

硬碟機滾珠軸承主軸系統之振動預測

張家旗¹、王宜明²

¹ 國立彰化師範大學機電工程學系 研究生

² 國立彰化師範大學機電工程學系 教授

500 彰化市師大路 2 號 (寶山校區)

電話 : (04)7232105 轉 7809

E-mail : s90372006@mail.ncue.edu.tw

摘要

目前硬碟機 (HDD) 發展的主流是採用高靈敏度磁頭 GMR, 可以進一步增加碟片資料記錄密度, 使得硬碟容量提高, 平均每年成長約 60% [1], 相對地, 也增加了制動臂定軌誤差控制的困難度。任何不期望的振動將導致制動臂之定軌誤差增加, 而造成資料寫入不正確的磁區中, 即使振動的振幅非常的小。因此, 碟機主軸系統的動態行為, 必須被清楚地了解。本文主要係應用有限元素分析 (Finite Element Analysis) 軟體 Pro/Mechanica, 預測碟機滾珠軸承主軸系統之動態特性。所探討的範圍如下: (1) 考慮碟機主軸系統受衝擊力作用時之靜態與動態響應 (2) 考慮滾珠軸承外環因尺寸和幾何上的精度誤差所產生的偏差頻率, 並應用時-變力模型 [1], 模擬動態主軸系統受力後之時間位移響應。

關鍵字: 硬碟機主軸系統、有限元素分析

Abstract

With the demanding of recording density of hard disk drives (HDD) historically growing at an average of 60% per year [1], it is difficult to maintain required positioning accuracy of R/W heads to read and write data. Any unexpected vibration will cause the data being written to wrong data tracks, even the amplitude of vibration is very small. Therefore, the dynamic behaviors of HDD spindle systems must be investigated clearly. This paper is to apply Finite Element Analysis software, Pro/Mechanica, to predict the dynamic characteristics of HDD ball-bearing spindle systems. In the study, the following topics are to be studied: (1) To study the static and dynamic responses of HDD ball-bearing spindle systems due to the impact of an impulsive concentrated transverse loads. (2) To employed the time-varying force model to study the influence caused by the ball bearing inherently defects to the dynamic response of HDD spindle systems.

Keywords : Hard disk drive spindle system、Finite Element Analysis

壹、前言

目前硬碟機 (HDD) 發展的主流是採用高靈敏度磁頭 GMR, 可以進一步增加碟片資料記錄密度, 使得硬碟容量提高, 平均每年成長約 60% [1], 因此, 市場的趨勢已逐漸朝更高的碟片資料記錄密度 (TPI) 和更快速的主軸操作速度 (RPM) 發展。當碟片資料記錄密度和主軸操作速度增加時, 碟片-主軸系統的振動特性預期會變得更加複雜。因此, 碟機主軸系統的動態行為, 必須被清楚地了解。此外, 在硬碟機的工業裡, 要達到更高的資料記錄密度, 滾珠軸承的非重複性振動 (nonrepeatable vibration) 無疑是一個主要的限制因素。因此, 若能更加地了解碟機主軸系統的動態特性, 對於主軸系統的設計是相當重要的。欲了解主軸系統之動態特性, 除了對主軸系統進行實驗模態分析 (Experimental Modal Analysis) 外, 有限元素分析 (Finite Element Analysis) 是目前學術界與工業界最常應用的分析方法之一, 亦是電腦輔助設計中所應用的重要理論之一。所應用範圍非常廣泛, 例如結構分析、模態分析、熱傳分析、振動分析等等。眾多分析軟體中參數科技出版的 Pro/Mechanica 不論是靜態的應力應變分析、模態分析或是結構動態的模擬等等, 皆足以提供精確的分析結果[2]。

在本文中採用 Pro/Engineer 與 Pro/Mechanica 作為電腦輔助設計與分析的研究工具, 來預測碟機主軸系統受衝擊力作用時之靜態與動態響應, 以及考慮滾珠軸承因尺寸和幾何上的精度誤差所產生的偏差頻率, 並應用時-變力模型[1], 模擬動態碟機主軸系統受力後之時間位移響應。Pro/Mechanica 因其與 Pro/Engineer 為一整合的軟體, 可避免設計圖形在轉換時的資料遺失, 不僅可以節省系統設計時所花費的時間, 此外可以針對系統實際的需求, 隨時更改外型尺寸、拘束條件和外力負載形式, 大幅降低了碟機主軸系統設計研發成本, 未來可以進一步的實驗以驗證電腦輔助設計與分析所預測的結果。

貳、有限元素法分析流程

2.1 分析流程

本研究是以 Quantum 的 3.5 吋硬碟 (Fireball, 20.4GB, 三碟片, 5400RPM) 如圖 1 所示, 進行實物測繪, 在 Pro/Engineer 裡完成建構實體模型後, 如圖 2 所示, 進入 Pro/Mechanica 中進行分析。採用之碟機主軸系統是將底座和上蓋予以省略, 實際的碟機主軸系統是固定在底座和上蓋之間, 為了簡化分析的複雜性及時間, 直接在碟機主軸系統的下方和上面給予限制的拘束條件, 如圖 3 所示。茲詳述如下:

步驟一: 在 Pro/Engineer 中建立系統各個零件的幾何模型 (Part) 和組立 (Assembly)。

步驟二: 進入 Pro/Mechanica 後, 建立主軸系統之座標系-圓柱座標, 並設定單位與材料性質, 如表 1 所示, 單位為 (mm, N, S)。

步驟三: 為了簡化滾珠軸承的模型, 應用有限元素法理想化之彈簧元素模擬受不同預壓大小的滾珠軸承[1], 如表 2 所示。

步驟四: 設定拘束條件。實際的碟機主軸系統是固定在底座和上蓋之間, 所以主軸系統的下方和上面都設定為受拘束的區域, 在 R, Theta, Z 方向的 TR、TTheta、

TZ、RR、RTheta、RZ 均為固定 (fixed)。

步驟五：系統依分析模式的先後，首先施以主軸轉速產生離心效應，其次考慮在最上層碟片外圓周處模擬讀寫頭作動施以半-正弦波衝量作用，最後，考慮滾珠軸承在外環處因尺寸和幾何上精度誤差產生偏差頻率，並應用時-變力模型模擬 [1]。

步驟六：設定分析模式 (Static、Modal、Prestress Modal、Dynamic Time) 收斂方法 (Single-Pass Adaptive) 收斂百分比 (10%)。

步驟七：完成前面步驟設定後，應用 AutoGem 的功能，自動將碟機主軸系統分割 (Mesh) 成許多細小的 3D 立體元素 (Solid) 網格，開始進行求解。

步驟八：探討分析結果。

叁、結果與討論

3.1 靜態硬碟機主軸系統自然頻率分析

分析靜態碟機主軸系統自然頻率結果，從表 3~表 6 得知，當軸承預壓越高，則彈簧元素剛性越高，碟機主軸系統之自然頻率亦會隨之升高。

3.2 動態硬碟機主軸系統自然頻率分析

由於主軸轉速 (RPM) 會產生離心效應，分析碟機主軸系統動態自然頻率結果，從表 7~表 8 得知，當主軸轉速增加時，主軸系統之自然頻率會隨之小幅升高，但變化並不大。

3.3 靜態硬碟機主軸系統受衝擊力作用之時間位移響應

模擬讀寫頭作動，施以半-正弦波衝量 (振幅 1N、作用時間 0.01 秒) 作用位置於靜態碟機主軸系統最上層碟片之外圓周處 (TOPP 為作用點，圖 3 所示) 由圖 5~圖 7 可知，因軸承位置與拘束限制條件對稱的因素，當衝量作用過後，三個量測點在 0.04 秒時：TOPP 之 Z 方向(1.9575e-4 mm) MIDD 之 Z 方向(1.76932e-4 mm) BOTTOM 之 Z 方向(2.09484e-4 mm) 之自由位移穩態響應振幅均差不多。

3.4 動態硬碟機主軸系統受衝擊力作用之時間位移響應

模擬讀寫頭作動，施以半-正弦波衝量作用於動態碟機主軸系統最上層碟片之外圓周處，從表 9 中可知，增加主軸轉速 (RPM) 對於降低時間位移響應的結果並不明顯。

3.5 動態硬碟機主軸系統受外環徑向幾何偏差振動頻率作用之時間位移響應

考慮滾珠軸承外環因尺寸和幾何上的精度誤差所產生的偏差頻率，並應用時-變力模型，模擬內在的激振來源[1]，作用於動態碟機主軸系統滾珠軸承外環處 (APNT21 為作用點，圖 4) 應用彈簧元素 3，因碟片幾何外形，和滾珠軸承本身阻尼係數較低故忽略不計的因素[3]，量測點 TOPP 其 Z 方向時間域位移響應維持在 1.8667e-5 mm 較 R 方向 3.21918e-7 mm 來的大，如圖 8~圖 9 所示。應用彈簧元素 4，其 Z 方向維持在 6.2201e-6 mm 和 R 方向在 1.00365e-7 mm，如圖 10~圖 11 所示，分析結果發現，當軸承預壓增加時，時間域位移響應有明顯地降低。

肆、結論

- (1) 根據 3.1 節所求之碟機主軸系統之自然頻率於靜態時隨軸承預壓的增加而增加。根據 3.2 節結果可知，當硬碟機主軸系統受一主軸轉速 (RPM) 作用時，由於轉速會產生離心效應，當轉速增加時，碟機主軸系統之自然頻率會隨之小幅升高，但變化不大。
- (2) 根據 3.1 節所求之碟機主軸系統的自然頻率，可以發現主軸系統第一自然頻率為 $5.450668e+02\text{Hz}$ ，以 Quantum Fireball 20.4GB 之硬碟機而言，其最高轉速約每分鐘 5400 轉，運轉頻率約在 90Hz。因此當主軸馬達加速和達到運轉工作頻率時，都不會有共振的情況發生。
- (3) 根據 3.3 節分析結果顯示，施以半-正弦波衝量作用於靜態主軸系統最上層碟片之外圓周處，因軸承位置和拘束限制條件對稱的因素，當衝量作用消失後，三個量測點在 0.04 秒時：TOPP 之 Z 方向、MIDD 之 Z 方向、BOTTOM 之 Z 方向的自由位移穩態響應振幅均差不多。
- (4) 根據 3.5 節所示，考慮滾珠軸承外環因尺寸和幾何上的精度誤差所產生的偏差頻率，並應用時-變力模型，模擬內在激振的來源[1]，因碟片外形幾何因素，其 Z 方向之時間域位移響應較 R 方向來的大。由分析結果可知，若要降低受偏差頻率振動之時間位移響應，選用具有較大預壓的滾珠軸承，可明顯地降低振動響應時間位移。
- (5) 本文之研究分析結果，其更進一步與實驗應證配合，相信必能在國人之硬碟機主軸系統研發設計上提供相當的裨益。

伍、參考文獻

- [1] J.P. Yang, S.X. Chen, Vibration Predictions and Verifications of Disk Drive Spindle System with Ball Bearings, Computers and Structures 80 (2002) 1409-1418.
- [2] Roger Toogood, Ph.D., Pro/MECHANICA Structure Release 2001-Integrated Mode Student Edition Tutorial, University of Alberta, 2001.
- [3] C.-P. Roger Ku, & Matt Shumway, Experimental Investigation of Shock Responses of Cantilever-shaft Design Hydrodynamic Bearing Spindle Motors, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 34, No. 2, Muly 1998.
- [4] 王國仁，「精密主軸馬達之振動噪音問題分析」，機械月刊 振動噪音專輯，第二十卷，第十二期，第 237-243 頁 (1994)

陸、圖表彙整

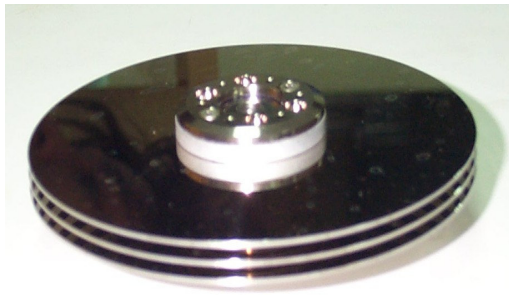


圖 1 Quantum 3.5 吋硬碟 (三碟片) 實體圖

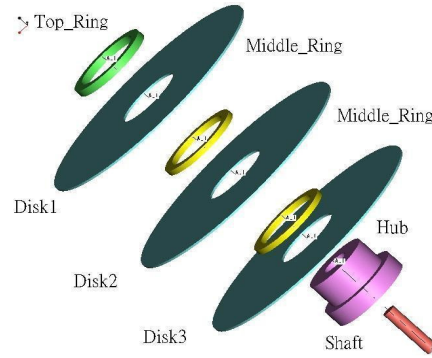


圖 2 Quantum 3.5 吋硬碟主軸系統之 3D 爆炸圖

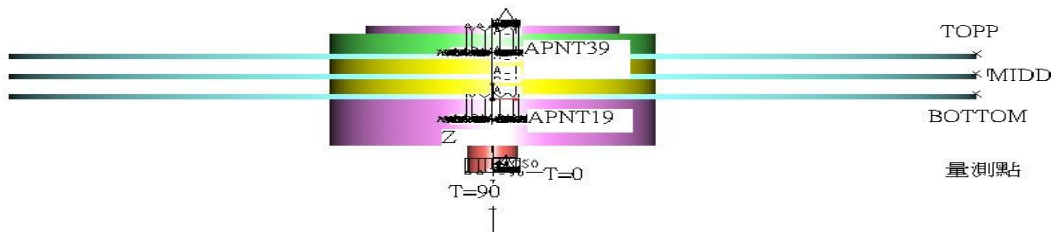


圖 3 Quantum 3.5 吋硬碟主軸系統之有限元素模型圖

表 1 Quantum (3.5 吋, Fireball, 20.4GB, 三碟片)
主軸系統估略之尺寸與材料性質

Disk	$E_d = 7.2e10 \text{ N/m}^2$, $\rho_d = 2700 \text{ kg/m}^3$, $\nu_d = 0.3$
Hub Top_Ring Middle_Ring	$E = 7.2e10 \text{ N/m}^2$, $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.3$
Shaft	$E_s = 2.1e11 \text{ N/m}^2$, $\rho_s = 7850 \text{ kg/m}^3$, $\nu_s = 0.3$
Ball bearings	$K_x = K_y = 3.0e4 \text{ N/mm}$ $K_z = 2.5e4 \text{ N/mm}$ $C_x, C_y, C_z \text{ Neglected}[3]$
Disk	$T = 0.8 \text{ mm}$, $D_i = 25 \text{ mm}$, $D_o = 95 \text{ mm}$
Top_Ring	$T = 3 \text{ mm}$, $D_i = 25 \text{ mm}$, $D_o = 32 \text{ mm}$
Middle_Ring	$T = 2.2 \text{ mm}$, $D_i = 25 \text{ mm}$, $D_o = 32 \text{ mm}$
Shaft	$D_o = 5 \text{ mm}$, $L = 22 \text{ mm}$
Ball bearings	$S = 10 \text{ mm}$, $Z = 10$, $d_b = 1.4 \text{ mm}$ $D = 8.716 \text{ mm}$, $\theta = 23.65^\circ$

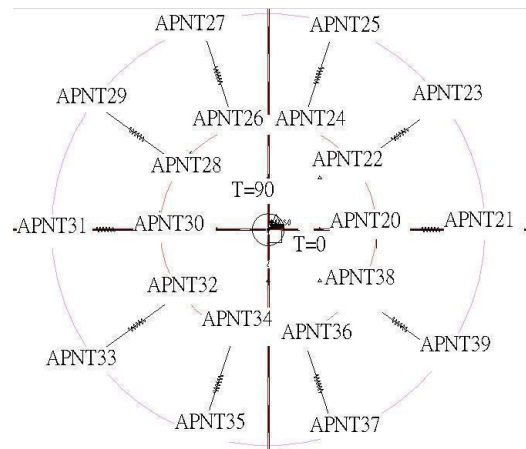


圖 4 碟機主軸系統之有限元素模型局部放大圖 [1]

表 2 應用有限元素法理想化彈簧元素模擬受不同預壓
大小的滾珠軸承

彈簧元素	$K_x \text{ (N/mm)}$	$K_y \text{ (N/mm)}$	$K_z \text{ (N/mm)}$
Spring1	1500	1500	1250
Spring2	3000	3000	2500
Spring3	30000	30000	25000
Spring4	300000	300000	250000

表 3 靜態碟機主軸系統、Spring1 之自然頻率值。

自然頻率	Aluminum Disk
1	5.450668e+02
2	5.459734e+02
3	5.474736e+02

表 4 靜態碟機主軸系統、Spring2 之自然頻率值。

自然頻率	Aluminum Disk
1	5.882781e+02
2	5.893206e+02
3	6.470546e+02

表 5 靜態碟機主軸系統、Spring3 之自然頻率值。

自然頻率	Aluminum Disk
1	6.343514e+02
2	6.357381e+02
3	6.467889e+02

表 6 靜態碟機主軸系統、Spring4 之自然頻率值。

自然頻率	Aluminum Disk
1	6.407869e+02
2	6.415306e+02
3	6.477933e+02

表 7 動態碟機主軸系統、Spring3、不同主軸轉速之自然頻率值。

頻率	955 RPM	頻率	2866 RPM
1	6.362895e+02	1	6.386674e+02
2	6.378287e+02	2	6.400273e+02
3	6.480625e+02	3	6.501814e+02

表 8 動態碟機主軸系統、Spring3、不同主軸轉速之自然頻率值。

頻率	4777 RPM	頻率	6687 RPM
1	6.438898e+02	1	6.514827e+02
2	6.453867e+02	2	6.532160e+02
3	6.547516e+02	3	6.611263e+02

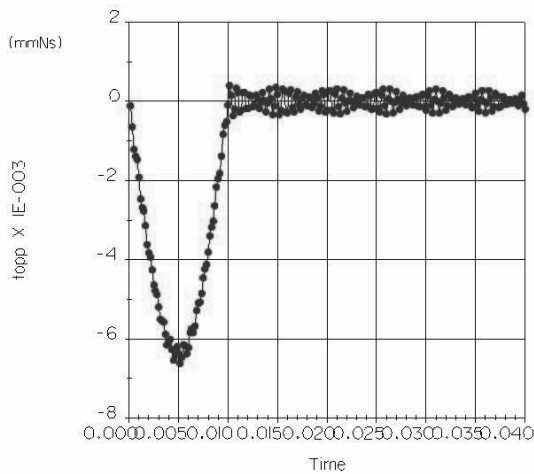


圖 5 靜態碟機主軸系統、Spring3、最上層碟片之外圓周處承受半-正弦波衝量時，量測點 TOPP 之 Z 方向位移響應。

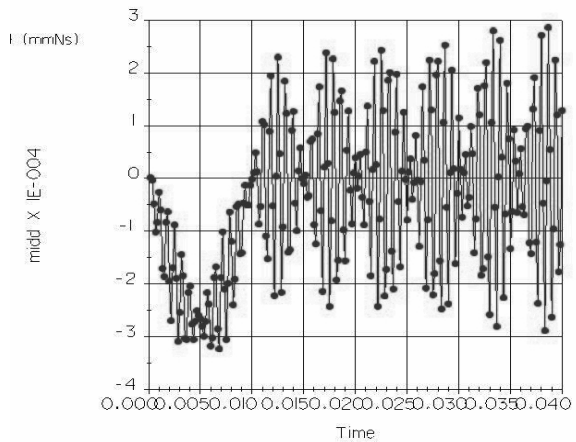


圖 6 靜態碟機主軸系統、Spring3、最上層碟片之外圓周處承受半-正弦波衝量時，量測點 MIDD 之 Z 方向位移響應。

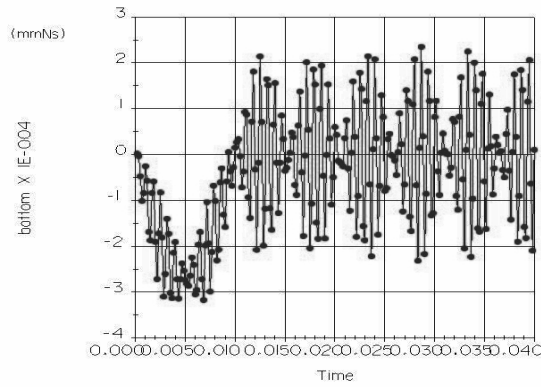


圖 7 靜態碟機主軸系統、Spring3、最上層碟片之外圓周承受半-正弦波衝量時，量測點 BOTTOM 之 Z 方向位移響應。

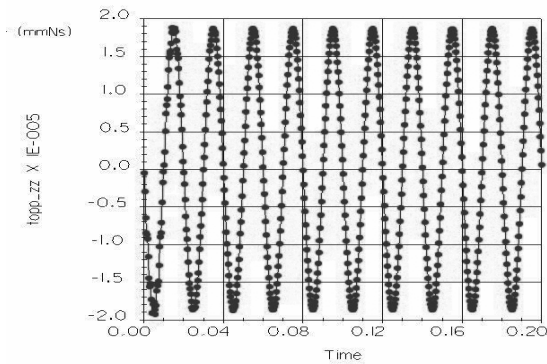


圖 8 動態碟機主軸系統、Spring3、5400RPM、無阻尼、軸承外環徑向偏差振動頻率 50Hz、量測點 TOPP 之 Z 方向位移變化值。

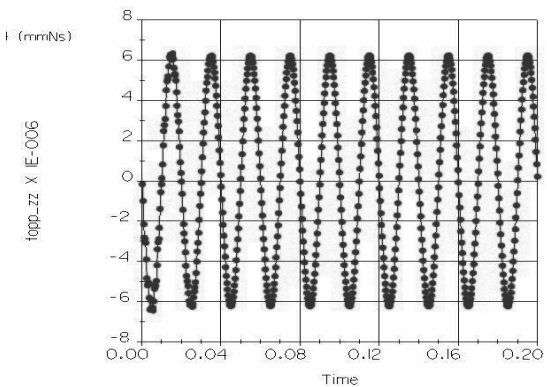


圖 10 動態碟機主軸系統、Spring4、5400RPM、無阻尼、軸承外環徑向偏差振動頻率 50Hz、量測點 TOPP 之 Z 方向位移變化值。

表 9 動態 HDD 主軸系統、Spring3、不同主軸轉速、受半-正弦波衝量之位移變化值。

主軸轉速	TOPP 之 Z 方向最大位移值和時間
955 RPM	0.0403526 mm (0.00421622s)
2866 RPM	0.0400054 mm (0.00419355s)
4777 RPM	0.038987 mm (0.00576s)
6687 RPM	0.0381139 mm (0.00569921s)
8598 RPM	0.0374427 mm (0.00561039s)

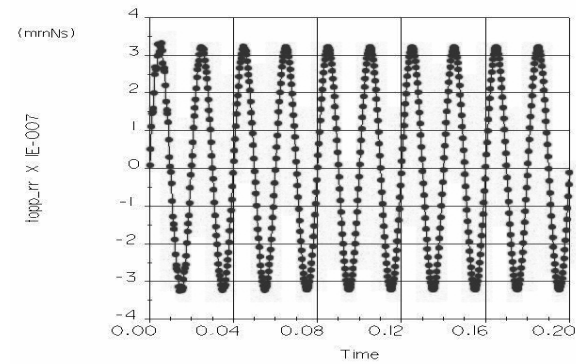


圖 9 動態碟機主軸系統、Spring3、5400RPM、無阻尼、軸承外環徑向偏差振動頻率 50Hz、量測點 TOPP 之 R 方向之位移變化值。

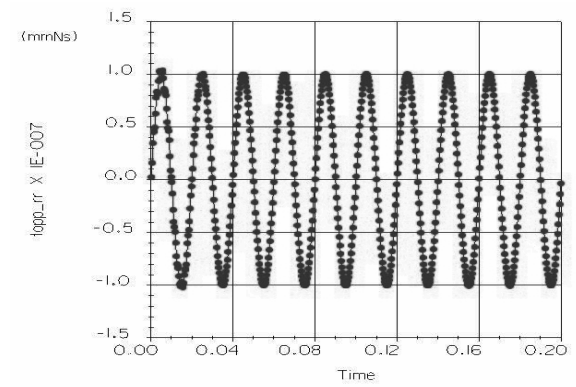


圖 11 動態碟機主軸系統、Spring4、5400RPM、無阻尼、軸承外環徑向偏差振動頻率 50Hz、量測點 TOPP 之 R 方向位移變化值。