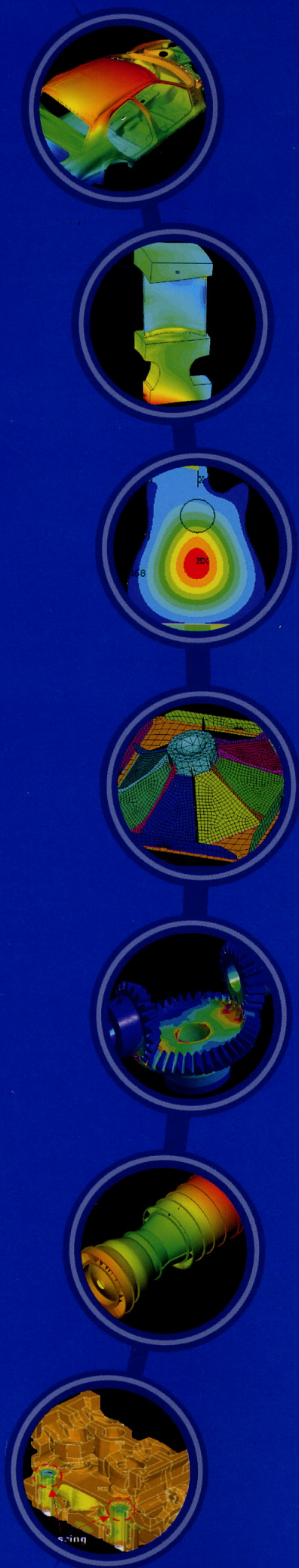


2003 TAIWAN ANSYS USER CONFERENCE



CADMEN

ANSYS 應用論文集

劍湖山王子渡假飯店

2003/11/16~18

主辦：

虎門科技股份有限公司

<http://www.cadmen.com>

激振器音圈振動特性之有限元素分析

Finite Element Analysis for Vibration Characteristics of Voice-Coil Structure of Shaker

王栢村¹, 林政煌²¹國立屏東科技大學機械工程系教授²國立屏東科技大學機械工程系研究生李昆達³³金頓科技股份有限公司研發處處長

摘要

本文應用有限元素分析激振器之音圈進行理論模態分析。採用三維立體元素建構音圈之有限元素模型，並求得包括自然頻率及模態振型等模態參數，也以簡易之振動實驗量測得到結構共振頻率，以此頻率做為有限元素模型材料參數之調整，可以合理地預測音圈之振動模態，並與實驗結果相吻合，由振動模態之物理特性，將有助於激振器規格需求之音圈設計，所建立之有限元素模型也可應用於結構之設計變更。

關鍵詞：音圈、自然頻率、模態振型、有限元素分析、振動

1. 前言

振動測試是環境試驗之重要項目之一，因應國內諸如電子、機電、機械產業於產品可靠度測試需求，振動試驗機需求成長快速，目前多以國外進口，國內也有相當之生產技術，亟待提升設計研發相關技術，以提升品質與進口產品競爭，同時因應多樣化振動試驗機種之開發需求。

音圈結構為振動試驗機之激振器的主要組件之一，音圈結構包含電樞結構及線圈，音圈主要是在使激振器利用線性馬達原理[1-2]，產生線性之上下移動，因屬大型結構，在工作頻率範圍音圈結構之振動特性將影響激振器效能，鮮少學術性文獻探討激振器音圈結構之設計分析，多列為商業技術性機密國內激振器之生產相關技術已有，但對如音圈結構之設計分析能力尚待提升，音圈驅動器原理之應用始於揚聲器，諸多文獻以揚聲器居多，又多著重於磁場特性分析。

有關音圈設計之文獻，大多集中在揚聲器、電磁激振器，鮮少有對大型激振器之音圈結構問題有深入的探討分析。尤其相較於揚聲器，如Skrodzka et al.[3]由揚聲器做實驗模態分析，可得到模態參數，其模態振型越複雜，自然頻率越大相對的阻尼比較小。

在激振器的分析方面，文獻中有諸多的方法進行分析，如Hong and Hwang[4]以數值分析的方法來分析具有跨隙激磁之電樞效應的氣隙磁場分佈。亦有利用有限元素法(FEM)進行激振器之動態響應特性分析[5,9]。

本文主要目的是對激振器之音圈，利用有限元素分析，得到結構自然頻率及模態振型之振動模態參數，將實驗模態分析及有限元素分析進行模型驗證，以確認有限元素模型之正確性。未來可應用於分析試件結構整體性及研究其動態特性。

2. 問題定義與分析目標

2-1. 問題定義：

考慮激振器(Shaker)內有一鎂合金材料之音圈，激振器能順利的產生激振作用，音圈的好壞會影響激振器的品質，上面有螺紋孔與八個肋(葉片)圖一所示，將音圈的尺寸簡化如圖二，高為0.25m、圓形結構頂面0.2m、底面為0.207m，肋寬為0.006m，鎂合金楊氏係數為 $45 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ ，蒲松比為0.29，利用有限元素分析，求得結構振動特性。

2-1-1. 分析目標：

就典型的振動問題分析項目如下：

- (1) 模態分析(modal analysis) 如圖三(a)典型的振動問題分析方塊圖所示，主要是由輸入參數為楊氏係數(E)、密度(ρ)、蒲松比(ν)求得系統之模態參數，模態參數包含自然頻率(ω_n)、模態振型(Φ_n)。
- (2) 簡諧響應分析如圖三(b)典型的振動問題分析方塊圖所示，由輸入參數 $F(\omega)$ 與輸出參數 $X(\omega)$ ，求得系統之輸出與輸入比 $H(\omega)$ 為其頻率響應之函

數。

3. 有限元素分析

本文是採用有限元素方法分析，將音圈結構以 SOLID45 元素模擬，在 Pro/ENGINEER 建好圖形，利用圖形交換格式檔(IGES)，輸入 IGES 檔到 ANSYS 中分析分析得到結構振動特性，以 ANSYS 軟體來進行理論分析，此為一音圈鎂合金的鑄造件，質量為 3 kg，結構為一整體之音圈，由線性磁激馬達，利用線圈通電產生電磁性同性相斥異性相吸原理，使音圈產生相吸相斥的線性上下移動。

音圈結構之有限元素模型說明如下：

1. 元素型式：線性立體元素 (SOLID45)。
2. 元素分割：考慮音圈為一體結構，為左右對稱，但為求得實際結構的振動特性，所以使用整體分析如圖3為有限元素模型。
3. 位移限制條件：考慮為 free-free，所以不用設定。
4. 負荷條件：模態分析部分為無任何設定。簡諧響應分析輸入一單位簡諧外力 $F = 1e^{i\omega t}$ 之力在軸向端面，以求得與實驗模態分析對應的軸向端面、葉片之方向、環形之徑向之頻率響應之函數。

4. 實驗量測分析

首先利用綁好的橡膠繩，穿過激振器音圈中空軸心，懸吊在架子上型成自由懸吊情況，其實驗之原理為利用衝擊錘對激振器音圈激振，加速度計作感測器。加速度計來量測其響應訊號。透過頻譜分析儀(SigLab)來接收輸入訊號及響應訊號，並求得系統之頻率響應函數。透過ME'scope軟體作曲線嵌合(curve-fitting)分析，來得到自然頻率。

將三個加速度計依序固定於所欲量測之位置，移動加速度計做感應器，配合衝擊錘為驅動器來量測其激振器音圈。本實驗是以衝擊錘固定敲擊敲擊圖5所示1的地方，得到1、2、3位置方向對應有限分析頻率響應函數之環之徑向、葉片、軸向端面之方向、對應之x、y、z等三方向，敲擊次數為3次取平均，時間域下觀察是否有二次衝擊。敲擊一次可得到三筆資料，可得頻率響應函數，依序量測各點並記錄之，以進行曲線嵌合求得激振器音圈之模態參數與頻率響應函數。

5. 結果與討論

5-1. 材料常數對音圈自然頻率影響之探討

楊氏係數與自然頻率探討

表 2(a) 為五組不同楊氏係數 (E) 由 $4 \times 10^{10} \sim 6 \times 10^{10} N/m^2$ 之音圈結構前五個自然頻率之

比較，可看出當楊氏係數越大，自然頻率也呈現增加的趨勢。

表 2(b) 為以 $E_1 = 4 \times 10^{10} N/m^2$ 為基準在不同 E_i ， $i = 2, 3, 4, 5$ 之比較後一項楊氏係數除以前一項楊氏係數，可知後一項自然頻率除以前一項自然頻率約等於後一項楊氏係數除以前一項楊氏係數值平方根值看成 $\frac{f_{n,E_i}}{f_{1,E_1}} = \sqrt{\frac{E_i}{E_1}}$ ，也就是自然頻率與楊氏係數平方

根值成正比，得知式子為 $f_n \propto \sqrt{E}$ 。

密度與自然頻率探討

表 3(a) 為五組不同密度 (ρ) 由 $1000 \sim 2500 kg/m^3$ 之音圈結構前五個自然頻率之比較，可看出當密度越大，自然頻率有現減少的趨勢。

表 3(b) 為以 $\rho_1 = 1000 kg/m^3$ 為基準在不同 ρ_i ， $i = 2, 3, 4, 5$ 之比較後一項密度除以前一項密度，可知後一項自然頻率除以前一項自然頻率約等於後一項密度除以前一項密度值平方根值可看成

$\frac{f_{n,\rho_i}}{f_{1,\rho_1}} = \sqrt{\frac{\rho_1}{\rho_i}}$ ，也就是自然頻率與密度平方根值成反比，得知式子為 $f_n \propto \sqrt{\frac{1}{\rho}}$ 。

蒲松比與自然頻率探討

表 4 為五組不同蒲松比 0.2 到 0.35 對自然頻率之影響大體上，蒲松比增加，自然頻率有下降趨勢，但差異不大，查材料表得知蒲松比為 0.29 資料是蠻合理的。

針對以上討論，綜合分析如下：

- (1) 由楊氏係數、密度與自然頻率關係可總結得知，自然頻率對楊氏係數與密度倒數之開根號成正比關係，只要得知其比例關係就可推算出楊氏係數、密度與自然頻率實際值，無須做完整實驗模態分析，所得結果有利於模型之驗證。
- (2) 蒲松比影響不如楊氏係數、密度影響大，其值在 0.29 左右。

5-2. 有限元素分析(FEA)與實驗模態分析(EMA)探討

頻率響應函數(FRF)之比較

圖 5 所示敲擊 1 的地方，得到 1、2、3 位置方向對應如圖十一、十二、十三有限分析頻率響應函數之環之徑向、葉片、軸向端面之方向、對應之 x、y、z 等三方向與初部之實驗模態分析互相比對頻率響應函數圖形。

- (1) 圖 6(a) 環型徑向(X方向)探討分析如下：

◆ 431.251Hz 位置：環對頂面之扭轉模態 (θ_z)，其

有限元素為分析為解析度關係，與實驗模態分析為低頻，所以沒很明顯出現。

- ◆ 1377.115~1498.373Hz位置：為受葉片的影響，其理論與實驗Peak都有出現，形狀也蠻吻合的。
- ◆ 1937.504~1947.609Hz位置：實驗模態分析有上升的趨勢，有限元素分析出來有一個Peak，可能為實驗取到2000Hz頻寬為其節點的緣故，圖形大致吻合。

(2) 圖6(b)為葉片側向(Y方向)探討分析如下：

- ◆ 431.251Hz位置：為受環對頂面之扭轉模態(θ_z)作用，實驗的圖形有現顯，有限元素為分析為解析度關係不明顯。
- ◆ 1377.115~1498.373Hz位置：模態振型得知此為葉片變形的地方，從有限元素線為分析與實驗模態分析線條可看出，其形狀圖形大致吻合，如模態振型所看到的為葉片變形的範圍。
- ◆ 1937.504~1947.609Hz位置：一樣如同環型徑向，實驗模態分析線有上升的趨勢，有限元素分析線出現有一個Peak，可能為實驗取到2000Hz頻寬為其節點的緣故，可能要加大頻寬才能觀查到，圖形大致吻合。

(3) 圖6(c)為頂面軸向(Z方向)探討如下：

- ◆ 431.251Hz位置：為受環對頂面之扭轉模態(θ_z)作用，實驗的圖形有現顯，有限元素為分析為解析度關係不明顯，可能要增加解析度觀查到。
- ◆ 1377.115~1498.373Hz位置：為受葉片的影響，形狀圖形大致吻合有出現。
- ◆ 1937.504~1947.609Hz位置：實驗模態分析線為節點的緣故，只能觀看到有限元素分析線出現一個Peak值來。

自然頻率之比較

表5為初部實驗模態分析與有限元素分析之前七個modes比較，縱向為前七個modes，橫向其為實驗敲擊位置、有限元素分析頻率結果、及實驗敲擊得知與有限元素分析自然頻率誤差，實驗敲擊位置又分頂面軸方向(Z)、葉片方向(θ)、環型方向(R)而每個mode對應觀看三方向自然頻率，若敲擊位置方向沒有自然頻率以打叉表示，其有限元素分析與實驗模態分析自然頻率之比較如下：

- (1) 由於並非為實際之楊氏係數、密度、蒲松比，因此其自然頻率值比初部實驗模態分析所得之值較大。
- (2) 以有限元素分析之自然頻率值除以初部實驗模態分析自然頻率之比值，可得到一比例關係，都在2.2569以下。
- (3) 以比例關係得知為其值為2.2，除以有限元素分析

之值，可得修正後之自然頻率，因此，就自然頻率誤差值而言，除第三模態誤差在6.96%外，其餘均在5.5%以內。

有限元素分析所得之模態振型(mode shape)

為有限元素分析所得到的結果取前30項之模態振型來探討，其中分別有rigid body mode與flexible body mode，編號方式分別以前面的第一個英文單字R及F代表之。

表6、表7為各模態振型及各模態振型物理意義狀況分析，圖7為音圖葉片編號方式，結果如下：

- (1) 編號R-1到R-6：此六個模態振型頻率在0~0.002Hz之間，為剛體運動(rigid body mode)效應的現象。
- (2) 編號F-1：為環型部位對頂面之扭轉模態 θ_z 方向，頻率在431.251Hz，其振型實驗振型之頻率蠻吻合。
- (3) 編號F-2：很明顯為所有葉片第一個彎曲(Bending mode)，而在環型部位有 θ_z 方向扭轉，頂面不動，頻率在1233.019Hz。
- (4) 編號F-3到F-9：此七個振型有一個共同特點，就是只有在葉片的地方有Bending現象，而頂面與環都不動，其頻率在1377.115~1498.373 Hz之間。
- (5) 編號F-10與F-11：這兩個模態振型有對應的關係，F-10頂面為第一個Bending負 θ_z 轉動，葉片在2、3、4、6、7、8動為葉片第二個Bending，環型部位正 θ_z 轉動，F-11頂面正 θ_z 轉動，葉片在1、2、4、5、6、8動為葉片第二個Bending，環型部位負 θ_z 轉動，為相對應一組，頻率分別是1937.504及947.609 Hz。
- (6) 編號F-12與F-13：這兩個模態振型一樣也有對應的關係，頂面都不動，F-12所有葉片同向動對角化，為葉片第二個Bending，環型部位不動，F-13葉片在1、2及3、4及5、6及7、8反方向Bending，為葉片第二個Bending，環型部位為Radial mode，為相對應一組，頻率分別是2230.499及2286.416Hz。
- (7) 編號F-14與F-15：一樣也有對應的關係，頂面都不動，環型部位為Radial mode，F-14葉片在1、2及5、6反方向葉片第二個Bending，3、4同方向及7、8反方向葉片第二個Bending不太明顯，F-15葉片3、4及7、8反方向葉片第二個Bending，1、2同方向及5、6反方向葉片第二個Bending不太明顯，一樣為相對應一組，頻率分別是2335.762及2340.656Hz。
- (8) 編號F-16與F-17：也有對應的關係，頂面都不動，葉片不太明顯有變化，F-16環型部位為 θ_z (45°)方向轉動，F-17環型部位為 θ_z (45°)方向轉動，一樣為相對應一組，頻率分別是2360.775

及2363.811Hz。

- (9) 編號F-18與F-19：有對應的關係，頂面都不動，葉片不太明顯有變化，F-18葉片在2、3、4及6、7、8為葉片第二個Bending同方向，環型部位為 θ_x 方向轉動，環第一個Bending，F-19環型部位為 θ_x （45°）方向轉動，F-19葉片在1、2、8及4、5、6葉片第二個Bending同方向，環型部位為 θ_x 方向轉動，環第一個Bending，F-19環型部位為 θ_x 方向轉動，環第一個Bending，為對應一組，頻率分別是2380.078及2403.505Hz。
- (10) 編號F-20與F-21：這兩個模態振型有對應的關係，頂面都為 $r=1$ 、 $\theta=2$ 轉動，F-20葉片在2、4、6、8葉片第二個Bending反方向，1、3、5、7不明顯，環型部位 θ_y 方向轉動，環第二個Bending，F-21葉片在1、3、5、7葉片第二個Bending反方向，2、4、6、8不明顯，環型部位 θ_y 方向轉動，環第二個Bending，一樣為相對應一組，頻率分別是2415.876及2424.621 Hz。
- (11) 編號F-22：為獨立一個模態振型，頂面與環都不動，在葉片的地方為所有葉片twist同方向，頻率是2622.323Hz。
- (12) 編號F-23與F-24：這兩個模態振型一樣有對應的關係，頂面都不動，環型部位為第三個Radial mode及Bending mode，F-20葉片在1、8及4、5反向為第二個Bending，F-21葉片在2、3及5、6及7、8反向為第二個Bending，同樣的為相對應一組，頻率分別是2790.662及2816.037 Hz。

綜合以上討論模態特性分析如下：

模態特性包括剛體模態及彈性模態，彈性模態有音圈整體之扭轉(torsion)模態與彎曲(bending)模態，以及葉片本身之彎曲模態。

- 編號R-1到R-6為剛體運動模態(rigid body mode)。
- 編號F-1為整體之扭曲模態(torsion mode)。
- 編號F-10與11為整體bending模態。
- 編號F-2到F-11在2000Hz以內為葉片之彎曲模態。

6. 結論與建議

本文是利用有限元素分析，先由模態分析求得系統之模態參數，包含自然頻率、模態振型，再做簡諧響應分析求得系統之輸出與輸入位移頻率響應之函數，與初步的實驗模態分析由得知頻率響應函數求得自頻頻率做比較驗證，重要結果如下：

1. 從分析得知，由自然頻率比較楊氏係數、密度、蒲松比確認其比例關係。
2. 音圈的模態特性，由有限元素分析，可以完整了解。
3. 結果顯示對音圈品質特性影響較大，應為葉片彎

曲模態。

4. 未來可進行完整實驗模態分析，以明確得到模態振型的比較。

7. 誌謝

本研究承蒙國科會計畫與金頓科技股分限公司經費支助，特以誌謝，計畫編號NSC 92-2622-E-020-004-CC3。

8. 參考文獻

1. 曹昭陽，2001，*電動馬達與控制*，五南圖書出版公司，台北
2. 許中平、黃煌嘉，1989，*線型伺服電動機*，全華科技圖書股份有限公司，台北
3. Skrodzka, E. B., and Aleksander, P. S., 2000, "Comparison of Modal Parameters of Loudspeakers in Different Working Conditions," *Applied Acoustics*, Vol. 60, pp. 267-277.
4. Hong, C. G., and Hwang, G. J., 1987, "Numerical Analysis of Magnetic Field Distribution in an Air Gap with the Effect of Armature Reaction," *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 10, No. 2, pp. 129-137.
5. Böhm, S., Burger, G. J., Korthorst, M. T., and Roseboom, F., 2000, "A Micromachined Silicon Valve Driven by a Miniature Bi-Stable Electro-Magnetic Actuator," *Sensors and Actuators*, Vol. 80, pp. 77-83.
6. Sidell, N., and Jewell, G. W., 1999, "The Design and Construction of a High Temperature Linear Electromagnetic Actuator," *Journal of Applied Physics*, Vol. 85, No. 8, pp. 4901-4903.
7. Koh, C. S., and Mohammed, O. A., 1994, "Optimum Design of Voice Coil Motor With Constant Torque Coefficients Using Evolution Strategy," *Journal of Applied Physics*, Vol. 75, No. 10, pp. 6045-6047.
8. Gollee, R., Roschke, T., and Gerlach, G., 1999, "A Finite Element Method Based Dynamic Analysis of a Long-Stroke linear Actuator," *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 196, pp. 943-945.
9. So, E. C. T., and Yang, S. J., 1993, "Calculation of Stator Radial Vibration for a Hybrid Stepping Motor Using 3D Finite element Method," *Journal of Applied Physics*, Vol. 73, No. 10, pp. 6799-6801.
10. 王栢村，2001，*電腦輔助工程分析之實務與應用*，全華科技圖書股份有限公司，台北。
11. 王栢村，2002，*ANSYS有限元素分析應用實例課程講義*。
12. 王栢村，徐川洋，2002，「應用懸臂樑多軸像振動特性求取材料性質之振動分析」，*ANSYS有限元素分析應用論文集*，屏東，第163-175。
13. 陳文照、曾春風、游信和，1999，*材料科學工程*，高立圖書有限公司，台北。

Finite Element Analysis for Vibration Characteristics of Voice-Coil Structure of Shaker

Bor-Tsuen Wang, Cheng-Huang Lin
 Department of Mechanical Engineering
 National Pingtung University of Science and Technology
 David Lee
 King Design Company

Abstract

The paper presents the use of finite element analysis (FEA) to perform theoretical modal analysis for the voice-coil structure of a shaker. The 3D solid

element is used to build the finite element model of the voice-coil. Structural modal parameters, including natural frequencies and mode shapes, can then be determined. A simple vibration measurement is also conducted to experimentally identify the structure resonances that are used to adjust the material constant in finite element model. The flexible body modes of vibration can be well predicted and shown reasonable agreement with experiments. The physical meaning of vibration modes can also be interpreted. This is beneficial to the design of voice-coil structure, so as to fit shaker specifications. The developed finite element model can be adopted for design modification.

Key words: Voice-Coil, Natural Frequency, Mode shapes, Finite Element Analysis, Vibration

表 1、音圈各參數表

種類	尺寸
音圈高	0.25(m)
圓形結構頂面	0.2(m)
底面為	0.207(m)
肋寬	0.006(m)
鎂合金楊氏係數	45e9(N/m ²)

表 2、楊氏係數對自然頻率的影響
 (a)不同楊氏係數對自然頻率的影響

編號	E (N/m ²)	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)	Mode5 (Hz)
1	4.00E+10	897.28	2565.4	2865.3	2883.2	2897.3
2	4.50E+10	951.71	2721.1	3039.1	3058.1	3073.1
3	5.00E+10	1003.2	2868.3	3203.5	3223.5	3239.3
4	5.50E+10	1052.2	3008.3	3359.9	3380.9	3397.4
5	6.00E+10	1098.9	3142	3509.3	3531.2	3548.5

(b) 楊氏係數與自然頻率比例關係

i	$\frac{E_i}{E_1}$	$\frac{f_{1,E_i}}{f_{1,E_1}}$	$\frac{f_{2,E_i}}{f_{2,E_1}}$	$\frac{f_{3,E_i}}{f_{3,E_1}}$	$\frac{f_{4,E_i}}{f_{4,E_1}}$	$\frac{f_{5,E_i}}{f_{5,E_1}}$	$\sqrt{\frac{E_i}{E_1}}$
2	1.12500	1.06066	1.06069	1.06066	1.06066	1.06068	1.06066
3	1.11111	1.05410	1.05410	1.05409	1.05409	1.05408	1.05409
4	1.10000	1.04884	1.04881	1.04882	1.04883	1.04881	1.04881
5	1.09091	1.04438	1.04444	1.04447	1.04446	1.04448	1.04447

表 3、密度對自然頻率的影響

(a) 不同密度對自然頻率的影響

編號	ρ (kg/m^3)	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)	Mode5 (Hz)
1	1000	1291	3691	4122.5	4148.2	4168.6
2	1500	1054.1	3013.7	3366	3387	3403.6
3	1840	951.71	2721.1	3039.1	3058.1	3073.1
4	2000	912.85	2610	2915	2932.2	2947.6
5	2500	816.48	2334.4	2607.3	2623.6	2636.4

(b) 密度與自然頻率比例關係

i	$\frac{\rho_i}{\rho_1}$	$\frac{f_{1,\rho_i}}{f_{1,\rho_1}}$	$\frac{f_{2,\rho_i}}{f_{2,\rho_1}}$	$\frac{f_{3,\rho_i}}{f_{3,\rho_1}}$	$\frac{f_{4,\rho_i}}{f_{4,\rho_1}}$	$\frac{f_{5,\rho_i}}{f_{5,\rho_1}}$	$\sqrt{\frac{\rho_i}{\rho_1}}$
2	1.50000	0.81650	0.81650	0.81649	0.8165	0.81649	0.81650
3	1.22667	0.90287	0.90291	0.90288	0.90289	0.9029	0.90289
4	1.08696	0.95917	0.95917	0.95917	0.95883	0.95916	0.95917
5	1.25000	0.89443	0.89441	0.89444	0.89475	0.89442	0.89443

表 4、蒲松比對自然頻率的影響

自然頻率 蒲松比	Mode1 (Hz)	Mode2 (Hz)	Mode3 (Hz)	Mode4 (Hz)	Mode5 (Hz)
0.2	971.93	2753.2	3078.8	3096.8	3110.6
0.25	959.32	2730.0	3051.5	3070.0	3084.3
0.29	951.71	2721.1	3039.1	3058.1	3073.1
0.3	950.25	2720.6	3037.8	3056.8	3072.1
0.35	946.59	2732.9	3045.2	3064.9	3081.9

表 5、各模態之自然頻率

自然 頻率	敲擊 位置	實驗敲擊位置			有限元素分析	誤差(%)
		$H_{1,1}$ 頂面軸方向(Z)	$H_{2,1}$ 葉片方向(θ)	$H_{3,1}$ 環型方向(R)		
Mode1 (Hz)		430.625	431.25	431.25	431.251	0
Mode2 (Hz)		1226.875	1226.25	1226.875	1233.019	0.57
Mode3 (Hz)		X	1296.25	1287.5	1377.115	6.96
Mode4 (Hz)		X	X	1323.125	1392.522	5.25
Mode5 (Hz)		X	1346.875	1334.375	1408.336	5.57
Mode6 (Hz)		X	1363.75	X	1412.876	3.60
Mode7 (Hz)		1443.125	1442.5	1443.125	1457.895	2.27

表 6、各模態振型示意圖

編號	修正後 頻率(Hz)	正視圖	下視圖	上視圖	立體圖
R-1	0.1				
R-2	0.1				
R-3	0.1				
R-4	0.1				
R-5	0.002.1				
R-6	0.002.1				
F-1	431.251				
F-2	1233.019				
F-3	1377.115				
F-4	1385.725				
F-5	1392.522				
F-6	1408.336				
F-7	1412.867				
F-8	1476.895				

表 6、各模態振型示意圖(續)

F-9	1498.373				
F-10	1937.504				
F-11	1947.609				
F-12	2230.499				
F-13	2286.416				
F-14	2335.762				
F-15	2340.656				
F-16	2360.775				
F-17	2363.811				
F-18	2380.078				
F-19	2403.505				
F-20	2415.876				
F-21	2424.621				
F-22	2622.323				
F-23	2790.662				
F-24	2816.037				

表 7、各模態振型物理意義

編號	修正後 頻率(Hz)	頂面	葉片	環型
R-1	0	Rigid body mode	Rigid body mode	Rigid body mode
R-2	0			
R-3	0			
R-4	0			
R-5	0.002			
R-6	0.002			
F-1	431.251	環對頂面之扭轉模態 (θ_z)	不太明顯	環對頂面之扭轉模態(θ_z)
F-2	1233.019	不動	所有葉片第一個彎曲 (Bending mode)	(θ_z) 方向扭轉 (torsion)
F-3	1377.115	不動	2、6正方向, 5、7負方向彎曲 (Bending mode)	不動
F-4	1385.725	不動	1、5正方向, 2、7負方向彎曲 (Bending mode)	不動
F-5	1392.522	不動	2、5正方向, 3、4、7負方向彎曲 (Bending mode), 第5個葉片彎曲最 大	不動
F-6	1408.336	不動	1、2、7正方向, 4、8負方向彎曲 (Bending mode), 第8個葉片彎曲最 大	不動
F-7	1412.867	不動	1、2、4負方向, 3正方向彎曲 (Bending mode), 第3個葉片彎曲最 大	不動
F-8	1476.895	不動	1、2、3正方向, 4、5、6、7負方向彎 曲 (Bending mode), 第2個葉片彎曲 最大	不動
F-9	1498.373	不動	1、7、8正方向, 3、4、5負方向彎曲 (Bending mode), 第8個葉片彎曲最 大	不動
F-10	1937.504	第一個Bending負 θ_y 轉動	2、3、4、6、7、8動為葉片第二個 Bending	正 θ_y 轉動
F-11	1947.609	正 θ_y 轉動	1、2、4、5、6、8動為葉片第二個 Bending	負 θ_y 轉動
F-12	2230.499	不動	所有葉片同向動, 對角化葉片第二個 Bending	不動
F-13	2286.416	不動	1、2及3、4及5、6及7、8反方向 Bending, 為葉片第二個Bending	第四個 Radial mode
F-14	2335.762	不動	1、2及5、6反方向葉片第二個 Bending, 3、4同方向及7、8反方向葉 片第二個Bending不太明顯	Radial mode
F-15	2340.656	不動	3、4及7、8反方向葉片第二個 Bending, 1、2同方向及5、6反方向葉 片第二個Bending不太明顯	Radial mode
F-16	2360.775	不動	不太明顯	θ_x (45°) 方向轉動
F-17	2363.811	不動	不太明顯	θ_y (45°) 方向轉動
F-18	2380.078	不動	2、3、4及6、7、8葉片第二個Bending 同方向	θ_y 方向轉動, 環第一個 Bending
F-19	2403.505	不動	1、2、8及4、5、6葉片第二個Bending 同方向	θ_x 方向轉動, 環第一個 Bending
F-20	2415.876	$r=1, \theta=2$	2、4、6、8葉片第二個Bending反方 向, 1、3、5、7不明顯	θ_y 方向轉動, 環第二個 Bending
F-21	2424.621	$r=1, \theta=2$	1、3、5、7葉片第二個Bending反方 向, 2、4、6、8不明顯	θ_{xy} 方向轉動, 環第二個 Bending
F-22	2622.323	不動	所有葉片twist同方向	不動



圖 1、音圈實體圖

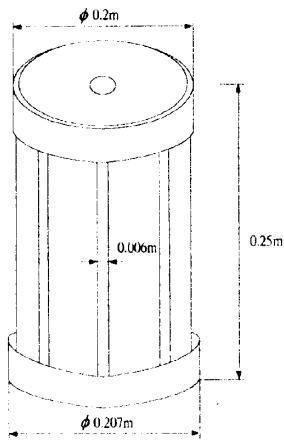
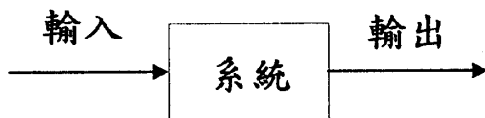
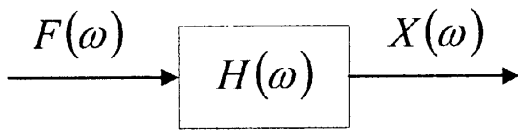


圖 2、簡化尺寸圖形



系統物理參數： ρ, E, ν
 模態參數： $\omega_n, \{\phi_n\}$

(a) 模態分析



$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega)$$

(b) 簡諧響應分析

圖 3、典型的振動問題分析方塊圖

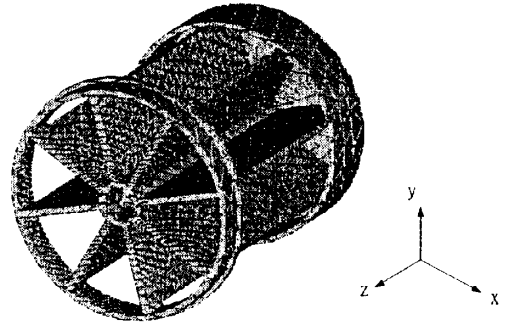


圖 4、有限元素模型

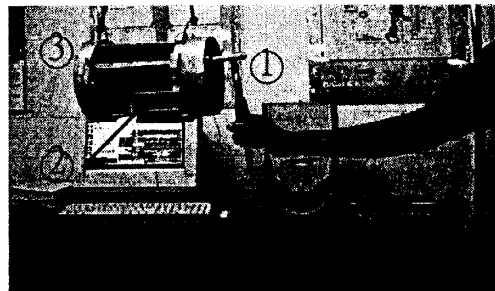
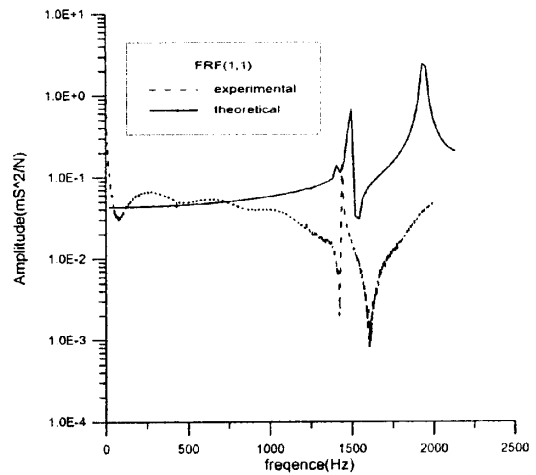
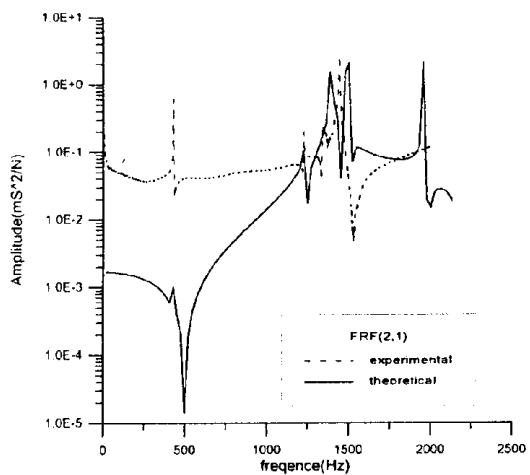


圖 5、敲擊示意圖

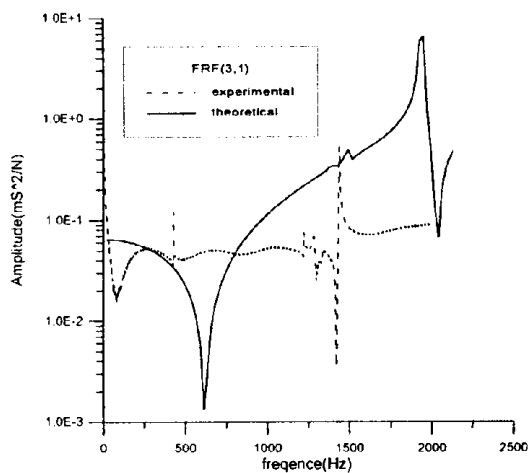


(a) 環(x方向)之響應函數(FRF) $H_{1,1}$

圖 6、理論與實驗之響應函數比較圖



(b) 葉片(y方向)之響應函數(FRF) $H_{2,1}$



(c) 頂面(z方向)之響應函數(FRF) $H_{3,1}$

圖 6、理論與實驗之響應函數比較圖(續)

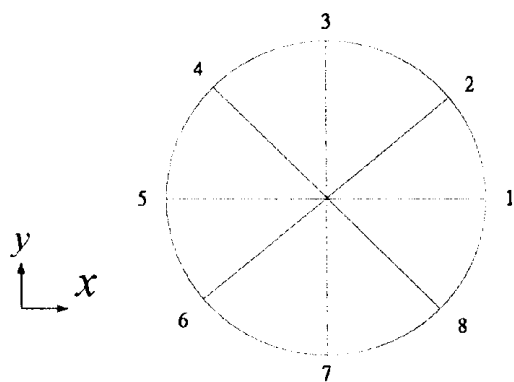


圖 7、音圈葉片編號方式