

迴轉式壓縮機本體組合結構之模型驗證

王栢村¹、吳秉修¹、林建敦¹、林聖傑¹、陳金龍²、謝長鴻²

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系

² 瑞智精密股份有限公司

*通訊: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

迴轉式壓縮機應用於一般常見之冷氣機，主要由壓縮機本體及儲液瓶所組合而成。本文主要發展迴轉式壓縮機本體之理論有限元素模型，並探討其結構振動模態特性，以利於壓縮機後續噪音之輔助診斷分析。壓縮機本體結構的組裝過程分層次進行模型驗證，將每一個零組件以及每一層次的組裝結構，分別進行有限元素分析與實驗模態分析，比較理論分析與實驗得到之模態參數，驗證有限元素模型的正確性，並了解各層次組裝對壓縮機本體結構的影響，以及建立壓縮機本體結構組裝方式之接觸模擬技術，最後完成迴轉式壓縮機本體組合結構之等效分析模型，有助於運轉中壓縮機之振動噪音輔助診斷。

關鍵字：實驗模態分析、有限元素分析、模型驗證、迴轉式壓縮機。

1. 前言

現今全球產業開發新產品技術越來越快，因此縮短產品開發時程為首要條件，藉由理論分析及實驗模態分析兩個手法交互使用，得到等效於實際結構的數學模型，之後將等效於實際結構的數學模型作為虛擬測試的基礎模型，以縮短開發新產品時程、開發成本。

壓縮機在產業界應用相當廣泛，除了應用於冷氣機、空調機外，還應用於熱泵系統，壓縮機在運轉過程中產生惱人之噪音，使人工作效率降低、浮躁等負面影響。而噪音來源可能逆止閥片撞擊聲、排氣室氣流、液氣分離器之吸排氣等不同方式。

利用理論分析方法與實驗量測手法建立起噪音診斷流程，並藉由噪音診斷流程有效的找出迴轉式壓縮機可能之異音來源，針對產生異音之零件進行設計變更，使得整體壓縮機在性能、品質、可靠性皆能得到提升。若要診斷出壓縮機之噪音，必須瞭解其壓縮機之振動與發聲機制，因此參考以有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)搭配實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)，進行壓縮機之噪音特性探討的相關文獻，並從中了解其診斷噪音之方法。

針對結構之模擬與驗證(model validation)，有許多關於不同結構之模擬與驗證的研究方法之文獻，胡

等人[1] 探討機車車架之振動特性，對機車車架進行實驗模態分析與理論有限元素分析，以求得模態參數，將其進行比較驗證，由頻率響應函數與關聯性函數進行探討其自然頻率誤差及模態振型之對應性，進而確認理論有限元素模型等效於實際結構。王等人[2] 對迴轉式壓縮機中儲液瓶零件進行實驗測得零件的密度及模態參數，並利用自然頻率與楊氏係數、密度之間的關係進行驗證分析，求得到壓縮機儲液瓶零件得等效楊氏係數，王等人[3]也對迴轉式壓縮機中泵組零件進行模型驗證，利用堆疊概念將泵組零件分層次進行模型驗證，首先對泵零件再到泵組合結構進行模型驗證，得到貼近於實際結構的等效分析模型。透過模型驗證的程序，了解到各層次組合對結構的影響，最後得到等效於實際結構之數學模型。王等人[4] 採用有限元素分析配合實驗模態分析，對激振器之音圈結構進行模型驗證，運用理論有限元素分析配合實驗模態分析針對激振器之音圈結構進行驗證，確認理論分析之模型是否等效於實際結構，有助於後續之設計變更與響應預測。

對於結構之振動噪音(vibration and noise)，關於不同結構之振動噪音的輔助診斷相關之研究，唐[5]為了結合高EER 效能與低噪音之特性，針對渦捲式壓縮機進行設計與改良，初步驗證結果其噪音源可分為逆止閥片撞擊聲、排氣室氣流噪音及渦卷泵機構振動所產生之噪音，經過改良後之壓縮機其噪音值由71dBA 降至62dBA，達到高EER、低噪音、低振動的目標。王等人[6] 針對迴轉式壓縮機分別進行receiver test 與run-up test 並進行比較，以求得壓縮機振動噪音頻帶以及可能引發該噪音頻帶的結構自然頻率。Li *et al.* [7] 探討旋轉式壓縮機之液氣分離器對總噪音之影響，為了減少噪音，進而對結構進行理論有限元素分析及實驗模態分析，了解旋轉式壓縮機的振動噪音特性。

本文為確認壓縮機本體結構之理論有限元素模型等效於實際結構，藉由將壓縮機本體結構分層次組合模型驗證，藉由堆疊的概念，一層一層的完成壓縮機本體次組件之模型驗證流程，並建立起接觸模擬的技術，以利於後續壓縮機噪音診斷及改良結構進行虛擬測試。

2. 壓縮機本體次組合結構層次之模型驗證

圖 1 為模型驗證流程圖，模型驗證主要分為有限元素分析以及實驗模態分析，由有限元素分析進行結構的模態分析，以得到結構之自然頻率及模態振型，以結構的模態特性進行實驗模態分析合適之佈點規劃，透過理論與實驗得到的模態參數比對，模態參數包括結構自然頻率與模態振型皆有合理對應才算是完成模型驗證。但因壓縮組合結構零件過多，導致無法了解零件組合成整體對壓縮機組合結構所造成的影響，故採用逐一零件驗證的方式進行。

圖 2 為壓縮機組合結構模型驗證層次圖，將壓縮機本體組合結構拆解成主要三種組合結構進行驗證，包含轉子成品組、定子成品組、泵成品組，已逐一組合堆疊的概念進行模型驗證，以了解每一層次組合對壓縮基本體組合結構的影響。

首先進行各單體的模型驗證，完成後再進行組合結構的模型驗證。透過單體模型驗證可得到單體等效於實際結構之有限元素模型以及單體正確之材料參數後，之後再進行組合結構的模型驗證及接觸參數的修整。表 1 為壓縮機本體組合結構、實驗與分析模型總表，迴轉式壓縮機本體組合結構由頂蓋、底蓋、腳架、本體外殼、定子成品組、泵成品組等結構所組成，每一層次的成品零件皆執行 EMA 與 FEA，確認過材料參數以及收斂性分析。運用 Solidworks 繪圖軟體繪製每一零件與組件之數學模型，並匯入有限元素分析進行模態分析獲得其有限元素模型(Finite Element Model, FEM)，並由理論模態分析(Theoretical Modal Analysis, TMA)所得到之結構模態參數進行實驗之佈點規劃，據以進行完整模態分析，求的實際結構之模態參數。

3. 理論有限元素分析與實驗模態分析

本節針對有限元素分析及實驗模態分析進行說明，首先說明有限元素分析，選用立體元素(SOLID186、SOLID187)、接觸元素(CONTACT174、TARGET170)之接觸對(Contact Pair)，表 2 為壓縮機組合結構零件材料參數表，每個組合的零組件皆進行過校正材料的楊氏係數，確認過分析結果與實際結構的真實性。


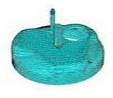
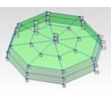


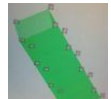


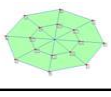

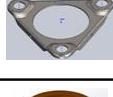
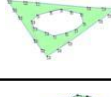

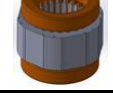
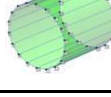

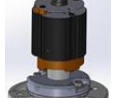
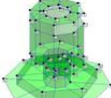


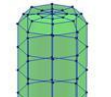
表 3 為壓縮機組合結構接觸形式表，壓縮機本體結構組合是將轉子成品組、泵成品組、定子成品組、頂蓋、底蓋以及腳架經由熱套(緊配合)、焊接等方式與壓縮機本體外殼接合。首先說明各成品組間接觸型式，包含定子成品、轉子成品組以及泵成品組，在定子成品的在數學模型假設為彈性接觸、一體成型這兩種接觸情況，銅繞線組透過卡在矽鋼片組的凹槽方式固定於矽鋼片組上；矽鋼片與矽鋼片間以鉚接方式結合成定子組；接著說明轉子成品組間接觸形式，轉子成品組為一體成型，在轉子部分零件間以鉚釘方式固定，故假設為一體成型；泵成品組主要為一體成型及滑動接觸，上支座、缸體、下支座間以螺栓鎖固結

合，而在軸與缸體間在實際上為可以旋轉滑動固在數學模型假設上是為滑動接觸。

有限元素模型之元素分割上採 free mesh 割成 200429 個元素以及 271267 個節點，並模擬自由邊界且無外力負荷，進行理論模態分析求得模態參數。

接著說明實驗模態分析，圖 3(a) 為實驗儀器連接示意圖，儀器選用有頻譜分析儀(SigLab)、衝擊錘(PCB 086C03)、單軸向加速度規(ENDEVCO 27AM1-10)、筆記型電腦等。圖 3(b) 實際實驗量測示意圖，採用懸吊方式模擬自由邊界。分別對壓縮機本體各層次之組合結構進行規劃實驗量測點數，藉由實驗量測獲得的頻率響應函數(FRF)匯入曲線嵌合軟體，求得壓縮機本體結構各層次之實際模態參數，包含自然頻率、模態振型及模態阻尼比。

表 1、壓縮機組合結構實際結構、實驗與分析模型總表

| 結構名稱 | 實際結構 | FE Model | 實驗佈點規劃 |
|------------|---|---|---|
| 頂蓋 |  |  |  |
| 壓縮機外殼 |  |  |  |
| 底蓋 |  |  |  |
| 腳架 |  |  |  |
| 定子成品組 |  |  |  |
| 轉子成品組與泵成品組 |  |  |  |
| 壓縮機本體 |  |  |  |

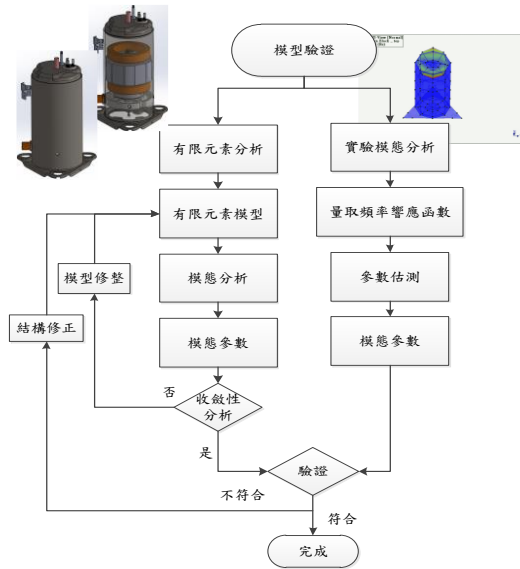


圖 1、模型驗證流程圖

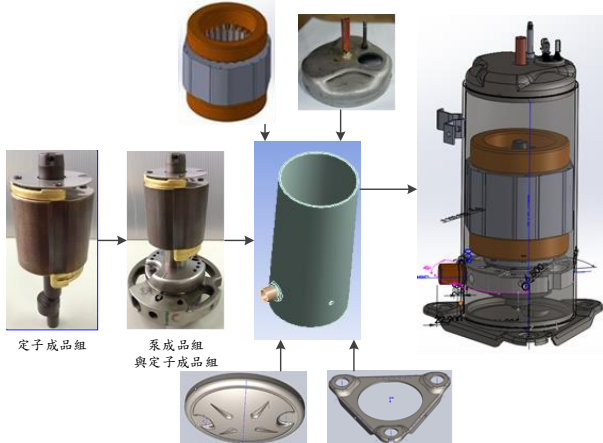
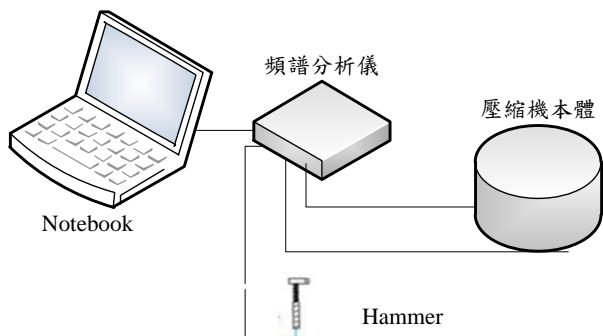
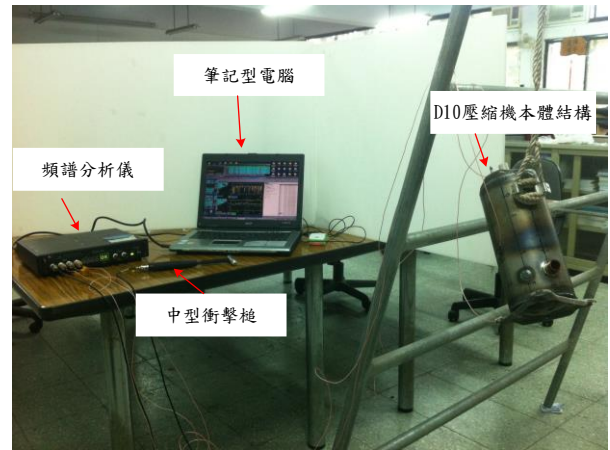


圖 2、壓縮機組合結構模型驗證層次圖



(a) 實驗儀器架構圖

圖 3、壓縮機本體實驗架構示意圖



(b) 實際實驗量測示意圖

圖 3、壓縮機本體實驗架構示意圖(續)

表 2、壓縮機組合結構零件材料參數表

(a) 泵成品單一零組件總表

| 泵(Pump)零組件名稱 | B01-上支座 | B02-下支座 | B03-缸體 | B04-軸 |
|------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7243.65 | 6858.70 | 7095.88 | 7099.72 |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 125.8 | 145.0 | 141.5 | 198.9 |
| 蒲松比 | 0.29 | 0.29 | 0.29 | 0.28 |
| 泵(Pump)零組件名稱 | B05-環 | B06-葉片 | B07-消音罩 | |
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7219.42 | 8075.47 | 7850.77 | |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 134.6 | 145 | 145.0 | |
| 蒲松比 | 0.29 | 0.24 | 0.29 | |

(b) 轉子成品組單一零組件總表

| 轉定子零組件名稱 | R01-頂配重塊 | R02-底配重塊 | R03-油分離器 |
|------------------------------|----------|----------|------------|
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 8461.2 | 8459.2 | 7924.1 |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 103.5 | 100.0 | 188.0 |
| 蒲松比 | 0.28 | 0.28 | 0.28 |
| 轉定子零組件名稱 | R04-端板 | R05-磁鐵 | R06-三分之三轉子 |
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7903.9 | 7660.8 | 7610.1 |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 190.0 | 204.0 | 41.5 |
| 蒲松比 | 0.28 | 0.28 | 0.28 |

(c) 定子單一零組件總表

| 定子零件名稱 | M01-定子矽鋼片 | M04-三分之三定子 |
|------------------------------|-----------|------------|
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7537.1 | 7537.1 |
| 楊氏係數 (GPa)-參考值 | 450.0 | 343.0 |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 343.0 | 155 |

(d) 本體外殼單一零組件總表

| 本體外殼零組件名稱 | C01-頂蓋 | C02-本體 | C03-底蓋 | C04-銅內管 |
|------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7911.59 | 7786.5 | 7873.5 | 8960.09 |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 186 | 186 | 217.0 | 103.2 |
| 蒲松比 | 0.28 | 0.28 | 0.28 | 0.28 |
| 本體外殼零組件名稱 | C05-壓絲 | C06-托架 | C07-腳架 | |
| 實驗材料密度: (kg/m ³) | 7850.04 | 7872.31 | 7899.88 | |
| 楊氏係數 (GPa)-校正後 | 195 | 100.0 | 225.0 | |
| 蒲松比 | 0.28 | 0.28 | 0.28 | |

表 3、壓縮機組合結構接觸形式表

| 實際接觸情況 | | 區域 | 數學模型假設 |
|---------|------|-------------|--------|
| 定子成品組 | 同體 | 銅繞線外圍與內圍 | 一體成形 |
| | 彈性接觸 | 定子成品組與同繞線內圍 | 彈性接觸 |
| 熱套(緊配合) | | 定子成品組與本體外殼 | 一體成形 |
| 熱套(緊配合) | | 轉子成品組與軸 | 一體成形 |
| 鉚接 | | 油分離器與鉚釘 | 一體成形 |
| | | 底配重塊與鉚釘 | |
| 轉子成品組 | 滑動接觸 | 油分離器與頂配重塊 | 一體成形 |
| | | 頂配重塊與上端版 | |
| | | 上端板與轉子成品 | |
| | | 轉子成品與下端板 | |
| 滑動接觸 | | 軸與上支座 | 滑動接觸 |
| 泵成品組 | 滑動接觸 | 閥片與護片 | 滑動接觸 |
| | | 閥片與上支座 | |
| | | 其他滑動件 | |
| 焊接 | | 上蓋與本體外殼 | 一體成形 |
| | | 下蓋與本體外殼 | |
| | | 本體外殼與腳架 | |

4. 結果與討論

表 4(a) 為壓縮機本體外殼與定子成品組組合之模型驗證自然頻率總表，表 4(b) 局部模態振型對應表。由自然頻率總表中，可以看出此層次模態主要為本體外殼之模態，在本體外殼的物理意義解讀是以 (r, θ, y) 三方向解讀， r 為徑向的方向， θ 為圓環的方向， y 為軸向的方向，其自然頻率誤差最大值為 -7.98% ，最小值誤差為 0.01% ，且在此層次自然頻率誤差平均 (ε_{avg}) 為 -1.17 ，自然頻率誤差平方平均根 (ε_{rms}) 為 3.56% ，由結果得知在壓縮機本體外殼與定子成品組的模型驗證成功。

表 5(a) 為轉子成品組與軸之模型驗證自然頻率總表，表 5(b) 為局部模態振型對應表。由自然頻率總表中，可以看出此層次模態主要為轉子成品組的油分離器的模態及軸的彎曲模態，其自然頻率誤差最大值为 21.88% ，最小值為 3.18% ，在此層次 ε_{avg} 為 1.30% ， ε_{rms} 為 9.08% 。在轉子成品組與軸的模型驗證結果可得知在此層次的模型驗證除幾個自然頻率誤差偏大外，其餘自然頻率誤差均在合理範圍內。

表 6(a) 為轉子成品組、泵成品組與軸之層次模型驗證自然頻率總表，表 6(b) 為局部模態振型對應表。由自然頻率總表中，可得知在此層次的主要模態為油分離器彎曲模態、轉子膨脹模態及消音罩半邊模態，其自然頻率誤差最大值为 26.8% ，最小值誤差為 $.72\%$ ，且在此層次 ε_{avg} 為 11.08% ， ε_{rms} 為 14.34% ，轉子成品組與定子成品組的模型驗證除幾個自然頻率誤差偏大外，其餘自然頻率誤差均在合理範圍內。

表 7(a) 為本體外殼與定子成品組、轉子成品組、泵成品組之模型驗證自然頻率總表，表 7(b) 為局部模態振型對應表。由自然頻率總表中，可得知此層次的主要模態為壓縮機本體內部模態，其自然頻率誤差最大值为 21.78% ，最小值誤差為 0.32% ，且在此層次 ε_{avg} 為 3.48% ， ε_{rms} 為 10.75% ，壓縮機本體外殼與定子成品組、轉子成品組、泵成品組的模型驗證除幾個自然頻率誤差偏大外，其餘自然頻率誤差均在

合理範圍內。

表 8(a) 為壓縮機本體組合結構之模型驗證自然頻率總表，表 8(b) 為局部模態振型對應表。由自然頻率總表中，可得知本體組合結構的主要模態為腳架彎曲模態及內部油分離器模態，其自然頻率誤差最大值为 3.01 ，最小值誤差為 0.13% ，且在此組合層次 ε_{avg} 為 -1.08% ， ε_{rms} 為 3.74% 。壓縮機本體組合結構為多種成品組合而成，且在 ε_{avg} 、 ε_{rms} 上均比其他層次的模型驗證小，壓縮機本體組合結構的模型驗證成功。

表 9 為各層次模型驗證之頻率誤差比較，而 ε_{avg} 為分析與實驗所得各模態自然頻率之平均誤差； ε_{rms} 為自然頻率誤差平方平均根， ε_{avg} 與 ε_{rms} 值所代表意義為理論與實際結構的等效度，其值越小代表越等效於實際結構。經由排除幾個異常模態後，得到新的 ε_{avg} 、 ε_{rms} ，而 ε_{avg} 誤差 6.0% 以內、 ε_{avg} 均在誤差 6.4% 以內，代表與實際結構相當貼近，初步判定異常模態的發生為接觸設定合理度不夠。且在後續的整體壓縮機組合結構中的模型驗證中模態誤差在 4% 的範圍內，整體壓縮機本體結構的模型驗證成功。

表 4、壓縮機本體外殼與定子成品組組合模型驗證結果表

(a) 理論與實驗自然頻率總表

| EMA | | 修正後 FEA | | 修正後自然頻率誤差(%) | 阻尼比(%) | 累計平均阻尼比(%) | 物理意義 |
|-------------------------------------|----------|---------|----------|--------------|--------|------------|-----------------|
| 模態 | 自然頻率(Hz) | 模態 | 自然頻率(Hz) | | | | |
| E-01 | 1075.6 | F-02 | 1139.6 | 5.95 | 1.7142 | 1.7142 | 本體(0,y)=(2,2) |
| E-03 | 2125.1 | F-03 | 1972.3 | -7.19 | 0.4358 | 0.9105 | 本體(0,y)=(2,2) |
| E-04 | 2156.6 | F-04 | 1984.5 | -7.98 | 0.4017 | 0.7833 | 本體(0,y)=(2,2) |
| E-05 | 2329.1 | F-07 | 2267.9 | -2.62 | 0.1678 | 0.6602 | 本體頂端(0,y)=(3,1) |
| E-06 | 3303.2 | F-09 | 3172.6 | -3.95 | 0.3146 | 0.6026 | 本體(0,y)=(2,3) |
| E-07 | 3393.8 | F-10 | 3214.7 | -5.27 | 0.4045 | 0.5743 | 本體(0,y)=(2,3) |
| E-08 | 3446.4 | F-11 | 3457.1 | 0.31 | 0.145 | 0.5206 | 本體底端(0,y)=(4,1) |
| E-09 | 3468.4 | F-12 | 3493.6 | 0.72 | 0.1812 | 0.4829 | 本體底端(0,y)=(4,1) |
| E-10 | 3579.5 | F-13 | 3594 | 0.41 | 0.2632 | 0.4609 | 本體頂端(0,y)=(4,1) |
| E-11 | 3594.1 | F-14 | 3594.3 | 0.01 | 0.1143 | 0.4294 | 本體頂端(0,y)=(4,1) |
| E-15 | 5415.5 | F-19 | 5404.7 | -0.19 | 0.2124 | 0.3892 | 本體底端(0,y)=(5,1) |
| E-16 | 5513.2 | F-23 | 5569.4 | 1.02 | 0.1163 | 0.3722 | 本體頂端(0,y)=(5,1) |
| 自然頻率誤差平均值(ε_{avg}) | | | | -1.17 | | | |
| 自然頻率誤差平方平均根值(ε_{rms}) | | | | 3.56 | | | |

(b) 理論與實驗模態振型對應表

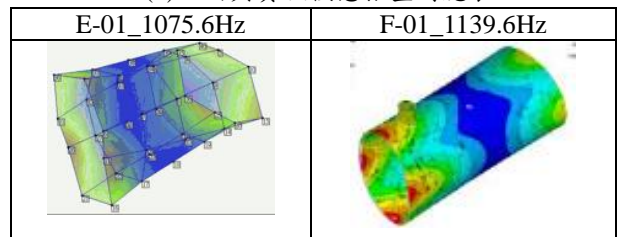


表 5、轉子成品組與軸之模型驗證結果
(a) 理論與實驗自然頻率總表

| 模態 | EMA | | 修正後FEA | | 修正後自然頻率誤差(%) | 阻尼比(%) | 累計平均阻尼比(%) | 物理意義 |
|---------------------|----------|------|----------|----|--------------|--------|------------|-------------------------|
| | 自然頻率(Hz) | 模態 | 自然頻率(Hz) | 模態 | | | | |
| E-01 | 1300.9 | F-01 | 1217.4 | | -6.42 | 0.611 | 0.611 | 油分第一彎曲模態_local |
| E-02 | 1603 | F-02 | 1954.1 | | 21.88 | 0.2258 | 0.4184 | 軸的第一彎曲模態_X |
| E-03 | 2068.1 | F-03 | 1957.3 | | -5.36 | 0.6306 | 0.4891 | 軸的第一彎曲模態_X轉子側向模態_Y |
| E-04 | 2901.9 | F-04 | 2805.6 | | -3.32 | 1.201 | 0.6671 | 油分第二彎曲模態_local |
| E-05 | 4926.2 | F-05 | 4554.8 | | -7.54 | 1.0508 | 0.7438 | 油分(θ)=0(1)模態_local |
| E-06 | 5155.8 | F-06 | 5319.6 | | 3.18 | 0.0027 | 0.6203 | 油分離子半邊(θ)0(1,1)模態_local |
| E-07 | 5391.9 | F-07 | 5644.9 | | 4.69 | 0.4687 | 0.5987 | 軸的第二彎曲模態_local |
| E-08 | 5559.6 | F-08 | 5743.8 | | 3.31 | 1.1038 | 0.6618 | 軸的第二彎曲模態_local |
| 自然頻率誤差平均值(ε avg) | | | | | 1.30 | | | |
| 自然頻率誤差平方平均根值(ε rms) | | | | | 9.08 | | | |

(b)理論與實驗模態振型對應表

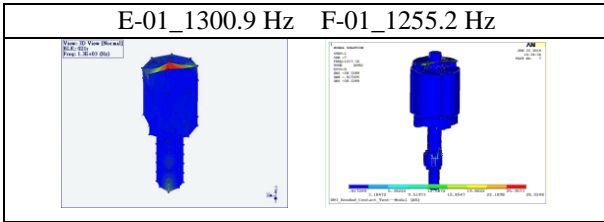


表 6、轉子成品組、泵成品組與軸之模型驗證結果
(a) 理論與實驗自然頻率總表

| 模態 | EMA | | 修正後FEA | | 修正後自然頻率誤差(%) | 阻尼比(%) | 累計平均阻尼比(%) | 物理意義 |
|---------------------|----------|------|----------|----|--------------|--------|------------|------------------|
| | 自然頻率(Hz) | 模態 | 自然頻率(Hz) | 模態 | | | | |
| E-01 | 862.65 | F-02 | 1059.3 | | 22.79 | 0.7553 | 0.7553 | |
| E-02 | 1092.9 | F-03 | 1100.8 | | 0.72 | 2.0469 | 1.4011 | |
| E-03 | 1278 | F-04 | 1382.6 | | 8.18 | 0.8513 | 1.2178 | 油分第一彎曲模態_Z_local |
| E-05 | 2275.3 | F-07 | 2885.2 | | 26.8 | 1.3151 | 1.1642 | 油分第二彎曲模態_Z_local |
| E-07 | 2899.4 | F-08 | 3075.4 | | 6.07 | 0.9139 | 1.0875 | 油分第二彎曲模態_Z_local |
| E-08 | 4865.2 | F-10 | 5054.2 | | 3.88 | 0.3104 | 0.9904 | 轉子膨脹模態消音罩半邊模態_Z |
| E-09 | 5330.9 | F-12 | 5816 | | 9.09 | 0.2037 | 0.9029 | 油分半邊彎曲模態_Z_local |
| 自然頻率誤差平均值(ε avg) | | | | | 11.08 | | | |
| 自然頻率誤差平方平均根值(ε rms) | | | | | 14.34 | | | |

表 6、D05 層次模型驗證結果(續)

(b)理論與實驗模態振型對應表

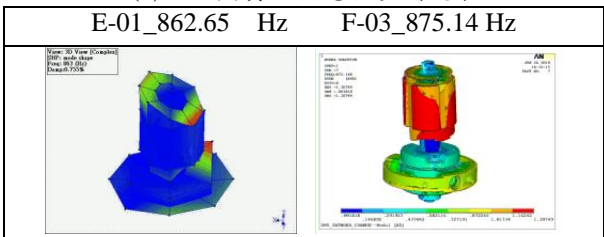


表 7、壓縮機本體、定子成品組、轉子成品組、泵成品組之模型驗證結果

(a) 理論與實驗自然頻率總表

| 模態 | EMA | | 修正後FEA | | 修正後自然頻率誤差(%) | 阻尼比(%) | 累計平均阻尼比(%) | 物理意義 |
|---------------------|----------|------|----------|----|--------------|--------|------------|---------------------|
| | 自然頻率(Hz) | 模態 | 自然頻率(Hz) | 模態 | | | | |
| E-01 | 415.25 | F-02 | 394.82 | | -4.91 | 3.2722 | 3.2722 | 本體頂端(θ,y)-(2,1) |
| E-02 | 749.59 | F-05 | 752.01 | | 0.32 | 1.0306 | 2.1514 | 本體頂端偽移模態 |
| E-03 | 881.08 | F-06 | 937.56 | | 6.41 | 0.6693 | 1.6574 | 本體頂端振動模態 |
| E-04 | 902.86 | F-07 | 1099.5 | | 21.78 | 2.1268 | 1.7747 | 本體頂端振動模態 |
| E-05 | 1778.1 | F-14 | 1668.2 | | -6.18 | 2.973 | 2.0144 | 本體外殼無振動內部油分第一彎曲模態_Y |
| 自然頻率誤差平均值(ε avg) | | | | | 3.48 | | | |
| 自然頻率誤差平方平均根值(ε rms) | | | | | 10.75 | | | |

表 7、壓縮機本體、定子成品組、轉子成品組、泵成品組之模型驗證結果(續)

(b)理論與實驗模態振型對應表

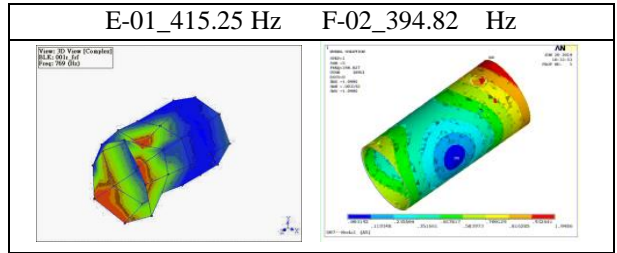


表 8、壓縮機本體組合結構之模型驗證結果

(a) 理論與實驗自然頻率總表

| 模態 | EMA | | 修正後FEA | | 修正後自然頻率誤差(%) | 阻尼比(%) | 累計平均阻尼比(%) | 物理意義 |
|---------------------|----------|------|----------|----|--------------|--------|------------|----------------------------|
| | 自然頻率(Hz) | 模態 | 自然頻率(Hz) | 模態 | | | | |
| -- | -- | F-01 | 281.94 | | -- | -- | -- | 本體外殼無振動 |
| E-01 | 414.2 | -- | -- | | -- | 3.4825 | 3.4825 | |
| -- | -- | F-02 | 753.75 | | -- | -- | -- | 本體外殼上半部右方振動模態 |
| E-02 | 940.6 | F-03 | 942.1 | | 0.13 | 0.9492 | 2.2159 | 腳架彎曲模態_local |
| E-05 | 1198.2 | F-04 | 1120.6 | | -6.5 | 0.4808 | 1.1813 | 腳架彎曲模態_Z_local |
| E-06 | 1313.1 | F-06 | 1352.6 | | 3.01 | 0.7248 | 1.1052 | 腳架彎曲模態_Globa內部油分離器第一彎曲模態_Z |
| E-07 | 1506 | F-07 | 1477.1 | | -1.92 | 1.0265 | 1.094 | 腳架彎曲模態_Globa內部油分離器第一彎曲模態 |
| E-08 | 1827.5 | F-12 | 1844.9 | | 0.95 | 0.3706 | 1.0035 | 腳架彎曲模態_Y |
| 自然頻率誤差平均值(ε avg) | | | | | -1.08 | | | |
| 自然頻率誤差平方平均根值(ε rms) | | | | | 3.74 | | | |

(b)理論與實驗模態振型對應表

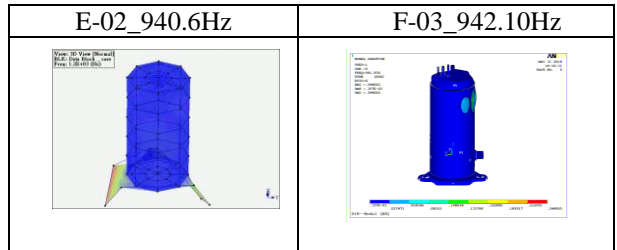


表 9、各層次模型驗證之頻率誤差比較

| 組合層次 | 所有模態 | | 排除異常模態 | | 備註 |
|-----------------------|-------|-------|--------|-------|-------------|
| | εavg% | εrms% | εavg% | εrms% | |
| 本體外殼、定子成品組 | -1.17 | 3.56 | | | 無異常模態 |
| 轉子成品組 | 1.30 | 9.08 | 1.64 | 5.08 | 排除E-02 |
| 轉子成品組、泵成品組 | 11.08 | 14.08 | 5.59 | 6.36 | 排除E-01、E-05 |
| 本體外殼、定子成品組、轉子成品組、泵成品組 | 3.48 | 10.75 | -1.09 | 5.09 | 排除E-04 |
| 壓縮機本體組合結構 | -1.08 | 3.78 | | | 無異常模態 |

5. 結論

本文經由壓縮機本體各逐一組分件逐一進行理論有限元素分析以及實驗模態分析相互比對，且兩者之模態參數結果相互合理對應下，其本文總結如下：

1. 了解壓縮機本體之振動模態特性，以便後續如欲進行設計變更時可供作為設計參考、輔助作為壓縮機噪音振動診斷之探討。
2. 運用不同的接觸模擬設定，建立起壓縮機本體結構接觸模擬技術，如：熱套、鉚接、焊接及滑動接觸等不同組裝介面的接觸。
3. 藉由模型驗證之流程，得壓縮機本體組合結構各逐一組分件之等效於實際結構之理論有限元素模型。
4. 可以提供後續迴轉式壓縮機之模型驗證，包含

其壓縮機本體組合結構及儲液瓶組合結構。

6. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 101 年度產學合作計畫「冷媒壓縮機噪音評價與異音診斷流程之建置與應用」，經費補助，特此致謝。

7. 參考文獻

- [1] 胡惠文，高宗華，陳力齊，2009，「機車車架結構之模態實驗分析與有限元素模型驗證」，第十七屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台北，論文編號：C-02。
- [2] 王栢村，吳秉修，林建敦，周建中，陳金龍，2013，「儲液瓶單一零組件之模型驗證與材料參數探討」，北京科技大學第八屆學術交流研討會，屏東，論文編號：B25。
- [3] 王栢村，林建敦，吳秉修，陳金龍，徐維良，謝長鴻，2014，「迴轉式壓縮機之泵零件與組件模型驗證」，第二十二屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，彰化，論文編號：B2-2。
- [4] 王栢村，林政煌，2003，「激振器音圈結構之實驗模態分析與模型驗證」，第二十屆機械工程研討會，台北，529-536 頁。
- [5] 唐光德，2001，「渦卷式壓縮機噪音改善」，機械月刊，第2卷，第10期，第240-247頁。
- [6] 林鴻裕，王栢村，吳志興，1992，「迴轉機械內部噪音源的確認」，第七屆全國技術及職業教育研討會，台灣，第7卷，第2期，第127-133頁。
- [7] Li, L., and Wu, J., 2008, “ Noise Reduction of Accumulators for R410A Rotary Compressors ”, *International Compressor Engineering Conference*, IN, USA, Paper 1857.

Model Verification of Assembly Structures for Rotary Compressor Body

Bor-Tsuen Wang¹, Bing-Hsiu Wu¹, Chien-Tui Lin¹,
Sheng-Jie Lin¹, Chin-Lung Chen², Chang-Hung Hsieh²

¹ Department of Mechanical Engineering,
National Pingtung University of Science and
Technology

²Rechi Precision Co., LTD

*Email:wangbt@mail.npust.edu.tw

Abstract

Rotary compressors have been used in air conditioners, mainly composed by the compressor body and the reservoir bottle. This work aims to develop the finite element model of the rotary compressor body to discuss its structural vibration characteristics and so forth to assist in noise and vibration diagnosis for the rotary compressor. There are ten stages to assemble the compressor body and carried out model verification for each stage, respectively. Every component of compressor body and each stage of assembly structure are, respectively, performed by finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) to validate the FE models by comparing the theoretical and experimental modal parameters. The equivalent FE model of compressor body, in particular for contact simulations for different types of assembly methods, can then be validated. The analytical model can be useful for noise and vibration diagnosis of rotary compressor.

Keywords: Finite Element Analysis (FEA), Experimental Model Analysis (EMA), Model Verification, Rotary Compressor.