

應用CAE於迴轉式壓縮機之噪音診斷

王栢村¹、林建敦¹、吳秉修¹、陳柏偉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

迴轉式壓縮機的噪音來源與結構的振動是值得關注的，本文目的是診斷調查典型迴轉式壓縮機之噪音問題，進行了收受端與路徑端之量測。在收受端量測結果得出外殼的噪音量測，確認為主要的噪音貢獻頻帶。結果顯示迴轉式壓縮機在 1000Hz 以及 1600Hz 為主要高噪音頻帶。進一步對壓縮機進行路徑端測試分別為實驗模態分析(EMA)與操作模態分析(OMA)，此外對迴轉式壓縮機結構的有限元素模型進行理論模態分析(TMA)。藉由有限元素分析與實驗模態分析得出的模態參數進行比對驗證，建立出等效於實驗結構的分析模型。壓縮機的模態特性可以利用模態振型來輔助進行噪音診斷，由模態振型得出壓縮機與儲液瓶之間是相對交互作用，可能為噪音貢獻頻帶的原因。未來所建立的有限元素分析模型可作為減少噪音與振動的結構變更設計時的參考依據。

關鍵詞： 1/3 八音頻譜、實驗模態分析、有限元素分析、噪音診斷

1. 前言

市面上壓縮機種類繁多，應用層面相當廣泛，應用於大型空調系統與小型家用或辦公室冷氣機，因此影響的範圍也相當大，壓縮機所產生之振動與噪音問題，也是業界欲解決之重點項目之一，壓縮機噪音源的產生為氣體、流體壓縮、機械部件接觸等引起，以機械結構為例，由於無法從外殼了解內部結構問題，故需藉由有限元素分析以及振動、噪音的量測比對，了解噪音來源。運用次組合方式由單一零件之模型驗證，單一零件驗證成功後，再進行組合件模型驗證，以探討壓縮機各層次對完整組合件的影響，王等人[1]針對迴轉式壓縮機儲液瓶，進行各層次之次組合模型，藉由各層次組合之驗證結果，進行綜合討論，了解各層次結果對於完整儲液瓶是否有任何影響，最後針對完整儲液瓶進行模型驗證，得到等效於實際結構之有限元素模型。為了解材料對於壓縮機結構之振動模態所產生的影響，以分析與實驗方法進行研究探討，王等人[2]對迴轉式壓縮機之儲液瓶單一零組件進行模型驗證，並透過模型驗證流程，探討其不同加工與不同幾何對材料參數之影響。壓縮機振動與噪音之量測需透過分析模擬技術之建構，以分析結果與量測數據進行交叉比對，並以分析為輔助診斷之依據，Jorwekar *et al.* [3]研究製冷壓縮機之泵組零件、汽缸與墊片間進行往復式運動，汽缸之吸入端與排氣端由於製冷劑與氣體跨越吸入閥與排氣室，因此壓力增大，透過有限元素分析，針對汽缸與墊片間之接觸壓力進行改善。Wang *et al.* [4]對複合材料對稱疊層板進行振動特性

探討，透過薄殼元素與立體元素進行模擬分析，兩者結果一致，與實驗進行比較驗證後發現加速規確實有質量效應存在。

透過路徑端與收受端之實驗量測結果，探討壓縮機結構振動與噪音的關聯性，作為系統化之診斷程序。王等人[5]藉由迴轉式壓縮機之振動噪音診斷定制之程序，找出壓縮機高貢獻度頻帶，並以制定之診斷程序與路徑端進行比較，找出可能產生噪音的頻率值，與其對應之模態振型。王等人[6]針對迴轉式壓縮機進行噪音特性之分析，以 Receiver test 以及 Steady test 量測方法進行噪音量測，得知噪音頻譜異因主要的貢獻帶為 30-120 Hz、200-540 Hz、700-900 Hz 及 1050-1600 Hz。Paulauskis [7]對許多噪音問題之相關文獻進行探討，並建立一個在 1/3 八音頻譜中，如何去判斷噪音是否具有純音效應的方法。

本文主要對迴轉式壓縮機之收受端與路徑端量測結果先進行比對，了解壓縮機高噪音頻帶範圍，並進行噪音特性分析，為了找出壓縮機振動最大的位置也藉由路徑端實驗模態分析，得知結構模態振型的動態特性，再藉由 CAE 輔助診斷，建構含接觸元素效應之等效模型，並與實驗量測結果交叉比對，透過分析做為內部結構之輔助診斷找出迴轉式壓縮機之噪音來源。

2. 迴轉式壓縮機之振動與噪音量測

本節針對迴轉式壓縮機振動與噪音量測結果進行說明，圖 1 為聲音傳遞路徑圖，振動源的傳遞可分為結構傳遞與空氣傳遞，因此對不同的噪音傳遞路徑進行量測，主要分為 2 小節，2.1 節為收受端量測結果，2.2 節為路徑端量測結果。

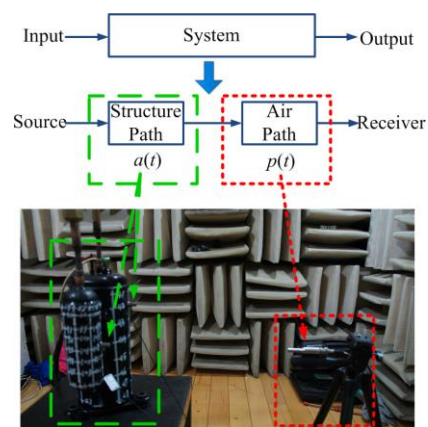


圖 1. 聲音傳遞路徑圖 [5]

2.1 收受端振動與噪音量測

迴轉式壓縮機產生之異音，以加速規與麥克風作為感測器進行量測，針對不同額定轉速穩態運轉下的情況以及由靜止至穩態運轉進行量測，將量測之結果進行噪音特性之分析。

圖 2 為 5400 RPM 之噪音線性頻譜圖，由圖中得知高噪音貢獻度 1000 Hz 頻帶可能是受到第 10、11 及 12 個轉速倍頻所影響(900、990 及 1080 Hz)；而 1600 Hz 頻帶可能是受到第 16、17、18 及 19 個轉速倍頻所影響(1440、1530、1620 及 1710 Hz)。

由圖 3 的 5400 RPM 之 1/3 八音頻譜圖，可知在此轉速中，其總噪音量為 76dBa。由文獻 Paulauskis [7] 所提到，在頻帶 20~125、160~400、500~10000 Hz 之間，若左右頻帶之振幅值差異達 15、8 及 5 dBA 以上，則判斷此頻帶具有純音效應。因此黑色虛線框框所圈選之頻帶範圍，為可能具有純音效應之頻率，有 100、250、400、1000 及 1600Hz，其對應的噪音量分別為 39、44、61、73 及 65dBa。

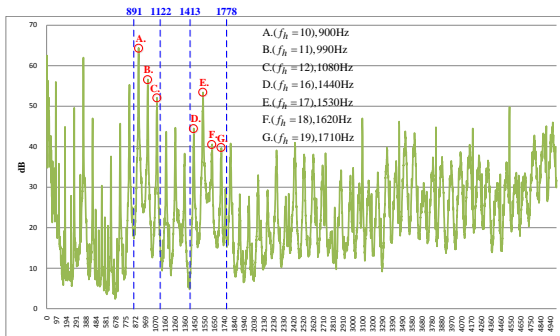


圖 2. 5400 RPM 之噪音線性頻譜圖 [5]

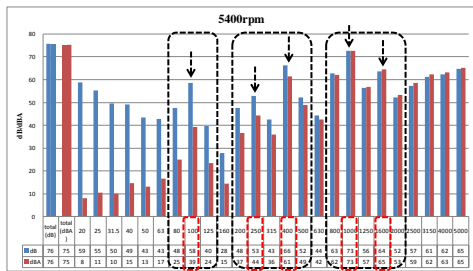


圖 3. 5400 RPM 之 1/3 八音頻譜圖 [5]

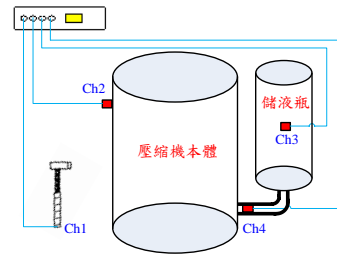
2.2 路徑端之實驗模態分析量測

路徑測試則是以實驗模態分析為主的測試方法，圖 5 為實際路徑測試示意圖，對迴轉式壓縮機之外殼進行量測，並由實驗獲得 132 筆頻率響應函數資料，最後再將資料匯入 ME`scopeVES 曲線嵌合軟體進行曲線嵌合，以獲得壓縮機外殼結構之模態參數，包含自然頻率與模態振型。圖 4 為路徑測試之實驗量測架構與規劃圖，量測儀器包含 1 台頻譜分析儀、1 支衝擊錘以及 3 顆磁吸式加速度計，為獲得壓縮機外殼之模態參數，因此針對壓縮機外殼規劃量測點，包含壓縮機本體 64 個量測點、儲液瓶 64 個量測點，彎管 4 個量測點，共 132 個實驗量測點。量測參數則設定量測頻寬 0-5kHz，頻率解析度 1.56Hz，3 顆磁吸式加速度計則分別架設於壓

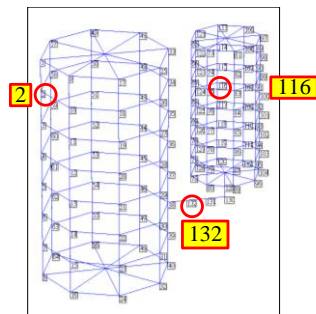
縮機本體、儲液瓶以及彎管上，並以固定磁吸式加速度計，移動衝擊槌的方式進行實驗。由於使用 3 顆磁吸式加速度計進行實驗，因此總共會獲得 3 個獨立之實驗模態分析結果。

為了確認不同轉速下，結構振動特性的一致性，在 5400 轉與 7200 轉的運轉下，加速度規放置壓縮機本體外殼，對迴轉式壓縮機進行操作模態分析，以求得壓縮機在穩定運轉狀態下外殼的模態參數。利用圖 6 之不同轉速下 OMA FRF 重疊圖可觀察出不同轉速下其圖型相似的結果，代表不同的轉速不會影響結構的振動特性。

表 1 為迴轉式壓縮機模態參數對照表，此表僅列出與收受端噪音量測結果比較後，有較高噪音貢獻度 1000 及 1600 Hz 頻帶所對應的中心頻率範圍內之模態，包含自然頻率、模態振型以及振動模態之物理意義，由物理意義可得知，主要為儲液瓶以及壓縮機本體擺動之模態。



(a) 架構圖



(b) 實驗點數規劃圖

圖 4. 路徑測試之實驗量測架構與規劃圖

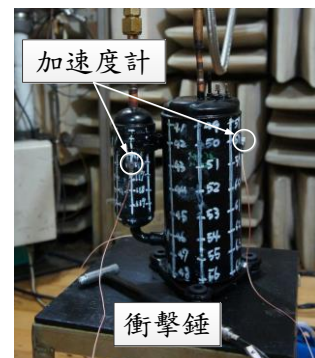


圖 5. 實際路徑測試示意圖

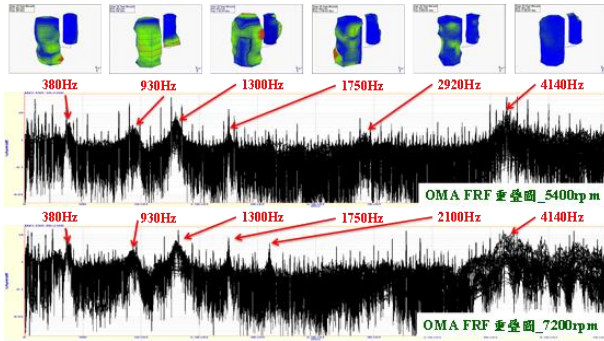


圖 6. 不同轉速下 OMA FRF 重疊圖

表 1. 迴轉式壓縮機模態參數對照表

模態數	自然頻率 (Hz)	模態振型	物理意義
E-12	982.3		壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
E-13	1033.0		壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
E-14	1260.5		儲液瓶下端擺動模態
E-15	1536.3		儲液瓶左右擺動模態
E-16	1732.1		壓縮機本體&儲液瓶(θ,z) = (2,1)&下端擺動模態

3. 迴轉式壓縮機之模型驗證

由圖 1 收受端與路徑端之振動與噪音量測，得知壓縮機高噪音頻帶範圍，以及了解此頻帶內，模態振型之動態特性，但由於無法得知是哪一部份所引起之振動所產生的噪音，因此對結構的有限元素模型進行理論模態分析(TMA)。藉由有限元素分析與實驗模態分析得出的模態參數進行比對驗證，建立起等效於實驗結構的分析模型。而壓縮機的模態特性可以利用模態振型來輔助進行噪音診斷，來確認異音來源。

3.1 有限元素模型

圖 7 為迴轉式壓縮機之實際結構與理論有限元素模型圖，為了解迴轉式壓縮機高噪音頻帶是否為內部元件所產生，因此進行理論有限元素分析，建構起含接觸元素效應之等效於實際結構之理論有限元素模型，接著進行理論模態分析，以獲得結構之理論模態參數，包含自然頻率及模態振型，再接續進行收斂性分析，以確認結構之理論有限元素模型之正確性。

理念有限元素模型之元素的選用為 Solid186(線性

立方體元素)與 Solid187(二次立方體元素)，以及主動接觸元素(CONTA174)與被接觸元素(TARGET170)，共分割 389535 個元素以及 634401 個節點，並將壓縮機本體頂蓋上之銅管與電接頭，設定 Y 方向自由度為 0(UY=0)，儲液瓶與上蓋連接之接續管，設定 Y 方向自由度為 0，以及腳架上 3 個圓孔設定 Y 方向自由度為 0，無外力負荷。

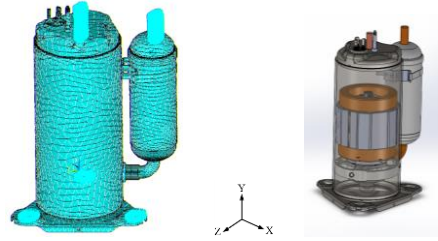


圖 7. 迴轉式壓縮機之理論有限元素模型圖

3.2 模型驗證結果

表 2 為迴轉式壓縮機理論與實驗分析之模態振型對照表，僅列出與實驗模態分析相對應之自然頻率及模態振型比較結果，其中物理意義的解讀方式是以(θ,z)、前後擺動、左右擺動為解讀，θ 為圓環的方向，z 為軸向的方向，由表中可得知，E-12 與 F-02 對應之物理意義為壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態，自然頻率誤差為 4.09%，E-13 以及 F-03 對應為壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態，自然頻率誤差為 6.96%，E-14 與 F-04 物理意義的對應為儲液瓶下端擺動模態，自然頻率誤差為 -7.17%，E-14 及 F-07 模態振型對應為儲液瓶左右擺動模態，自然頻率誤差為 2.63%，E-16 以及 F-10 模態振型對應之物理意義為儲液瓶左右擺動模態，自然頻率誤差為 -6.36%。

表 3 為迴轉式壓縮機理論與實驗分析對應之自然頻率表中得知自然頻率平均誤差(ϵ_{avg})為 1.44，自然平均誤差接近於 0 代表實驗與理論對應很好。自然頻率誤差平方平均根值(ϵ_{rms})為 4.7，數值有在 5 以內代表實驗與理論的自然頻率誤差很小。

表 2. 迴轉式壓縮機理論與實驗分析之模態振型對照表

模態	EMA 振型	模態	FEA 振型	誤差 (%)	物理意義
E-12		F-02		4.09	壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
982.8		1023.0			
E-13		F-03		6.96	壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
1033.0		1105.0			
E-14		F-04		-7.17	儲液瓶下端擺動模態
1260.5		1170.1			
E-15		F-07		2.63	儲液瓶左右擺動模態
1536.3		1576.8			
E-16		F-10		-6.36	儲液瓶左右擺動模態
1732.1		1842.4			

表 3.迴轉式壓縮機理論與實驗分析對應之自然頻率表

Mode	EMA	Mode	FEA	誤差(%)	物理意義
	fn(Hz)		fn(Hz)		
12	982.8	2	1023	4.09	壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
13	1033	3	1105	6.97	壓縮機本體&儲液瓶左右擺動模態
14	1260.5	4	1170.1	-7.17	儲液瓶下端擺動模態
15	1536.3	7	1576.8	2.64	儲液瓶左右擺動模態
16	1732.1	10	1842.4	6.37	儲液瓶左右擺動模態
17	2071	12	2003.6	-3.25	儲液瓶下端擺動模態
18	2128.9	14	2144.1	0.71	儲液瓶下端擺動模態
19	2960	20	2994.5	1.17	壓縮機本體(0, 2)=(2, 1)模態
自然頻率平均誤差 ϵ_{avg}					1.44
自頻率誤差平方平均根 ϵ_{rms}					4.70

4. 迴轉式壓縮機之噪音診斷

本文將收受端量測結果，進行噪音特性分析並與路徑端量測結果進行比對，得知高噪音頻帶內模態振型之特性，同時進行整體迴轉式壓縮機之模型驗證，利用 CAE 建構包含接觸元素效應之等效模型，將振動與噪音量測比對結果與分析所得之模型驗證進行交叉比對，找出壓縮機之噪音來源。

由圖 2 得知，在 5400RPM 轉速下之收受端量測結果進行綜合比較後，對應於中心頻率範圍分別有 891~1122、1122~1413 及 1413~1778Hz 之間，主要的噪音貢獻頻帶範圍分別為 1000、1250 及 1600Hz，並明確由路徑端找出對應之 EMA 模態振型，再以整體壓縮機之模型驗證比對所得表 4 頻率與模態振型的總表來看，主要噪音貢獻頻帶與 EMA 比較對應的頻率為 982.8、1033.0、1260.5、1536.3、1732.1 Hz，皆與分析明確對應。

圖 8 為 EMA 與 FEA 及 OMA 模態振型比較圖，由圖中模態振型可明確得知為壓縮機本體與儲液瓶左右擺動模態，模態作動最大位置在儲液瓶彎管與本體銅管連接處。除了實驗 1260.5 Hz、1536.3 Hz 沒與實驗及 OMA 模態振型沒有明確對應，實驗 1260.5 Hz 模態振型可發現主要為儲液瓶下蓋擺動的模態，以及壓條部份也受到整體振動產生儲液瓶整體的擺動現象，實驗 1536.3 Hz 模態振型，以分析進行輔助診斷來看，整體的模態主要為壓條的模態，而本體為扭轉模態，由於為扭轉因此本體部分沒有明確對應，但儲液瓶的模態為上下擺動的模態，以儲液瓶與彎管部份的振動最大。

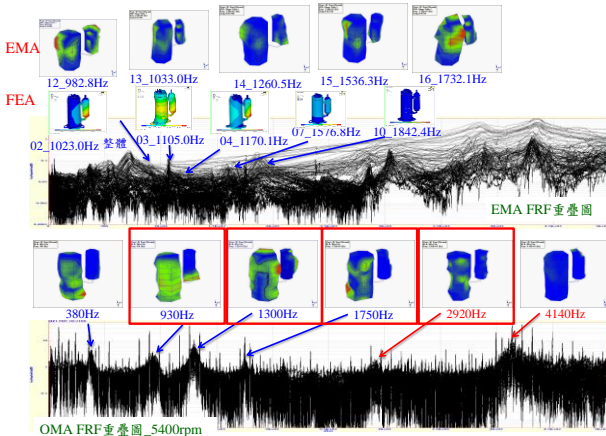


圖 8. EMA 與 FEA 及 OMA 模態振型比較圖

5. 結論

本文應用振動與噪音量測中，所獲得之迴轉式壓縮機的振動與噪音頻譜進行解析，找出壓縮機可能的噪音來源，同時為確認所產生的異音來源，接著利用 CAE 建構含接觸元素效應之等效模型所得到的分析結果與實驗量測比對後，來進行整體壓縮機噪音診斷分析，所得結論敘述如下：

- 壓縮機透過振動與噪音量測，得知高噪音之頻譜範圍 1000 及 1600 Hz，皆有出現較高振動與噪音貢獻之頻率，並透過實驗模態分析，了解動態特性。
- 因振動與噪音實驗量測僅能了解外部結構之振動，因此透過有限元素分析模型建構，作為輔助診斷之依據，並建立含接觸元素效應之分析模擬技術應用於噪音診斷。
- 由分析與實驗量測交叉比對結果，發現產生噪音之振動源，主要並不是內部結構所造成，而是由於壓縮機本體與儲液瓶間，壓條與彎管連接處強度低，而導致壓縮機本體與儲液瓶互動模態為主要的噪音來源。
- 後續可加強結構或是材料上的補強，同時將繼續修正有限元素模型，針對整體迴轉式壓縮機之邊界假設與接觸模擬更接近與實際情況，並可運用此模型之建構方法，針對其他機種進行噪音之輔助診斷用途。

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] 王栢村，林建敦，吳秉修，周建中，陳金龍，2013，「迴轉式壓縮機儲液瓶之模型驗證」，中華民國力學學會年會暨第37屆全國力學會議暨第一屆國際立學會議，新竹，論文編號：E1-234。
- [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」，屏東科技大學暨北京科技大學第八屆學術交流研討會，屏東，論文編號：B25。
- [3] Jorwekar, P. P., Birari, Y. V., and Nadgouda, M. M., 2006, "Cylinder Head Gasket Contact Pressure Simulation for a Hermetic Compressor," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper 1795.
- [4] Hu, H. W., Wang, B. T., Su, J. S., and Lee, C. H., 2004, "Free Vibration Analysis of Composite Symmetrical Laminates Using FEA and EMA," *Proceedings of the 21st National Conference on Mechanical Engineering*, The Chinese Society of Mechanical Engineers, Kaohsiung, pp. 2449-2454.
- [5] 王栢村，葉銘凱，林建敦，吳秉修，周建中，陳金龍，2013，「機械噪音測量和診斷定制程序：迴轉式壓縮機之應用」，中國機械工程學會102年度

年會暨第30屆全國學術研討會，宜蘭，論文編號：
1931。

- [6] 王栢村，謝宗廷，周建中，陳金龍，2012，「迴轉式壓縮機之噪音特性比較分析」，*精密機械與製造科技研討會論文集*，屏東，論文編號：G002。
- [7] Paulauskis. J. A., 1999, "Addressing Noise Problems in Screw Chillers," *ASHRAE Journal*, pp.22-25

Application of CAE to Noise Diagnosis for Rotary Compressor

Bor-Tsuen Wang¹, Chien-Tui Lin¹,
Bing-Hsiu Wu¹, Po-Hao Chen¹,
Chin-Lung Chen², Hsieh-Chang Hung²

¹National Pingtung University of Science &
Technology
Department of Mechanical Engineering
²Rechi Precision Co., LTD

Abstract

Noise emission from rotary compressor is of concern and related to structural vibration. This work aims to investigate and diagnosis the noise problem for a typical rotary compressor. Both the receiver and path tests are carried out, respectively. In receiver test, the emission noise and shell vibration are measured to identify the major contributed noise bands. Results show the critical noise bands are 1000Hz and 1600Hz. The path tests for the compressor are performed by experimental modal analysis (EMA) and operational modal analysis (OMA), respectively. In addition, the finite element (FE) model of the rotary compressor is constructed to perform theoretical modal analysis (TMA). The analytical model can be validated by the comparison of modal parameters and shown reasonably equivalent to the real structure. Modal characteristics of the compressor can be interpreted by the animation of structural mode shapes and used to assist the noise diagnosis. Results show the relative movement between compressor body and accumulator is the critical dynamic problem to incur the possible noise bands. The developed FE model can be helpful in assisting the design modification for the improvement of structure to reduce the noise and vibration levels.

Keywords: Linear auto spectrum, 1/3 octave band spectrum, experimental modal analysis (EMA), modal parameter