

空調機內部管路系統之模擬與驗證

王栢村¹、陳冠鈞¹、張博鈞¹、吳盈輝²、梁秀璋³

¹ 國立屏東科技大學機械工程系

² 國立內埔高級農工職業學校 機械科

³ 瑞智精密股份有限公司

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.com

摘要

空調機內部管路系統具備冷卻和加热的調節器是相當複雜的，也會連帶產生出噪音與振動的問題，進而影響空調機。為了了解空調機內部管路系統，將管路分為：壓縮機吐出管至四方閥、四方閥至冷凝器、閥座至四方閥、四方閥至壓縮機吸入管四個部分，進行實驗模態分析(Experimental modal analysis EMA)，分別獲得四個部份的自然頻率與模態振型，了解整體管路結構構造及整體管路的自然頻率與模態振型；再藉由建立空調機內部管路系統有限元素模型，運用理論模態分析(Theoretical modal analysis TMA)獲得有限元素模型的自然頻率與模態振型，與實驗模態參數比對，進行模型驗證，其管路有限元素模型是相當於實體結構，未來還能用於其他分析與振動噪音診斷。

關鍵詞：壓縮機管路系統之模擬與驗證、模型驗證、實驗模態分析、理論模態分析。

1. 前言

為了針對空調機內部管路系統進行分析檢測，建立有限元素模型進行模型驗證是不可或缺的，模型驗證首要完成實驗模態分析，王等人[1]對於吸入吐出管進行理論與實驗模態分析去驗證不同尺寸的有限元素模型校正，完成材料參數的校正。王等人[2]對於鐵琴片進行實驗模態分析，了解鐵琴片的振動模態；Cakira 等人[3]以實驗模態分析了解水泥磚拱門的實驗模態參數，了解不同材料的性質，選出最適合的材料。空調機內部管路系統實驗模態分析可了解整體的自然頻率與其特性，獲得實驗模態參數。

完成模型驗證仍需建立有限元素模型，進行理論模態分析，Xu 等人[4]對於以塔建立的長吊橋，建立有限元素模型，了解塔與電纜之間的關係。Bretos 等人[5]對木琴條建立有限元素模型，再以實驗模態分析驗證其木琴條有限元素模型。建立空調機內部管路系統有限元素模型以配合實驗模態分析完成模型驗證。

模型驗證之重點在於理論與實驗模態參數的比對，王等人[6]對壓縮機儲液瓶模型驗證，一步步拆解儲液瓶構造，一步步比對，完成儲液瓶模型驗證。王等人[7]針對迴轉式壓縮機之泵零件與組件模型驗證，對於泵零件與壓縮機之組件，一一比對理論與實驗模態參數。王等人[8]對於平滑表面銅鐘進行模型驗證，再配合聲音量測分析，了解平滑表面銅鐘振動與聲音的關聯性。

為達成空調機內部管路系統模擬與驗證，以實驗模態分析，分別取得四個管路的實驗模態參數—自然頻率、模態振型，再透過模態參數擷取，獲得整體管路系統之實驗模態參數；建立空調機內部管路系統之有限元素模

型，以理論模態分析獲得理論模態參數，將理論與實驗自然頻率、模態振型，互相參照比對，進行模型驗證，獲得等效實體結構有限元素模型，完成空調機內部管路系統模擬與驗證。

2. 實驗模態分析

圖 1 是室外機管路系統結構圖，以四方閥結構分成 A 吐出管至四方閥、B 四方閥至冷凝器、C 閥座至四方閥、D 四方閥至吸入管四個結構分析。圖 2 是室外機系統實驗模態分析量測，對於整個管路系統進行實驗模態分析，以移動衝擊錘固定加速規敲擊 64 個點(固定點為點 2)，圖 3 為室外機管路系統 A、B、C、D 與整體結構佈點規劃，得到各點加速規響應資料，透過信號擷取卡至電腦轉換成頻率響應函數。

圖 4 是各個管路結構實驗 $G_{ff}(f)$ 、 $G_{aa}(f)$ 與 FRF 比對圖， $G_{ff}(f)$ 為衝擊錘自身功率頻譜密度函數，模擬白噪音的激振狀況下，取 0~600Hz 做為模型驗證； $G_{aa}(f)$ 為加速規自身功率頻譜密度函數，FRF 為衝擊錘與加速規的頻率響應函數，當 $G_{aa}(f)$ 與 FRF 的圖形趨勢一致，代表實驗品質良好，具有可信度。為了對複雜的管路系統進行模擬，我們將 A、B、C、D 管路分別於 ME'scoupeVES 軟體進行分析，獲得各自的自然頻率與模態振型，再配合整體的頻率響應函數進行比對，得到表 1 與表 2 整體管路系統的自然頻率與模態振型，共有 56 個自然頻率與模態振型，後續配合理論模態分析進行模型驗證，驗證壓縮機管路系統的有限元素模型。

3. 有限元素分析

3.1 空調機內部管路系統假設與有限元素模型的定義

空調機內部系統主要是由 $\phi 6$ ~ $\phi 9$ 的管路加上壓縮機與四方閥所組成的複雜結構，其中管路主要是以銅材料為主，四方閥與壓縮機是以鐵材料為主，表 4 為空調機內部管路系統材料參數表。管路間與四方閥的連接假設為一體成型，而空調機內部管路系統的邊界主要以四方閥至閥座、四方閥至冷凝器以及壓縮機的腳墊邊界為主，了解空調機內部管路系統實際狀況，選用適當的元素來建立有限元素模型。

3.2 空調機內部管路系統有限元素模型建構

空調機內部管路系統有限元素模型主要以 solid186—3D20 節點立方體元素與 solid187—3D10 節點角錐體元素，建構主要管路系統；以接觸元素對 ontal174—3D8 節點面接觸元素(主動)與 Targe170(被動)，模擬空調機內部管路間連接與四方閥與管路的連接，皆為一體成型；Mpc184—多點約束元素，用以彈簧去模

擬壓縮機與腳墊間的邊界效應，其彈簧 K 矩陣設定值為表 4 壓縮機腳墊邊界 K 值。有限元素模型採用自由分割方式分割有限元素模型，總共分割出 232,047 節點，129,836 元素；有限元素模型邊界設定，四方閥至冷凝器邊界與四方閥至閥座邊界為固定邊界 ($U_x, U_y, U_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z = 0$)。圖 5 為室外機管路系統轉換為有限元素模型，以理論模態分析求得有限元素模型自然頻率與模態振型。

有限元素模型理論模態分析，並沒有任何外力負荷設定，總共獲得 80 個有限元素模型的自然頻率與模態振型。

4. 結果與討論—模型驗證

透過實驗模態參數與理論模態參數的比對，可以驗證有限元素模型的等效性，表 5 是實驗自然頻率與理論自然頻率比對表，實驗模態分析與理論模態分析比對相似共有 40 組，其中只有 F09/O06、F13/O09、F14/O10 與 F15/O11 誤差達 10% 以上，其餘皆在 10% 以下，以自然頻率的比對來看，有限元素模型相當接近於實體結構。

圖 6 為室外機管路 0~500Hz 頻率響應函數與自然頻率峰值比對圖，共有 29 個自然頻率與模態振型，頻率響應函數峰值高的模態振型主要為 O-25~O-27，而 O-01~O-03 為頻率響應函數峰值低的模態振型。從表 6 頻率響應函數峰值低的模態振型比對表，O-01/F-01 吐出管至四方閥與四方閥至吸入管有 Z 方向擺動的振型；O-02/F-03 吐出管至四方閥與四方閥至吸入管有 C 字形往右上的擺動，O-03 與 F-04 四方閥 X 方向擺動。

表 7 頻率響應函數峰值高的模態振型比對表，O-25/F-31 吐出管至四方閥有 X 方向擺動的振型；O-26/F-33 吐出管至四方閥有 Z 方向擺動的振型；O-27/F-35 四方閥至吸入管與四方閥製冷凝器 X 方向擺動。

室外機管路在自然頻率的比對結果相當接近；實驗與理論模態分析振型比對也相當吻合，建構之有限元素模型相當於實體結構。

5. 結論

對於複雜的空調機內部管路系統，以四方閥為分界，分成四個管路進行實驗模態分析，得到各個管路的實驗模態參數，建立有限元素模型求得理論模態參數，比對實驗與理論模態參數，驗證有限元素模型的等效性：

1. 針對複雜系統結構，可對整體結構進行實驗模態分析，再分別對次系統或零組件進行模態參數擷取，用以獲得整體複雜結構模態參數。
2. 空調機內部管路系統實驗模態分析結果：透過 $G_{ff}(f)$ 與 $G_{aa}(f)$ ，了解實驗品質具有可信度，透過四個部分管路，獲得整體管路實驗模態參數，有 56 個模態，後續可配合理論模態分析進行模型驗證。
3. 空調機內部管路系統有限元素模型驗證成效：理論模態振型與實驗模態振型頻率誤差約在 $\pm 10\%$ 以下，代表所建構的有限元素模型具有一定的可

信度；而頻率誤差超過 10%，推測原因可能為邊界設定還不夠符合實際情況。

4. 未來配合其他分析，可對管路系統進行設計變更，可針對管路振動較大的部分，增加制振塊的設計。

6. 致謝

感謝瑞智精密股份有限公司提供空調機內部管路系統，得以完成空調機內部管路系統模擬與驗證。

7. 參考文獻

- [1] 王栢村，余易璋，王文志，林谷樺，“壓縮機吸入口及吐出銅管之振動特性探討”，*精密機械與製造科技研討會論文集*，屏東，A038(2016)。
- [2] 王栢村，林怡馨，“以加速度計與麥克風為感測器之鐵琴片實驗模態分析比較”，*中華民國力學學會第三十一屆全國力學會議*，高雄，H31(2007月)。
- [3] F. Cakira and H. Uysal, “Experimental Modal Analysis of Brick Masonry Arches Strengthened Prepreg Composites,” *Journal of Cultural Heritage* 16(3), pp. 284~292(2015).
- [4] Y. L. Xu, J. M. Ko, Z. Yu, “Modal Analysis of Tower-cable System of Tsing Ma Long Suspension Bridge,” *Engineering Structures*. 19(10), pp. 857-867(1997).
- [5] J. Bretos, C. Santamariaa and J. A. Moralb, “Finite Element Analysis and Experimental Measurements of Natural Eigenmodes and Random Responses of Wooden Bars Used in Musical Instruments,” *Applied Acoustics* 56(3), pp. 141~156(1999).
- [6] 王栢村，林建敦，吳秉修，周建中，陳金龍，“迴轉式壓縮機儲液瓶之模型驗證”，*第37屆力學會議暨第一屆國際力學會議*，台中，EI-234(2013)。
- [7] 王栢村，林建敦，吳秉修，陳金龍，徐維良，謝長鴻，“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，B2-2(2014)。
- [8] 王栢村，蔡俊郎，葉明遠，李致緯，張博鈞，吳盈輝，“平滑表面銅鐘之振動模態與發聲機制探討”，*第二十四屆中華民國振動與噪音工程學術研討會論文集*，高雄，270~277(2016)。



圖 1 室外機管路系統結構圖

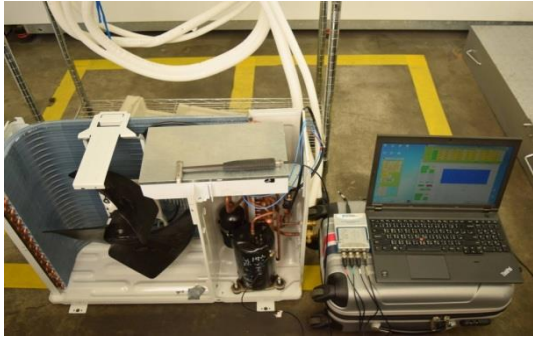


圖 2 室外機管路系統量測照片

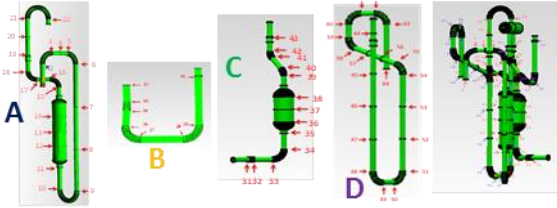


圖 3 室外機管路系統結構佈點規劃

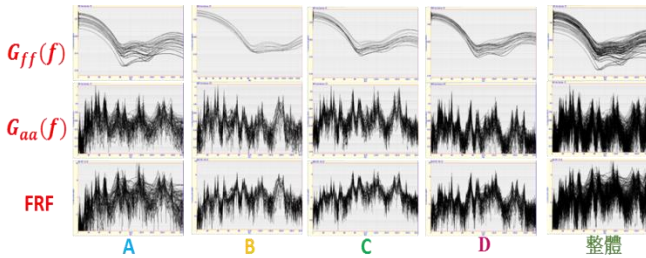


圖 4 各個管路結構實驗 $G_{ff}(f)$ 、 $G_{aa}(f)$ 與 FRF 比對圖

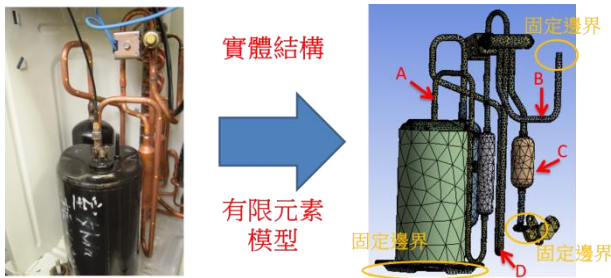


圖 5 管路系統實體結構轉換為有限元素模型

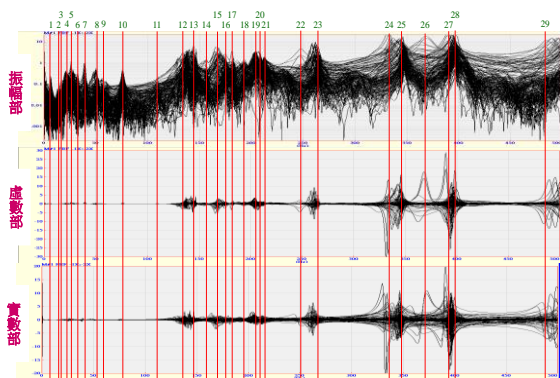


圖 6 室外機管路 0~500Hz 頻率響應函數與自然頻率峰值比對圖

表 1 各個管路自然頻率比對表(400Hz 以內)

mode	A-吐出管至四方閥 Frequency (Hz)	B-四方閥至冷凝器 Frequency (Hz)	C-閥座至四方閥 Frequency (Hz)	D-四方閥至吸入管 Frequency (Hz)	O-整體管路 Frequency (Hz)
1	A01-6.25	B01-6.25	C01-6.25	D01-6.25	O01-6.25
2		B02-13.1	C02-12.5		O02-13.1
3		B03-15	C03-15		O03-15.0
4	A02-21.3	B05-23.1	C05-23.1	D02-21.3	O04-21.3
5	A03-26.3	B06-27.5	C06-28.1	D03-28.1	O05-26.3
6		B07-33.1		D05-32.5	O06-32.5
7	A04-38.8	B08-40	C07-40	D06-40	O07-39.4
8	A05-51.3	B10-50.6	C08-51.3	D07-50	O08-50.0
9		B11-56.3	C09-59.4	D08-55.6	O09-56.3
10	A06-75.6	B12-75.6	C10-76.3	D09-75.6	O10-75.6
11	A07-109	B13-109	C11-109	D10-109	O11-110
12	A08-131	B14-136	C12-138	D11-138	O12-138
13	A09-144	B15-146	C13-147	D12-146	O13-144
14	A10-156	B16-155		D13-154	O14-157
15	A11-168			D14-168	O15-166
16	A12-174	B17-175	C14-176		O16-175
17	A13-181	B18-183	C15-183	D15-182	O17-181
18	A14-193	B19-193	C16-195	D16-187	O18-187
19	A15-204	B20-205		D17-201	O19-204
20		B21-209	C17-209	D18-209	O20-208
21	A16-213	B22-213		D19-214	O21-213
22	A17-248				O22-248
23	A19-262	B26-264	C19-266	D22-264	O23-262
24	A20-333				O24-332
25	A21-346	B29-346	C22-347	D25-347	O25-346
26	A22-368				O26-369
27	A23-389	B30-380			O27-390
28	A24-395	B31-396	C23-396	D26-397	O28-398

表 2 各個管路自然頻率比對表(400~2000Hz)

mode	A-吐出管至四方閥 Frequency (Hz)	B-四方閥至冷凝器 Frequency (Hz)	C-閥座至四方閥 Frequency (Hz)	D-四方閥至吸入管 Frequency (Hz)	O-整體管路 Frequency (Hz)
29	A25-489	B39-484	C29-484	D30-484	O29-489
30	A28-517	B40-511	C31-512	D31-511	O30-506
31	A29-530	B41-534	C32-534	D32-533	O31-534
32		B53-685	C35-683	D35-694	O32-694
33		B54-697	C36-705	D36-716	O33-718
34		B55-709	C37-709	D37-730	O34-729
35		B56-729	C38-736	D38-735	O35-734
36	A30-743	B57-747	C39-748	D39-746	O36-753
37	A31-753	B58-762	C40-763	D40-759	O37-759
38	A32-758	B59-768	C41-770	D41-766	O38-766
39	A34-829	B63-824			O39-828
40	A35-844	B64-848	C44-872		O40-844
41	A36-864	B65-869	C45-885	D42-865	O41-866
42	A37-881	B66-900	C46-896	D43-898	O42-890
43		B82-1122.4	C56-1122.1	D50-1118.8	O43-1115.8
44	A40-1147.7	B83-1136.9		D51-1137.3	O44-1146.4
45	A41-1162.5	B84-1168.4	C57-1167.3	D52-1167.6	O45-1162.4
46	A42-1166.9	B85-1187.8	C58-1188.9	D53-1185.7	O46-1177.8
47	A44-1205.3	B87-1206.9	C60-1210.9	D54-1209.8	O47-1207.8
48	A45-1228.7	B88-1225.8	C61-1229.6	D55-1228.1	O48-1227.6
49	A46-1241.3	B89-1242.6	C62-1241.5	D56-1244.1	O49-1241.2
50	A47-1255.7	B90-1253.2	C63-1255.4	D57-1279.4	O50-1259.6
51	A18-1493.5	B107-1503.8	C68-1501.4		O51-1496.9
52	A50-1547.1	B110-1552.7	C69-1551.6	D59-1552.6	O52-1550.1
53	A21-1599.7	B114-1601.7	C70-1615.5	D60-1613.4	O53-1602.3
54	A54-1640.7	B115-1644	C71-1643.3	D61-1641.5	O54-1640.6
55	A55-1763.9	B121-1753.2			O55-1761.7
56	A56-1779	B122-1777.3	C72-1772.3	D63-1779.1	O56-1779.0

表 3 空調機內部管路系統材料參數表

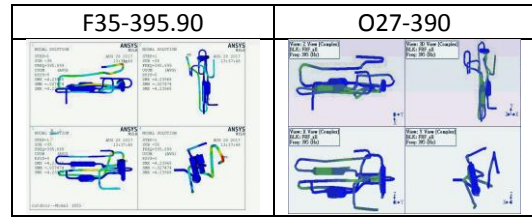
材料參數			
結構部位	密度(kg/m ³)	楊氏係數(GPa)	浦松比
Ø6銅管	8365.74	110.8	0.34
Ø8銅管	8448.956	109.8	0.34
Ø9銅管	8749.786	108.4	0.34
四方閥/壓縮機	7850.000	200.0	0.30

表 4 壓縮機腳墊邊界 K 值

壓縮機腳墊邊界						
軸向	X	Y	Z	ØX	ØY	ØZ
K 值	7000	4800	24850	80.485	51.566	0
單位	N/m			N*m/rad		

表 5 理論與實驗模態參數自然頻率比對

Mode	Frequency (Hz)	mode	Frequency (Hz)	頻率誤差(%)	mode	Frequency (Hz)	Mode	Frequency (Hz)	頻率誤差(%)
F-01	6.2546	O-01	6.25	-0.07%	F-26	231.67	O-21	213	-8.77%
F-03	13.602	O-02	13.1	-3.83%	F-27	246.96	O-22	248	0.42%
F-04	14.852	O-03	15.0	0.99%	F-31	322.37	O-25	346	6.83%
F-06	19.954	O-04	21.3	6.32%	F-33	355.25	O-26	369	3.73%
F-08	23.972	O-05	26.3	8.85%	F-35	395.90	O-27	390	-1.51%
F-09	28.543	O-06	32.5	12.18%	F-36	423.41	O-28	398	-6.38%
F-11	35.841	O-07	39.4	9.03%	F-39	469.69	O-29	489	3.95%
F-12	49.658	O-08	50.0	0.68%	F-41	501.54	O-30	506	0.88%
F-13	63.444	O-09	56.3	-12.69%	F-42	570.61	O-31	534	-6.86%
F-14	93.687	O-10	75.6	-23.92%	F-48	700.79	O-32	694	-0.98%
F-15	130.89	O-11	110	-18.99%	F-49	735.95	O-35	734	-0.27%
F-17	137.71	O-12	138	0.21%	F-50	743.55	O-37	759	2.04%
F-18	142.67	O-13	144	0.92%	F-51	763.87	O-38	766	0.28%
F-19	153.15	O-14	157	2.45%	F-54	858.15	O-41	866	0.91%
F-20	163.77	O-15	166	1.34%	F-55	906.75	O-42	890	-1.88%
F-21	177.98	O-16	175	-1.70%	F-64	1151.6	O-47	1210	4.83%
F-22	181.58	O-17	181	-0.32%	F-67	1451.4	O-51	1490	2.59%
F-23	195.23	O-18	187	-4.40%	F-70	1584.2	O-52	1550	-2.21%
F-24	211.54	O-19	204	-3.70%	F-71	1602.9	O-53	1600	-0.18%
F-25	220.45	O-20	208	-5.99%	F-72	1649.0	O-54	1640	-0.55%



Simulation and Model Verification of Pipe Line System in Conditioner

Bor-Tsuen Wang¹, Guan-Zhou Chen¹,
Bo-Jun Zhang¹, Ying-Huei Wu², Xiu-Wei Liang³

¹ National Pingtung University of Science and Technology Department of Mechanical

² National Nei-Pu Senior Agricultural-Industrial Vocational School of Machinery Division

³ Rechi Precision Co., LTD

Abstract

The pipe lines in the conditioner for cooling and heating are complex and generally affect the conditioner's noise and vibration (N&V). The pipe line system contains four parts of pipe lines. The pipe lines include those from the outlet of compressor to the quartet valve, from the quartet valve to the condenser, from the valve seat to the quartet valve and from the quartet valve to the inlet of compressor. The simulation of pipe line system is needed to characterize the vibration modes. Experimental modal analysis (EMA) is first performed on the four parts of pipe lines to obtain their natural frequencies and corresponding mode shapes. The individual pipe line's modal properties are identified, respectively, and the assembly of four pipe lines connected to the quartet valve and the compressor can also be examined. The finite element (FE) model of pipe line system as well as the compressor and quartet valve is then constructed and conducted for theoretical modal analysis (TMA) to determine modal parameters numerically. The pipe line system model can be shown equivalent to the real structure in terms of modal parameters obtained from EMA and TMA, respectively. The validated pipe line system model can be used not only for advanced analysis such as the conditioner system level analysis but also for N&V diagnosis purpose.

Keywords: compressor, pipe line system, simulation, model verification, experimental modal analysis (EMA), theoretical modal analysis (TMA)

表 6 頻率響應函數峰值低的模態振型比對圖

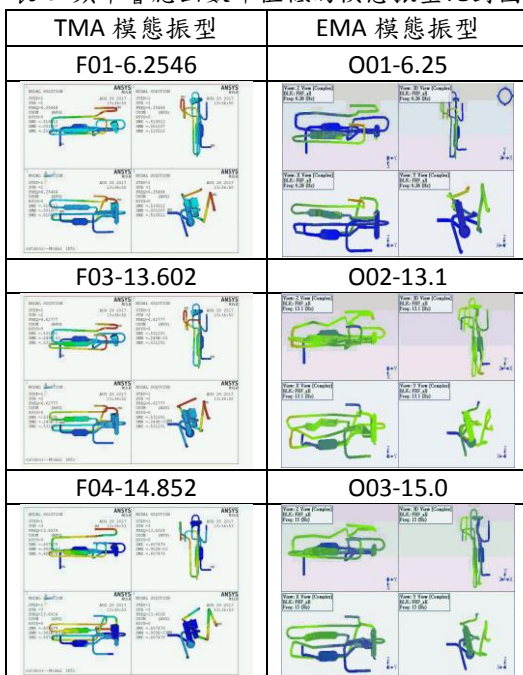
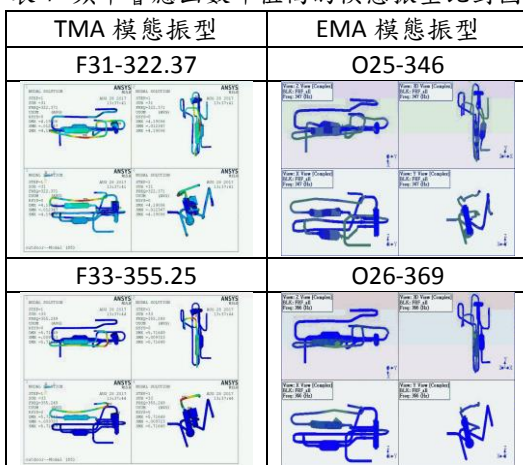


表 7 頻率響應函數峰值高的模態振型比對圖



空調機內部管路系統之模擬與驗證

王栢村¹、陳冠鈞¹、張博鈞¹、吳盈輝²、梁秀璋³

¹ 國立屏東科技大學機械工程系

² 國立內埔高級農工職業學校 機械科

³ 瑞智精密股份有限公司

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.com

空調機內部管路系統具備冷卻和加熱的調節器是相當複雜的，也會連帶產生出噪音與振動的問題，進而影響空調機。為了了解空調機內部管路系統，將管路分為：壓縮機吐出管至四方閥、四方閥至冷凝器、閥座至四方閥、四方閥至壓縮機吸入管四個部分，進行實驗模態分析(Experimental modal analysis EMA)，分別獲得四個部份的自然頻率與模態振型，了解整體管路結構構造及整體管路的自然頻率與模態振型；再藉由建立空調機內部管路系統有限元素模型，運用理論模態分析(Theoretical modal analysis TMA)獲得有限元素模型的自然頻率與模態振型，與實驗模態參數比對，進行模型驗證，其管路有限元素模型是相當於實體結構，未來還能用於其他分析與振動噪音診斷。

關鍵詞：壓縮機管路系統之模擬與驗證、模型驗證、實驗模態分析、理論模態分析。



圖 1 室外機管路系統結構圖



中華民國力學學會年會暨

第 41 屆全國力學會議授權同意書

為推廣科技部優良成果，積極協助產業技術升級，提升我國科技水準，厚植國家經濟發展基礎，並促進產學合作的機會，茲同意無償授權科技部工程科技推展中心將本人於

中華民國 106 年 11 月 24-25 日，由 國立成功大學 主辦

會議名稱：2017 中華民國力學學會年會暨第 41 屆全國力學會議

口頭發表論文

海報展覽

專題演講

之錄影檔、聲音檔、照片、投影片、論文

摘要及全文內容，予以數位典藏並上網公開播放。本資料僅供科技部工程司產學媒合之目的使用。

立同意書人：

王拓村

身分證字號：

A120066185

聯絡電話：

0936-147-135

中華民國 106 年 9 月 26 日