

高速主軸多模態切削穩定性分析

朱祐賢¹、詹永吉²、洪瑞斌¹

¹ 國立勤益科技大學 機械工程系

² 普森精密主軸工業有限公司

國科會計劃編號：NSC100-2622-E-167-020-CC3

摘要

本研究應用有限元素法以及切削穩定性分析探討高速主軸在不同激振模態下之切削穩定性。由於不同模態之振形對於主軸有明顯之影響，因此瞭解各主要模態所對應自然振動頻率之切削穩定性，將有助選擇最適加工參數，以獲得應有加工效率。為了評估不同模態對切削穩定性的影響，本研究應用有限元素分析法建立主軸之模型以及赫茲理論計算軸承鋼珠之接觸剛性，並以彈簧元素模擬軸承內部鋼珠滾動介面特性，藉由有限元素分析可得知主軸不同模態與自然振動頻率之間的關係，再以振動敲擊實驗驗證有限元素分析之結果。最後進行動態簡諧響應分析與切削穩定性分析繪製切削穩定圖，以探討不同模態對於主軸切削穩定性之影響。分析結果顯示，主軸在不同激振模態下，將具有不同之穩定切削範圍，其最大切深分別為在3.02mm(模態3)，6.27mm(模態2)與1.5mm(模態4)。此種現象說明，主軸在實際切削時應慎重選擇適當切削條件以有效的避開顫振區域。本研究所獲得結果將可提供主軸選用切削條件之參考依據。

關鍵字： 高速主軸、模態分析、切削穩定性

1. 前言

高速主軸為精密加工機相當重要之關鍵組件，先前研究顯示，高速主軸在切削過程中產生之顫振將嚴重影響工件表面精度，並危及刀具、及工具機的壽命，因此選擇適當刀具切削條件對加工機有十分重要的影響。根據切削顫振理論[1-4]，顫振的發生與切削力大小及機具結構剛性有關，其中切削力取決於加工參數，包括軸向切深、徑向切深、轉速、進給速度等等。在切削穩定性分析之理論模式中，銑削力對切削力之動態響應函數(frequency response function, FRF)是決定切削穩定圖之必要條件。基本上，利用振動實驗之模態分析擷取動態響應函數是最簡單的方法[5]。但實務應用上，為提高時效，甚多研究已逐漸採用解析力學並結合實驗分析以取得動態響應函數。Schimtz 等人[6-8]首先提出接納耦合法(receptance coupling technique)預測主軸-夾具與刀具組合件之動態響應函數，此種模式可應用來評估刀具外懸長度(overhanged length)對切削穩定性之影響。其後，Erturk 等人[9-11]亦應用此方法預測刀具動態響應函數，在其研究中使用具有不同斷面的Timoshenko樑來簡化切削刀具之複雜幾何形狀，同時考慮刀柄與主軸-夾頭介面之間接觸特性之不同所產生之力學效應。

主軸刀端之振型包含多種不同之模態，因此在分析主軸刀具端頻率響應函數時，必須分別考慮不同振

型被激發時，對切削穩定性之影響範圍，因此建立一個可靠的主軸模型是必要的。由於有限元素分析法的發展，模型的建立以及分析越來越準確，Ramezani Mahdavejad [12]利用有限元素法來探討工具機之切削狀態下所形成的不穩定現象，並進一步比較分析與實驗之自然頻率與模態且繪製圖形。周嘉莉等人[13]探討高速高效率加工，提出透過切削穩定性分析並且繪製切削穩定圖(stability lobes)，可用來避開切削顫振發生之區域，達到提升刀具壽命與材料移除率。因此利用有限元素分析模型結合切削穩定性分析可以有效評估工具機之切削性能。

另一方面，根據工具機整機模態分析，主軸刀具之振動特性包含多種不同模態，低頻響應源自於主軸進給頭部結構，此時工具機結構剛性與主軸靜剛性將影響主軸切削穩定性，而高頻響應則源自於主軸軸承系統，此時主軸動態剛性與阻尼性將是影響切削穩定性之因素。因此，在分析主軸刀具端頻率響應函數時，必須分別考慮此數種振型被激發時，對切削穩定性之影響範圍。這也說明主軸在低速重切削時，對動態特性之需求將不同於高速精切削情況。本研究聚焦於探討主軸之主要振動模態，以及在振動這些不同模態激振下可能產生之切削穩定性範圍。研究結果將可提供作為高速主軸設計、主軸性能評估以及應用於切削加工參數選用之參考依據。

2. 角接觸滾珠軸承之模擬法則

建構三維有限元素模型乃是應用有限元素法預測高速主軸動態特性所必須的先決工作，其中有關軸承元件之模擬及其力學特性之描述更是建立正確與合理分析模型之最重要的關鍵點。對於使用鋼珠或陶瓷珠為滾動體之傳動元件而言，滾珠在內外環座之間形成滾動接觸，其滾動介面之接觸剛性實為軸承結構整體剛性之關鍵部份。因此，在建構有限元素分析模型時，必須考慮如何適當模擬滾珠軸承，包括網格化處理以及滾珠與珠槽之間接觸剛性的表現。而有關滾珠軸承接觸剛性之分析，已有相當多得文獻進行研究。本研究則應用荷茲接觸理論進行分析。說明如下：

2.1 鋼珠滾動介接觸剛性

圖 1 所示為角接觸滾珠軸承(angular contact bearing)示意圖，顯示滾珠初始接觸狀態，此時滾珠與內外環座珠槽之接觸角均為 α_0 ，滾珠與歌德式螺紋

槽接觸模式可以應用赫茲接觸理論 (Hertz contact theorem) 來描述, 即鋼珠接觸作用力 Q 與接觸點正向變形量 α 之關係可表示為:

$$Q = K_h \alpha^{3/2} \quad (1)$$

其中 K_h 為赫茲接觸常數(Hertz contact constant), 此值決定於接觸材料之性質與接觸表面的幾何形狀, 其計算式為[1,2]:

$$k = 1.0339 \left(\frac{C_y}{C_x} \right)^{0.6360} \quad (2)$$

$$K_h = \frac{\pi k E'}{3f} \sqrt{\frac{2C_\varepsilon}{f}} \quad (3)$$

$$f = 1.5277 + 0.6032 \ln \left(\frac{C_y}{C_x} \right) \quad (4)$$

$$\varepsilon = 1.0003 + 0.5968 \left(\frac{C_x}{C_y} \right) \quad (5)$$

$$E' = 2/(1-\mu_a^2)/E_a + (1-\mu_b^2)/E_b \quad (6)$$

其中 μ 為材料浦松比, E 為楊氏係數, 幾何常數 C , C_x , C_y 決定於牙型係數 f_i

$$C_x = \frac{D}{2}, \quad C_y = D \frac{f_i}{2f_i - 1}, \quad C = \frac{C_x C_y}{C_y - C_x} \quad (7)$$

由方程式 (1) 求得接觸面的線性化正向剛性為

$$K_n = \frac{dQ}{d\alpha} = \frac{3}{2} k_h \alpha^{1/2} = \frac{3}{2} k_h^{2/3} Q^{1/3} \quad (8)$$

根據(8)式可知, 鋼珠接觸面之正向剛性會因鋼珠之接觸力或壓縮變形而改變。鋼珠接觸力與施加在軸承上的軸向預壓力及其接觸角有關。值得住的是, 此接觸角與接觸力可能隨主軸運轉條件而產生變化。

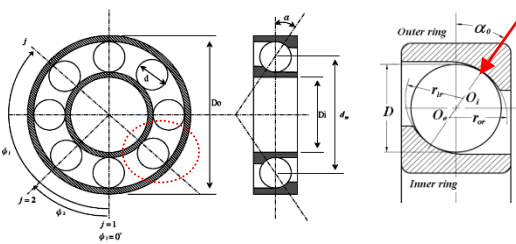


圖 1 軸承鋼珠滾動介面之赫茲接觸模式示意圖

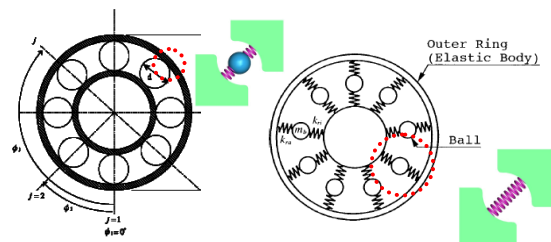


圖 2 滾珠軸承模擬法則示意圖

2.2 滾動接觸介面之模擬

為了建立滾動接觸元件之通用分析模型, 必須先建立能夠描述鋼珠接觸介面的有限元素模型。根據赫茲理論得知, 鋼珠因為受力變形造成其接觸介面為橢圓面或圓弧面, 視接觸幾何而定。因此其接觸介面成為面對面接觸模式(surface to surface contact mode)。在使用有限元素進行結構動態分析時, 必須以適當元素型態模擬其接觸特性。為有效導入有限元素模型中, 本研究應用分佈式彈簧元素來模擬鋼珠與內環座, 鋼珠與外環座之間的接觸特性, 如圖 2 所示。其中, 鋼珠之質量則被忽略。此種假設低速運轉鋼珠質量之離心效應可以忽略。但高速運轉時滾珠質量產生之離心力導致其預壓狀態之變化, 亦可透過接觸剛性之修正。

3. 主軸振動敲擊實驗

3.1 實驗主軸

本實驗使用皮帶式主軸做為實驗樣本, 主軸前軸承使用 7014C 斜角 15 度滾珠軸承, 以 DB 型式支撐旋轉軸體, 配合鎖定螺帽產生所需預壓力 290N, 後軸承使用 7012C 斜角 15 度滾珠軸承, 以 DB 型式支撐旋轉軸體, 配合鎖定螺帽產生所需預壓力 200N。

3.2 實驗流程

本研究振動敲擊實驗係採用衝擊法, 如圖 3 振動敲擊示意圖, 利用衝擊槌激發待測物之自然振動頻率, 由加速規擷取主軸響應訊號, 由於所取得之訊號係屬於 Time-domain, 因此需透過訊號分析軟體進行 FFT (Fast Fourier Transform), 即可獲得系統模態振幅與頻率區間, 量測時加速規黏貼於敲擊位置, 衝擊槌之敲擊方必須與加速規呈現 180 度, 敲擊位置以最容易激發結構自然振動頻率為優先, 理想敲擊位置可由有限元素分析之結果來判斷, 因此敲擊位置在有最大位移時將較容易激發出其對應之模態, 透過振動敲擊實驗是求得系統模態參數之方法, 利用求得之數據可以調整模型參數設定, 以驗證模型之準確性, 作為改善設計及後續應用。

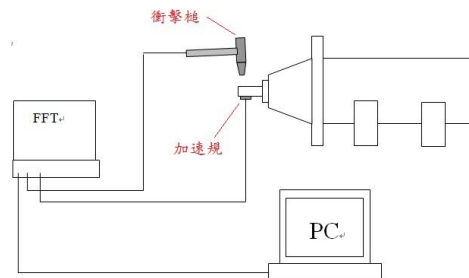


圖 3 振動敲擊示意圖

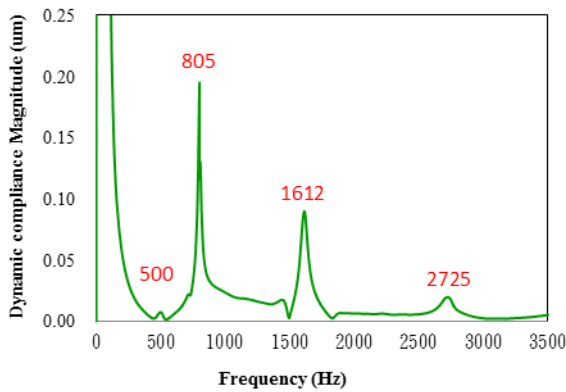


圖 4 位移-頻率圖

由表 1 可得知有限元素分析與振動敲擊實驗之結果經比較後最大差值低於 1%，由圖 7 主軸端動態頻率響應動態位移變化曲線圖以及實部變化曲線圖可以發現敲擊實驗之頻率對應至有限元素分析之頻率，這項結果證實，利用彈簧元素結合赫茲理論來模擬軸承滾動介面剛性是可行的，因此本次有限元素建立之模型與主軸實體相符合。

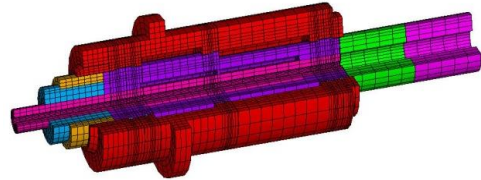
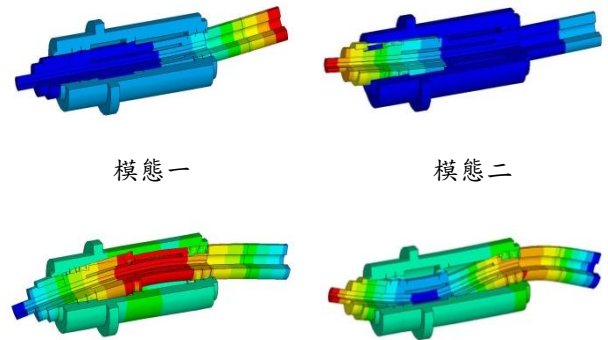


圖 5 主軸模型

4. 有限元素模態分析

4.1 有限元素模型

本研究利用有限元素法建構主軸之模型，選擇使用六面體元素以及彈簧元素建立模型，模型做最簡化處理以利減少計算時間，包含 28322 個元素和 32188 個節點，如圖 5 所示為有限元素主軸模型。本次實驗主要探討不同與切削穩定性之關係，軸承之軸心、軸殼、以及彈簧之材料視為定值，材料特性如下：楊氏係數 $E = 200\text{Gpa}$ 、浦松比 $\nu = 0.3$ 、密度 $\rho = 7800\text{Kg/m}^3$ ，前後支撐軸承滾珠接觸剛性、依其預壓力與荷茲理論可計算求得，分別為前軸承型號為 7014 三顆，總徑向剛性為 1.16N/um ，後軸承型號為 7012 二顆，徑向剛性為 0.984m 。



模態一 模態二
模態三 模態四

圖 6 主軸振動模態

4.2 振動模態

有限元素分析後可獲得主軸之自然振動模態，由分析之後的模態可以發現，主軸為一個上下左右對稱之結構體，故 X 軸以及 Y 軸向震動形式與頻率在同一模態下皆為相同，經分析後可以得到多組激振模態，因主軸徑向剛性較常會影響主軸刀具加工之精度，故取前四組 XY 方向(徑向力方向)之激振模態來進行比較，如圖 6 所示為主軸振動模態。模態分析結果顯示四組模態皆為主軸軸心之擺動，模態一主要振盪為軸尾端，模態二主要振盪集中在主軸刀端，主軸之軸心振盪幅度較小，模態三之振盪集中於軸心中段，模態四為整組軸心皆出現 S 型振盪現象，另外可以發先後三組模態軸鼻端均出現振幅，其中模態二及模態四主軸鼻端更是出現最大振幅，因此這三組模態皆有可能影響主軸之加工精度。

4.3 有限元素分析與敲擊實驗

經由訊號分析軟體轉換後，可得到模態振幅與頻率區間，由於敲擊實驗時敲擊力道與位置無法每次都全然相同，故分析軟體將取三次敲擊自動進行平均，因此本次實驗經由振動實驗取得激振頻率，再將三組激振頻率取平均值。如表 1 所示為敲擊實驗與分析值之誤差值。振動敲擊實驗取得之平均頻率與模態分析得到的結果進行比較，求得之結必須低於 3% 以下。

表 1 分析與實驗比較

模態	實驗敲擊值	分析值	誤差值
一	500	497	0.60%
二	805	802	0.37%
三	1612	1598	0.87%
四	2725	2741	0.59%

5. 切削穩定性分析

5.1 主軸切削穩定性

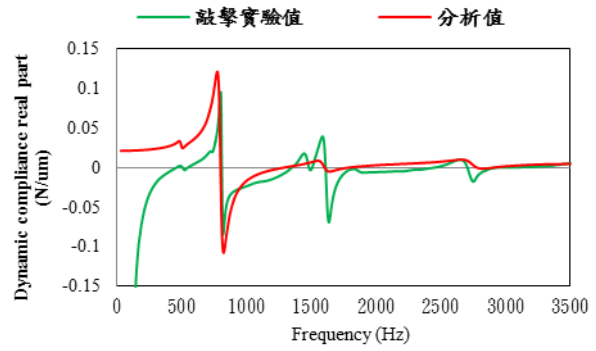
有限元素所分析出來的多組自然振動模態中，與主軸刀端相關之振形 (Bending) 對於加工影響較大，因此選取前三組會直接影響到刀具的振形來進行分析，故需要更進一步藉由動剛性分析來了解主軸結構對切削力量干擾的抗振性能及軸承剛性對主軸動剛性的影響。本研究利用有限元素法進行動態簡諧響應分析 (dynamic harmonic response analysis)，對主軸刀端施予 Y 軸向簡諧力 (1N)，頻率範圍為 0Hz 至

3500Hz，以模擬主軸受切削力作用下之動態行為，圖8所示為主軸刀端Y方向動剛性隨激振頻率所產生之變化，由圖8可明顯得知，主軸刀端產生最小動剛性之激振頻率大約在800 Hz，因此模態二為此主軸之最小動剛性之模態。

5.2 主軸模態與切削穩定性

本次研究利用動態簡諧響應分析(dynamic harmonic response analysis)所得之結果，進行切削穩定性分析並且繪製成切削穩定圖(stability lobes)，藉由切削穩定圖(stability lobes)可以得知最大切深以及轉速間的關係，並且可以加以探討主軸各組模態與最大切深之間的關係，因刀端對加工影響較大，故本次選取三組影響刀端振形之振動模態來進行探討，如圖9所示為各組模態之切削穩定圖(stability lobes)，由圖9顯示在模態1、模態2與模態3之激振範圍內，其最大切深分別為在3.02mm，6.27mm與1.5mm。模態3之切深為此三組模態最大，其次為模態2，模態4之切深為最小。

由切削穩定圖(stability lobes)對照有限元素分析之模態可以發現，如表2所示，因模態四之最大位移為三組模態之最，符合模態四在切削穩定圖(stability lobes)之結果，模態四之切深為三組模態最小的，由此可以驗證主軸刀端之位移對於最大切深有直接的影響。此外，研究結果說明藉由有限元素模型之建構與動態分析以及切削穩定圖(stability lobes)，可以充份得知高速主軸在不同切削轉速下之穩定切削範圍，提供實際切削時選擇適當切削條件以有效的避開顛振區域。



(b)

圖 7 主軸端動態頻率響應

(a)動態位移變化曲線圖(b)實部變化曲線圖

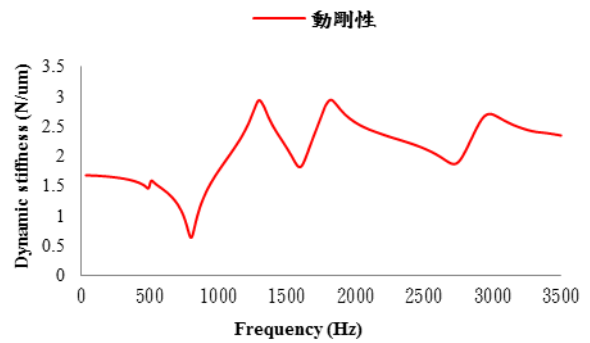
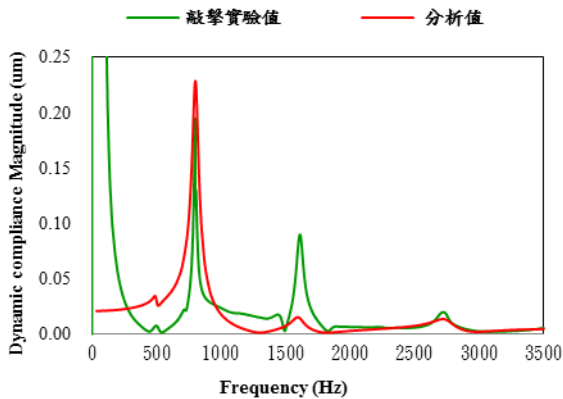
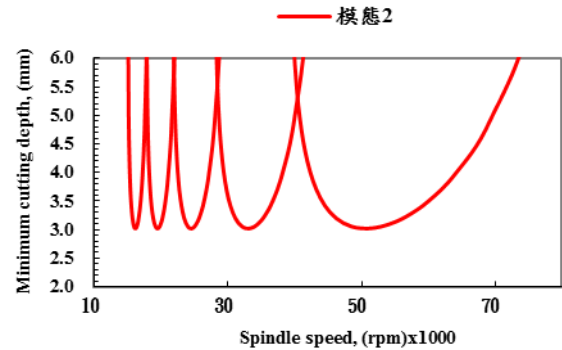


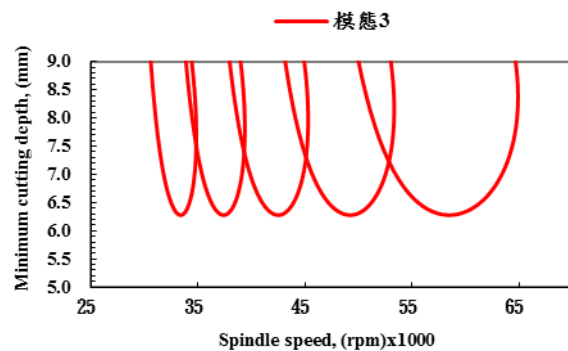
圖 8 動態簡諧響應之動剛性曲線圖



(a)



(a)



(b)

8. 參考文獻

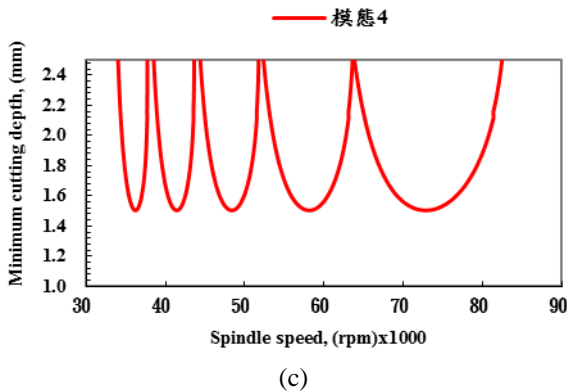


圖 9 Stability Lobes 圖

(a)第二模態(b)第三模態(c)第四模態

表 2 模態與切深對照表

模態	二	三	四
最大位移	1.211	0.284	1.843
最大切深	3.02	6.27	1.50

6. 結論

本研究應用有限元素分析與振動實驗，探討主軸軸之動態特性以及其穩定切削範圍。研究結果顯示：

1. 有限元素模態分析與振動實驗結果之間的最大差值約低於3%以下。這項結果證實，本研究應用滾動接觸介面與接觸剛性之模擬法則可以正確預測主軸動態特性。
2. 主軸模態激振頻率在模態1時屬於軸尾端擺動的振動模態，在模態2時為主軸鼻端振動模態，模態3以及模態4之激振頻率為整根軸心之振動模態，以上四種模態皆會影響到主軸鼻端或加工點之位移量與切削精度。
3. 根據穩定性分析，主軸在不同激振模態下，將具有不同之穩定切削範圍。此種現象說明，主軸在實際切削時應慎重選擇適當切削條件以有效的避開顫振區域。本研究所獲得結果將可提供主軸選用切削條件之參考依據。

7. 致謝

本論文為國科會編號 NSC100-2622-E-167-020-CC3 之計畫，由於國科會的支持，使本計畫得以順利進行，特此致上感謝之意。

1. Tobias, S. A., Fishwick, W., "Theory of regenerative machine tool chatter", *The Engineer*, 205 (1958) 199-203.
2. Tlusty, J., Ismail, F., "Basic nonlinearity in machining chatter", *Annals of the CIRP*, 30 (1981) 121-125.
3. Smith, S., Tlusty, J., "Efficient simulation programs for chatter in milling", *Annals of the CIRP*, 42/1 (1993) 463-466.
4. Altintas, Y. and Lee, P., "A general mechanics and dynamics model for helical end mills", *Annals of CIRP* 45 (1996) 59-64.
5. Zaghbani, I. and Songmene, V., "Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 49 (2009) 947-957.
6. Schmitz, T., Donaldson, R., "Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis", *Annals of the CIRP*, 49 (1) (2000) 303-308.
7. Schmitz, T., Davies, M., "Tool point frequency response prediction for high-speed machining by RCSA", *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 123 (2001) 700-707.
8. T.Schmitz, M., Davies, K., Medicus, J. S., "Improving high-speed machining material removal rates by rapid dynamic analysis", *Annals of the CIRP* 50 (1) (2001) 263-268.
9. Erturk, A, O'zguven, H. N. and Budak, E., "Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF", *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 46 (2006) 1901-1912.
10. Budak, E., Erturk, A. and O'zguven, H. N., "A modeling approach for analysis and improvement of spindle-holder-tool assembly dynamics", *Annals of the CIRP*, 55 (2006) 369-372.
11. Erturk, A, O'zguven, H. N. and Budak, E., "Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle - tool assemblies", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 47 (9) (2007) 23-32.
12. Mahdavinjad, Ramezanali., *Finite Element Analysis of Machine and Workpiece Instability in Turning*, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 45, No. 7-8, pp. 753-760, 2005.
13. 周嘉莉與陳瑾鴻，高速高效率加工，*機械月刊*，第 36 卷第 4 期，93~105 頁，2010 年。

Analysis of Machining Stability of Spindle Tool under Multiple Vibration Modes

You-Sian Jhu¹, Yong-Jii, Zhang², Jui-Pin Hung¹

¹Department of Mechanical Engineering, National
Chin-Yi University of Technology

²Posa Machinery CO., LTD.

NSC Project No.:

NSC100-2622-E-167-020-CC3

Abstract

This study was aimed at investigating the machining stability of spindle tool under the excitation of different vibration modes by using the experimental and finite element modeling approaches. A three dimensional spindle bearing model of a high speed spindle tool was created for this purpose. In this model, the rolling interfaces with contact stiffness defined by Hertz mode were used to simulate the spindle bearing components. Using this model, the vibration mode dominating the deflection of spindle tool was determined. The results of the experimental measurements show that the frequency response functions agree well with the finite element predictions, showing the primary modes to be associated with the bending vibration of spindle shaft. According to the machine stability lobes, we can find that the limited cutting depth for stable machining vary with the excitation modes at different frequency ranges, which are predicted as 3.02, 6.27 and 1.5 mm for third, second and fourth mode, respectively. They are also related to the deflection at the tool tip. Current results suggest that the machining conditions should be appropriately selected for a high speed spindle tool to be operated under stable machining.

Keywords : High speed spindle, Modal analysis,
Machining stability