

磁碟機內振動與流場整合研究

Study on Flow-Induced Vibration in a Hard-Disk Drive

計畫編號：NSC-87-2212-E-022-065

執行期限：86年8月1日至87年7月31日

主持人：陳瑤明 國立台灣大學 機械工程研究所 教授

中文摘要

本文旨在利用雷射測速儀，量測並分析磁碟機內流場全場之能量頻譜，同時研究支撐桿長度、厚度及盤轉速對流場能量頻譜的影響，研究結果並與文獻作比較尋找振動與流場相互之關連性。由實驗的結果可得，當支撐桿長度增長，流場振盪頻率由單頻變為多頻，而多頻現象是以等頻差出現，且流場振盪頻率消失的徑向位置朝著軸方向移動；當厚度增厚時，有更多主頻出現，且主頻率出現仍為等差；當圓盤轉速提升時，也有多頻現象，且頻率值會隨之增大。多頻現象與支撐桿下游的渦旋逸出機制有關，此機制係受到支撐桿長度及厚度的影響，當長度增長或厚度增厚時，均會產生渦旋逸出的機制。由於支撐桿伸入流場的位置，與支撐桿之聯合效應，在某特定的狀況下，會有相互沒有關係的主副頻，出現在支撐桿下游附近，且其主副頻之比值，與支撐桿振動模態之扭轉與撓向頻率之比值相若。

一 前言 研究動機

磁碟機的基本構造(如 Fig.1)，包括一至數片外表覆有磁性物質的碟片，固定碟片的軸，驅動碟片轉動馬達，讀寫碟片的資料的讀寫頭，支撐讀寫頭的支撐臂及外罩殼等部份。磁碟機內資料的讀取是靠著馬達快速驅動碟片造成的空氣流動產生昇力，使得讀寫頭保持離碟片小於 $2.5\mu\text{m}$ 的飛行高度，才能移動至所要讀取資料的位置，進行資料讀取。但由於碟片的構造十分精密，其磁軌密度是大於 3000TPI(Tracks Per Inch)，每一軌間距離約 $8.5\mu\text{m}$ 以下，且未來磁碟機朝向讀寫速度更快，體積更小，磁軌密度更高，所以讀寫頭讀寫資料的定位必須要非常精確。

當讀寫頭讀取資料時，讀寫頭發生振動就會使飛行高度無法保持一定，造成讀寫資料錯誤或刮傷碟片等問題，因此讀寫頭的穩定性就益顯重要。影響讀寫頭的穩定原因有二：第一是流體流過讀寫頭後所產生渦旋逸出現象；第二是碟片本身旋轉所產生碟片間紊流相關結構流場的不穩定。為了要進一步了解讀寫頭不穩定現象，本文對兩片碟片間具障礙物流場能量頻譜做仔細的量測與探討，目的在探討流場與支撐臂振動之關係。

文獻回顧

由前人的研究成果歸納而言，依流場與振動，可大略將文獻為兩大類，以下將分別介紹之：

(一) 流場部份：

1. 實驗部份：

Lennemann(1974)及 Kaneko et al.(1977)曾經用水為工質，以鋁粉作為光線散射之介質來進行視流法之觀察，但是在其實驗中對磁頭支撐桿如何影響流場並沒有詳細的結果。

Abrahamson et al.(1989、1991)亦利用水為工質來模擬磁碟機之流場。在其實驗中支撐桿以徑向伸於兩片圓盤間。由其實驗觀察結果發現由支撐桿本身所造成的背壓會使得中央轉軸附近會有渦旋出現。另外由於流體在支撐桿的頂端發生分離現象，因此在支撐桿的正後方有一迴流區存在。

Tzeng and Humphrey(1989)利用雷射流速儀來量測具有磁頭支撐桿之同步旋轉圓盤之流場。而 Usry et al.(1990)亦利用同樣方法來量測。由其實驗結果很明顯可看出，當有磁頭支撐桿時，在支撐桿下游的尾流區的切線速度與無磁頭支撐桿的情形比較很明顯減少了很多。Usry et al.(1990)改變不同支撐桿的長度，結果發現長的支撐桿對大尺度的渦旋結構有明顯影響，但是短支撐桿則沒有明顯影響。

Hudson and Eibeck(1990)對於有阻礙及無阻礙圓盤流之黏性消耗作了詳細的研究。藉由量測圓盤旋轉所需之力矩可以算出黏性消耗的量之大小。在其實驗中改變了圓盤的轉速，間距及半徑，同時也改變不同支撐桿之長度及圓盤之數目。而其實驗結果顯示圓盤旋轉之力矩會隨圓盤之半徑，數目及轉速增加而增加，同時也會隨支撐桿之長度增長而增大。但是所有的增大關係都是非線性的。

Usry et al.(1993)利用雷射都卜勒流速儀量測不均勻截面之支撐桿的徑向與切線速度及作頻譜分析，以空氣為工質。由頻譜分析結果發現，在支撐桿流場中頻譜會出現雙頻，表示流場是為雙模式的運動；較短的支撐桿流場會有較大的頻譜能量，且在上游頻譜能量比下游頻譜能量較大；當支撐桿逐漸減短時，流場會逐漸變為無支撐桿的特性。只有長的支撐桿才有 eddy shedding，短的支撐桿則無。

Girard et al.(1995)，利用視流法觀察可旋轉支撐桿的流場行為，以水為工質。實驗是把支撐桿以一定角度斜插入流場中。從實驗的結果，發現流場的擾動量增加是由於流體流過支撐桿造成壓力梯度的變化，而支撐桿的位置決定支撐桿對流場的影響，若支撐桿前端越靠近軸將有越強的影響。

2. 理論計算部份：

Chang and Li (1990)及 Tzeng and Humphery (1989)對於穩態三維紊流之具外罩有阻礙旋轉圓盤流作過數值研究。而其計算結果與無阻礙圓盤流的結果比較後可發現，靠近外罩附近的迴流區會因支撐桿的阻礙而被完全破壞，但在支撐桿後面則有一迴流區的形成。

Humphrey et al.(1992)做類似磁碟儲存系統形狀的流場之黏滯損失分析，由於支撐桿的影響會增強流體的運動，造成黏滯損失增加。所以利用新定義的扭力數、幾何長度與雷諾數結合出新的方程式，再以實驗數據決定常數值，這個方程式比以前任何的扭力表示式來的精確。以這方程式對有支撐桿的流場做預測，所得的數值誤差在 $\pm 20\%$ 內。

(二) 振動部份：

1. 實驗部份：

Yamaguchi et al.(1986)係對磁頭的懸掛軟桿受流體引起的振動的影響進行探討，在其實驗中將支撐桿置於均勻流，然後量測其振動頻率，結果發現，扭轉(torsional)的振動自然頻率，及撓向(bending)之自然振動頻率。另外其亦利用煙線法來觀察渦旋逸出之頻率，結果扭轉振動頻率為 2.4kHz ，另一撓向振動頻率是 2kHz 。在其實驗中並將支撐桿設計成流線型的幾何外形，結果發現經過流線型設計的支撐桿可以很明顯的降低速度的擾動量，同時對其本身的振動之降低亦有助益，實驗的扭轉與撓向頻率之比值，除置於均勻流之狀況外，皆保持約 $1.20\sim 1.19$ 。

Briggs and Talke(1990)運用雷射都卜勒振動儀量測傳統及微型支撐桿受流體引起的振動的影響進行探討，在其實驗中係將支撐桿懸掛軟桿量測其振動頻率，結果發現三個頻率，傳統型支撐桿其扭轉振動頻率為 16kHz ，撓向振動頻率是 14kHz ，扭轉與撓向之比值約 1.14 ，微型支撐桿其扭轉振動頻率為 22kHz ，撓向振動頻率是 18kHz ，扭轉與撓向之比值約 1.17 。其目的為探討支撐桿原型縮小時之振動狀況與傳統型之比較，指出支撐桿縮小是可行的，以利磁碟機之小型化。

2. 理論計算部份：

Tokuyama et al.(1991)利用數值方法針對在 3600rpm 轉速下流體誘導之影響計算支撐桿上的升力與阻力之變化，發現阻

力與升力之比值約 1.16。此外，量測其振動頻率，結果發現二個頻率，第一撓向振動頻率是 2.2kHz，第二撓向振動頻率是 6.1kHz，而流場的主頻一值保持在 2.2 - 2.3 kHz。

Ohwe et al. (1996) 運用數值方法算 Pico 及 Nano 型支撐臂受流體引起的振動的影響進行探討，發現其振動頻率有三個，Pico 型支撐臂其第一扭轉振動頻率是 3.4kHz，第二扭轉振動頻率是 10kHz，撓向振動頻率為 8.5kHz，扭轉與撓向之比值約 1.17，Nano 型支撐臂其第一扭轉振動頻率是 2.3kHz，第二扭轉振動頻率是 4.6kHz，撓向振動頻率為 8.5kHz。其目的為探討支撐臂原型縮更小時之振動狀況之比較，指出 Pico 型支撐臂比更 Nano 型接近於傳統之狀況，磁碟機之更小型化有突破性的發展。

Watanabe et al. (1997) 運用數值方法算 Pico 型支撐臂受流體引起的振動的影響進行探討，尋找針對振動方面的最佳化設計，以提高讀取時的響應頻率，發現其振動頻率有三個，傳統 Pico 型支撐臂其第一扭轉振動頻率是 3.6kHz，第二扭轉振動頻率是 10.1kHz，撓向振動頻率為 8.6kHz，扭轉與撓向之比值約 1.17，最佳 Pico 型支撐臂其第一扭轉振動頻率是 3.1kHz，第二扭轉振動頻率是 12.1kHz，撓向振動頻率為 10.4kHz，扭轉與撓向之比值約 1.16 最佳 Pico 型支撐臂有效提高 20% 的響應頻率。

研究目的

綜合上述文獻，可發現從前人文獻中，對磁碟機流場與振動的部份各自獨立研究，模擬磁碟機內流場的研究之部分，前人均以視流法定性觀察流場，或是量測整個流場的平均速度，在振動方面大部份均直接量測或計算支撐臂上之振動模態，由於流場與振動整合之研究尚屬少有，因此本文利用雷射測速儀，量測並分析流場全場之能量頻譜，並與振動部份之文獻作比較，尋找相互之關連性，同時並探討研究支撐桿長度、厚度及盤轉速對流場能量頻譜的影響。

二 實驗設備與實驗狀況

本實驗是利用 LDV (系統如 Fig.2) 量測測試區內各點量測點速度，在此說明實驗量測段與實驗條件及步驟。本實驗使用 TSI 公司製造之光纖式 LDV 雙光束前向散射接收系統 (dual beam forward scattered receiving system)。本實驗的設置主要由量測區，三相馬達，固定架與變頻器等所組成，其運轉是由變頻器控制馬達轉速，再經由皮帶輪驅動承載圓盤的軸，使兩片圓盤能在固定轉速下旋轉。

為了解流場速度的振盪頻譜，以 LDV 量測軸向剖線 $Z^*=0.5$ 位置隨徑向分佈 ($r^*=0.077-0.923$) 之切線速度 V 與徑向速度 U ，且將速度與時間的關係記錄下來，以較低的頻率重新對此訊號進行取樣，做快速傅立葉轉換，進行頻譜分析找出頻譜強度分佈的情形。

三 結果與討論

在有支撐桿的流場中，影響流場型態的重要參數分別是伸入長度 L^* ，阻塞厚度 T^* 與盤轉速 Ω ，因此將討論之。

盤轉速 Ω 影響

Fig.3 是相同的幾何參數，對十一種不同圓盤轉速所量測速度的頻譜結果。由圖中發現當盤轉速 $\Omega < 318\text{rpm}$ 時，流場振盪頻率是為單頻現象；當盤轉速 $\Omega \geq 318\text{rpm}$ ，流場振盪頻率為雙頻現象，由以上的結果中得知，當盤轉速越快時，使得流場型態更為複雜，造成有更多的流場振盪頻率的出現。從出現的主頻率之頻率值比較，發現頻率值也會隨著盤轉速變大而增大，如當 $\Omega = 118\text{rpm}$ ， $f_s = 2.8\text{Hz}$ ；當 $\Omega = 268\text{rpm}$ ，則 $f_s = 6.25\text{Hz}$ 。

支撐桿伸入長度 L^* 與阻塞厚度 T^* 之影響

為了探討四種不同支撐桿伸入長度 L^* 對流場振盪頻率的影響，測量上、下游流體速度並分析其頻譜量的結果，如 Fig.4 所示。

首先對不同的徑向位置的頻譜強度做探討，由 Fig.4 發現在 $L^*=0.3$ 的流場中，在支撐桿下游之徑向位置 $r^* > 7/13$ ，流場振盪頻率之頻譜強度已經減弱並逐漸消失，因此在支撐桿下游尾流區的流體之速度的週期性現象已經減弱，同樣地在支撐桿上游的迴

流渦旋也發現相似的現象。將支撐桿伸入長度繼續增長，由 Fig.4 中，發現 $L^*=0.8$ 的流場，在支撐桿下游之 $r^* > 2/13$ 處，流場振盪頻率已經明顯沒有主頻出現；支撐桿在上游 $r^* > 3/13$ 處，也同樣沒有主頻出現，這一現象在前人的文獻中並沒有探討。

由 Fig.4 的結果顯示，當伸入長度改變時，發覺主頻個數會改變，在 $L^*=0.3$ 的流場，其流場振盪頻率的主頻為單頻，其主頻率 $f_s = 6.25\text{Hz}$ ；在 $L^*=0.46$ 的流場， $f_s = 6.26$ 與 12.5Hz ；在 $L^*=0.63$ 的流場， $f_s = 3.52, 6.65$ 與 8.11Hz ；在 $L^*=0.82$ 的流場， $f_s = 7.44$ 與 13.7Hz ，上述的結果得知，當支撐桿長度越短，則主頻個數越接近單頻，而若支撐桿長度增加時，主頻個數會逐漸增加且以等頻差出現，如在 $L^*=0.46$ 的流場中，其主頻數為雙頻，頻差皆約為 $f_s/6\text{Hz}$ ；在 $L^*=0.63$ 的流場中，主頻數為三頻，其頻差皆約為 3Hz ，這種現象與 Usry et al. (1993) 研究不均勻截面之支撐桿的結論類似，此一多頻現象中，可能與支撐桿的渦旋逸出有關，因為在支撐桿的流場中，流體的週期振盪有兩個來源：一為圓盤本身的旋轉效應，另一個為支撐桿本身的渦旋逸出。

Fig.4 亦為不同阻塞厚度之徑向分佈的頻譜量測結果。由圖中發現在 $T^*=0.12$ 的流場，其流場振盪之主頻率 $f_s = 6.26$ 與 12.5Hz ；在 $T^*=0.17$ 的流場， $f_s = 3.13, 5.87, 8.11$ 與 10.87Hz 。由上述的頻譜分析結果，首先對主頻個數做探討，發現隨著阻塞厚度加厚，流場振盪頻率的主頻個數會隨著增多，而這些主頻的出現並非沒有一致性，從各個主頻所對應的頻率值關係，發現主頻率的出現的次序，也都是以等頻差方式，例如在 $T^*=0.17$ 的流場，主頻的頻差為 2.74Hz 。從流場振盪頻率消失的徑向位置做探討，發現在 $T^*=0.17$ 的流場，在支撐桿下游之 $r^* > 8/13$ 是沒有主頻的出現；在支撐桿上游 $r^* > 9/13$ 也同樣沒有主頻的出現，這與 $T^*=0.11$ 流場的結果類似，因此在不同阻塞厚度，其流場的振盪頻率消失的位置幾乎是維持不變。

Fig.5 為支稱臂附近的流場頻率分佈圖，限於篇幅限制，未能將詳細的結果圖示出。比較各個條件下發現在 $L^* < 0.8$ ， $L^*+T^* = 1$ 流場中，其支稱臂後方，會有與原來主頻無關的另一頻率產生。當 $L^*+T^* = 1.2$ 之流場中已接近無頻狀態，而 $L^*+T^* > 1.2$ 流場中便完全無頻，而在 $1 < L^*+T^* < 1.2$ 之間以 133rpm 轉速之狀況下，主頻為 3.13Hz ，另一頻率為 (副頻) 2.74Hz ，其主頻與副頻的比值為 1.14。文獻中，有關支稱臂振動模態的量測，其支稱臂置於流場中 $1 < L^*+T^* < 1.2$ 之位置，而其振動模態扭轉與撓向頻率的比值保持在 1.09~1.20 之間，與流場主頻的比值相當類似，此狀況正說明著流體與振動存在著一定的相關。

四 結論與建議

1. 盤轉速的影響: 由頻譜分析的結果中，當盤轉速增快時，內部區與支撐桿頂端周圍的流場振盪頻率會由單頻轉變成多頻的現象，且主頻率值會隨著轉速變大而增大。
2. 支撐桿伸入長度的影響: 由頻譜分析的結果中，當支撐桿長度增長，內部區與支撐桿頂端周圍的流場振盪頻率會由單頻轉成多頻的現象，多頻皆以等頻差出現，而流場振盪頻率消失的徑向位置朝軸移動。
3. 支撐桿阻塞厚度的影響: 由頻譜分析的結果中，當支撐桿厚度越厚，內部區與支撐桿頂端周圍的流場振盪得頻率就會出現更多主頻率，而這些主頻也是以等差出現的方式出現。
4. 在 $1 < L^*+T^* < 1.2$ 之間 ($L^*=0.8$ 除外)，支稱臂後方，會有與原來主頻無關的另一頻率產生，其主頻與副頻的比值與其振動模態扭轉與撓向頻率的比值相當類似，此狀況正說明著流體與振動存在著一定的相關。

參考文獻

- Abrahamson, S.D., Eaton, J.K. and Koga, D.J. (1989), "The Flow between Shrouded Corotating Disk," *Phys. Fluids A*, 1(2), 241-251.
- Abrahamson, S.D., Eaton, J.K. and Chang, C. (1991), "Flow Structure in Head-Disk Assemblies and Implications for Design," *Adv. Info. Storage Syst.*, 1, 111-132.

Briggs, C.A. and Talke, F.E. (1990), "The Dynamics of Micro Sliders Using Laser Doppler Vibrometry," IEEE Trans. on Magnetics, 26(5), 2442-2444.

Chang, C.J., Schuler, C.A., Humphrey, J.A.C. and Greif, R. (1989), "Flow and Heat Transfer in the Space between Two Corotating Disk in an Axisymmetric Enclosure," J. of Heat Transfer, 111, 625-632.

Girard, J., Abrahamson, S.D. and Uznanski, K. (1995), "The Effect of Rotary Arms on Corotating Disk Flow," J. of Fluids Eng., 117, 259-262.

Humphrey, J.A.C., Schuler, C.A. and Iglesias, I. (1992), "Analysis of Viscous Dissipation in Disk Storage System and Similar Flow Configuration," Phys. Fluids, 4(7), 1415-1427.

Kline, S.J. (1985), "The Purpose of Uncertainly Analysis," ASME, J. of Fluid Eng., 153.

Lennemann, E. (1974), "Aerodynamic Aspects of Disk Files," IBM J. RES. Develop., 18(6), 480-488.

Ohwe, T., Watanabe, T., Yoneoke, S. and Mizoshita, Y. (1996), "A New Integrated Suspension for Pico-sliders," IEEE Trans. on Magnetics, 32(5), 3648-3650.

Orloff, K.L. and Olson, L.E. (1982), "High-Resolution LDV Measurement of Reynolds Stress in Boundary Layers and Wakes," AIAA J., 20, 624-630.

Tokuyama, M., Yamaguchi, Y., Miyata, S. and Kato, C. (1991), "Numerical Analysis of Flying-Height Fluctuation and Positioning Error of Magnetic Head Due to Induced by Disk Rotation," IEEE Trans. on Magnetics, 27(6), 5139-5141.

Usry, W.R., Humphrey, J.A.C. and Grief, R. (1993), "Unsteady Flow in the Obstructed Space between Disks Corotating in Cylindrical Enclosure," J. of Fluids Eng., 115, 621-626.

Watanabe, T., Ohwe, T., Yoneoke, S. and Mizoshita, Y. (1997), "An Optimization Method for Precision Positioning of Pico-CAPS," IEEE Trans. on Magnetics, 33(5), 2644-2646.

Yamaguchi, Y., Takahashi, K. and Fujita, H. (1986), "Flow Induced Vibration of Magnetic Head Suspension in Head disk Drives," IEEE Trans. on Magnetics, 22(5), 1022-1024.

符號說明

a	盤間隙
D	盤間距
fs	流場振盪頻率
l	支撐桿長度
L*	無因次支撐桿長度 = (l-a)/(R2 - R1)
R	外罩內徑
R1	軸半徑
R2	盤半徑
Re	$R_2^2 \omega / \nu$ (Reynolds number)
r	徑向座標 (Radial coordinate)
r*	(r-R1)/(R2-R1)
t	支撐桿厚度
T*	無因次支撐桿厚度 = t/D
希臘字母	
μ	黏滯係數
ν	動黏滯係數
ρ	密度