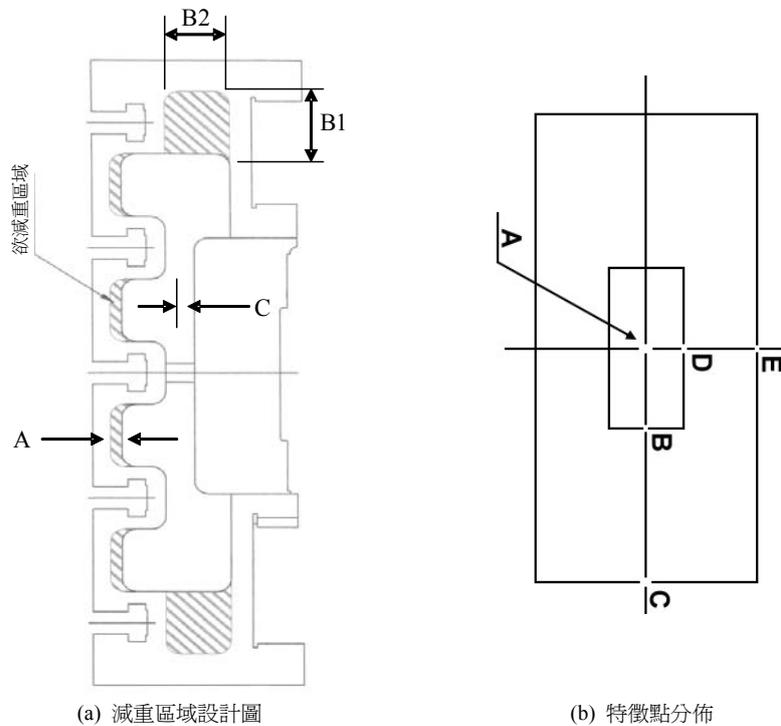


圖 7. 床台減重剖面示意圖

經重新計算工作台之應力及位移，結果得知當減重 12.4% 時變形量與原來差不多，此為最佳減重效果之設計。

若讀取工作台上 A、B、C、D、E 等 5 點之應力及位移，如圖 7(b) 所示，可得到對應各減重比率之應力與位移，如圖 8 及圖 9。從圖上可知為減重約 12.4% 的尺寸，其位移與原來尺寸變化不大，因此可視為剛性不變下，工作台可減重之比率，所得之最佳減重之情形，如圖 10 所示。

### 3. 鞍座之有限元素模型與分析

同樣地我們亦建立鞍座之 3D 有限元素模型，其邊界條件為作用在軌道之工作台及工件總質量，約  $M_t=1200Kg$ ，下軌道則為反作用力之作用處，如圖 11 所示。總共之元素個數為 16412；節點數為 26584，CPU 之計算時間 27388 秒。計算所得之鞍座之變形及橫向及縱向應力示之於圖 12 及圖 13。由圖可看出，無論是應力及變形量均相當低；滑軌

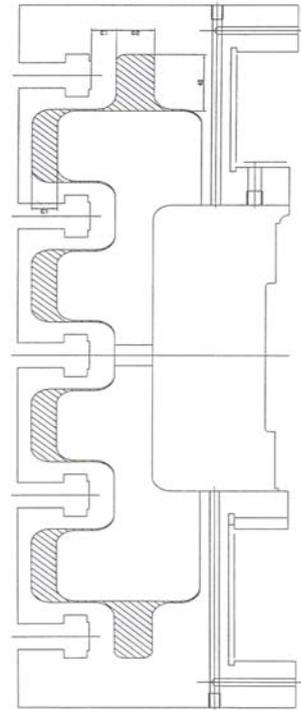


圖 10. 最佳減重設計圖

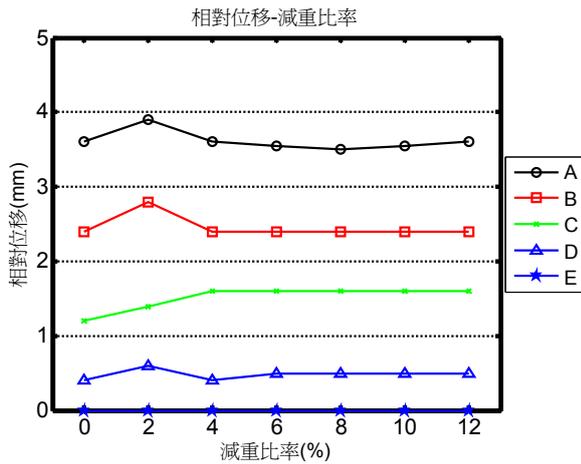


圖 8. 相對於 E 點之特徵點位移變形

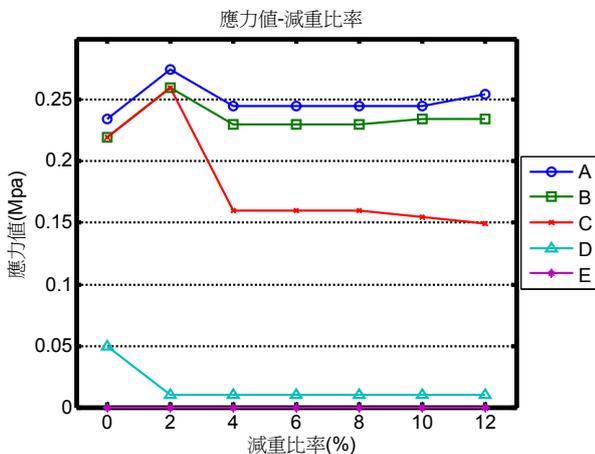
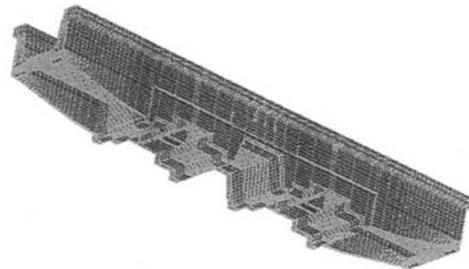
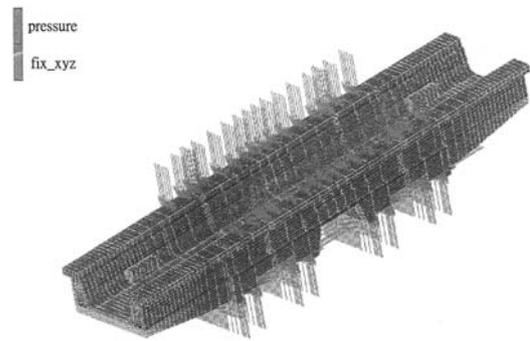


圖 9. 特徵點應力分佈



鞍座模型(model)



鞍座邊界條件

圖 11. 鞍座有限元素模型及邊界條件

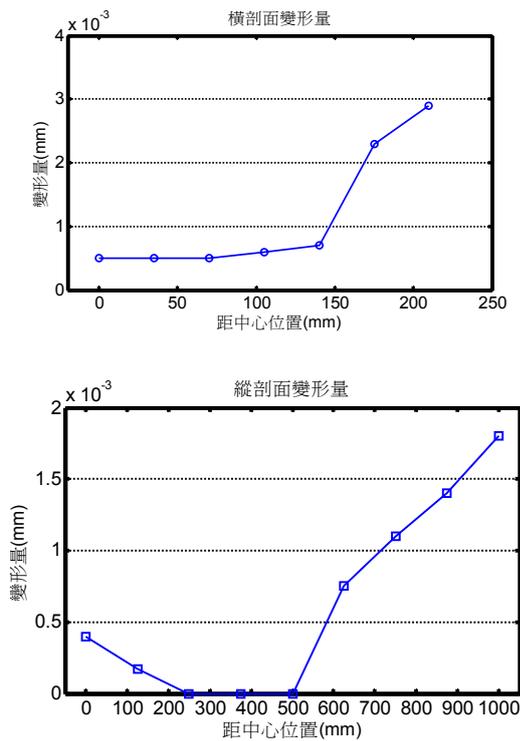


圖 12. 不同跨距之變形量

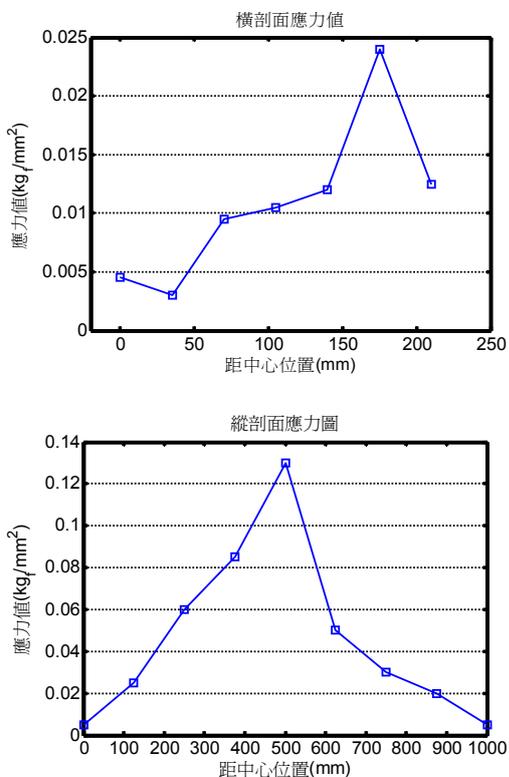


圖 13. 不同跨距之應力值

的內側其變形量對整個鞍座的結構而言，反而是變形量最少的部份。

### (三) 導軌改善

現行之做法均採黏貼鐵弗龍之做法，因屬滑動摩擦，除摩擦係數大之外，亦難達微小精度控制，且在高速運動時會有上浮之缺點，進給速度最高僅能達 30~40m/min。解決方法可採混合式軌道（滾動與滑動）或採線軌，上屆芝加哥 IMTS Show 已有大量製造商採用。

## 四、結論

經由上述分析可具體歸納出整體進給系統高速化綜合改善方法為下列幾項改善要點：

1. 伺服馬達之選配：就現有台灣買得到之商品化之伺服馬達而言，高轉速低慣量之 Fanuc  $\alpha$ -22 應是最佳之選擇。
2. 滾珠螺桿之選配：若不採線軌，則中空強制冷卻型高導程滾珠螺桿應是最佳之選擇，台灣上銀公司做得不錯，可引入使用。
3. 支撐軸承之選配：改採深溝滾珠軸承以抵抗高速產生之高慣性力及大振動。
4. 鞍座及工作台減重：可採用有限元素分析所得如圖 10 所示之減重 12.4% 之新工作台及鞍座。
5. 採用線軌：品質口碑不錯之 NSK-LY 型高剛性線性滑軌可符合需求。

綜合而言，摩擦係數影響進給速度很大，設計上宜多注意考慮較現行鐵弗龍更低摩擦係數之介面材料或改以油或氣靜壓軸承，甚或使用線軌。馬達之選配宜以低轉動慣量者較佳；而鞍座及床台之設計可以做大幅變更，但以不改變原有強度為原則，盡可能降低其重量。導程之變動雖會對機台定位精度造成影響，但確可大幅改善各軸進給速度，而精度問題可由控制方法加以改善，故可嘗試使用大導程滾珠螺桿。

## 參考文獻

1. 工研院機械所 (民 86)，高精度進給定位系統與伺服馬達選用實務 (技術報告)，新竹。
2. 中山科學研究院 (民 87)，次世代工具機技術探討 (技術報告)，臺北。
3. 朱清流 (民 86)，有限元素分析在工具機主結構設計之應用，機械工業雜誌，4，134-139。

4. 洪春長（民 76），工具機立柱結構分析與設計最佳化，機械工業雜誌，4，105-116。
5. 陳定宇（民 86），工具機補強肋之尺寸及形勢最佳化設計，機械月刊，25(3)，88-97。
6. 桓也義昭（民 83），CNC 工具機進給系統之全調校研究，日本精密工學會誌，34(2)，23-30。
7. 提正臣（民 84），CNC 工具機之進給系統與摩擦之數學建模，日本精密工學會誌，35(5)，117-125。
8. 黃德言（民 86），工具機結構有限元素分析－靜剛性分析，機械工業雜誌，3，267-278。
9. 黃德言（民 87），押出機 T 型模頭熱傳及結構有限元素分析，機械工業雜誌，6，122-133。
10. 黃德言（民 87），以複合式整機模型法分析工具機之剛性，機械工業雜誌，9，267-278。
11. 黃忠良（民 82），新工作母機要素與控制，復漢出版社，台北。
12. 蔡國忠（民 86），工具機旋轉盤之有限元素分析，中華民國第 21 屆全國力學會議，台南。
13. Huang, T. Y. and J. J. Lee (2001) On obtaining machine tool stiffness by CAE techniques. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 41, 1149-1163.
14. Zhang, G. P., Y. M. Huang, W. H. Shi and W. P. Fu (2003) Predicting dynamic behaviors of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 43, 699-706.

收件：95.01.03 修正：95.04.28 接受：95.09.21