

不同橡膠腳墊對壓縮機於空調機邊界下之振動特性探討

王栢村¹ 張博鈞¹ 林聖傑² 梁秀璋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

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

摘要

迴轉式壓縮機安置於空調系統的方式，係將壓縮機放置在三個橡膠腳墊上方，並聯接管路系統。本文主要是針對不同橡膠腳墊對壓縮機於空調機邊界下的振動特性影響進行探討。首先，對腳墊邊界下的壓縮機進行實驗模態分析，可獲得不同橡膠腳墊邊界下的壓縮機振動模態。同時，建構了不同腳墊邊界的勁度矩陣模擬方式之壓縮機有限元素模型，透過模型驗證程序，可獲得及校正等效於實際結構腳墊邊界之勁度矩陣。另外，為探討不同腳墊對壓縮機在空調機系統邊界下的振動特性影響，本文也建立壓縮機在不同腳墊邊界及相同管路之系統模型，以模擬壓縮機在實際空調機之邊界狀態，並進行理論模態分析，以瞭解不同的橡膠腳墊對整體壓縮機振動模態特性的影響。結果顯示，壓縮機振動模態包括兩種類型：一種是低頻率的剛體模態，另一種是較高頻率的彈性體模態。不同橡膠腳墊之剛性差異對低頻的剛體振動模態之自然頻率有顯著的影響，而對高頻的彈性體振動模態則影響甚微。本文建立了實驗與分析流程完成橡膠腳墊的模擬與校正，也完成壓縮機在整體空調系統上的腳墊與管路邊界的分析模型，可以有效模擬壓縮機結構振動模態特性，未來可應用到響應預測與設計變更的相關議題。

關鍵詞：橡膠腳墊、實驗模態分析、理論模態分析、振動模態

1. 前言

迴轉式壓縮機在空調機系統上的振動傳遞主要是透過橡膠腳墊以及管路傳遞至空調系統上引起結構共振；空調系統的振動噪音問題除了引起人耳聽覺上的不舒適，也會對管路產生過大的振動迫使管路與其他部件接觸磨擦，引發破洞斷裂失去傳送冷媒的功能；而迴轉式壓縮機的開發上往往在設計低振動噪音壓縮機的同時，幾何結構設計上常遷就於性能指標，以至於隔振與消音便是目前普遍最常運用在降低振動與噪音的手法，因此，為了能有效的預測作為隔振角色的橡膠腳墊，對迴轉式壓縮機於空調系統下的振動特性影響，方能進一步優化壓縮機與空調系統間的匹配。

王等人[1] 針對迴轉式壓縮機之腳墊邊界的模擬技術進行研究，以實驗模態分析獲得腳墊邊界壓縮機之模態參數，並以彈性支撐模擬腳墊邊界，建構有限元素模型，由實驗與分析的比對，可明確得壓縮機之腳墊邊界之振動特性，更確立了以彈性支撐用於腳墊模擬方法的可行性。王等人[2] 探討壓縮機吸入口及吐出口銅管之

振動特性，針對銅管所組成的四種直條銅管進行模型驗證，獲得實際銅管材料參數，藉此建構銅管之有限元素模型，由FEA及EMA求得的銅管模態域上有良好的對應，並用運於解析銅管結構振動模態的物理意義，有助於空調機的振動噪音診斷。

Silveira *et al.* [3] 對往復式壓縮機進行振動與噪音量測，並量化和確定噪聲的發生源，同時也對振動傳遞到系統的方式進行探討，準確地描述所有的噪音問題，最後透過新開發的組件來變更現有的產品，達到靜音得效果。Park *et al.* [4] 透過特徵值的拓撲優化設計來降低壓縮機產生的噪音，主要以工程結構噪聲改善的實際案例為例子，由實驗模態分析與噪音量測得知，模態振型與高噪音遇有明顯的關聯性，因此透過有限元分析之特徵值的拓撲優化設計來改善結構的噪音。Kim *et al.* [5] 透過聲音強度的量測，確認壓縮機的異音傳遞方式與結構共振區域，透過對壓縮機過濾瓶區域增加L型支架結構以固定內管；過濾瓶的本體加上橡膠墊圈，使得壓縮機之噪音頻譜下降20 dB。Li *et al.* [6] 針對儲液瓶進行一系列的探討，運用有限元素法以ANSYS軟體建構儲液瓶之分析模型，同時以實驗來觀察儲液瓶對總噪音量的貢獻程度，也利用SYSNOISE聲學分析，結合MATLAB之噪音信號處理流程，探討儲液瓶之主要噪音頻帶，最終給予儲液瓶結構之建議設計方向。

Maglie *et al.* [7] 介紹了工具機從精密複雜的有限元素模型到簡化表示的過程，在計算時間和資源方面的效率皆有達倒顯著的效果，並加入自動化求解的應用，也透過不同的分析驗證，獲得工具機簡化有限元素模型。

本文主要是針對不同橡膠腳墊對壓縮機於空調機邊界下的振動特性影響進行探討，主要目標如下所示：

1. 對不同腳墊邊界下的壓縮機進行實驗模態分析，獲得結構之模態參數，並作為校正理論分析模型之基準，方能完成驗證腳墊邊界下的壓縮機模型。
2. 利用有限元素分析建構不同腳墊邊界之壓縮機有限元素分析模型，並加入勁度矩陣於壓縮機有限元素模型，以模擬腳墊邊界下的壓縮機；最後過模型驗證程序，可獲得及校正等效於實際結構腳墊邊界之勁度矩陣。
3. 建立壓縮機在不同腳墊邊界及相同管路之系統分析模型，同時進行模態分析以及簡諧響應分析，將獲得的模態域及頻率域結果進行比對探討，觀察不同腳墊對壓縮機在空調機系統邊界下的振動特性影響。



2. 壓縮機於不同腳墊邊界之模型驗證

本節說明壓縮機不同腳墊邊界之模擬與驗證，並針對壓縮機腳墊邊界之實驗方法進行說明，同時在有限元素分析軟體建構分析模型時，則是延用文獻[1]迴轉式壓縮機等效分析模型，作為本次壓縮機腳墊邊界模擬所採用的分析模型；最後透過模型驗證流程，圖 1 為模型驗證流程圖，將理論模態分析與實驗模態分析所求得的模態參數進行比對，校正等效於實際結構腳墊邊界之勁度矩陣，最終獲得不同腳墊邊界下的壓縮機有限元素模型。

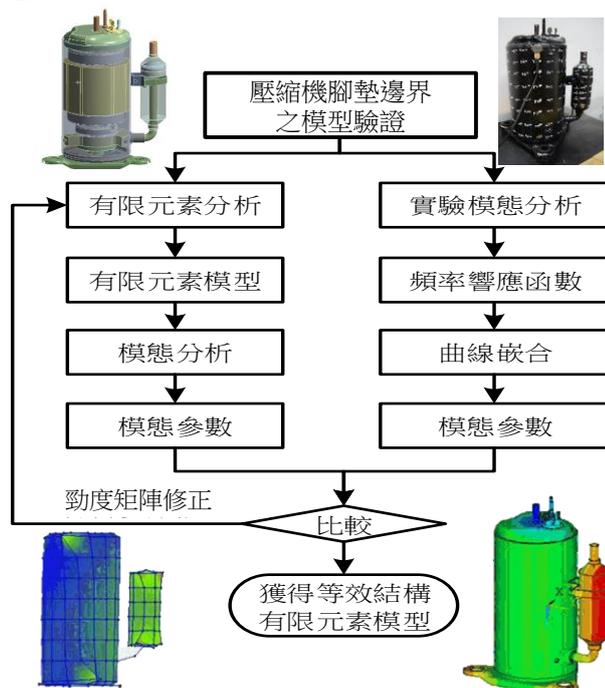


圖 1 模型驗證流程圖



圖 2 壓縮機實驗量測架設圖

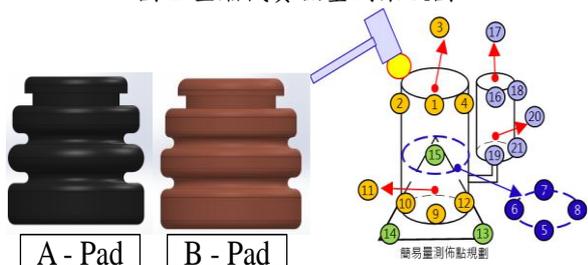


圖 3 不同橡膠腳墊

圖 4 壓縮機量測點規劃

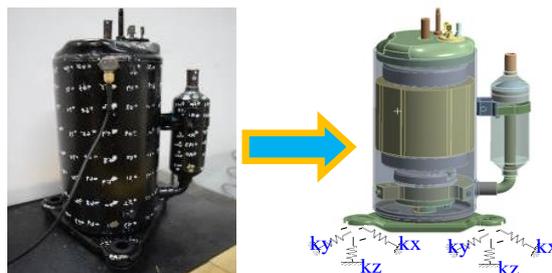


圖 5 壓縮機有限元素模型

2.1 壓縮機於不同腳墊邊界之實驗模態分析

本節針對不同腳墊邊界之壓縮機進行實驗模態分析，圖 2 為壓縮機實驗量測架設圖，透過實驗模態分析瞭解不同腳墊邊界之壓縮機之振動特性。圖 3 為不同橡膠腳墊示意圖，實驗方式採用固定衝擊錘移動三軸向加速度計進行敲擊實驗，圖 4 為壓縮機量測點規劃，實驗量測規劃點共 21 點。透過敲擊實驗結果可得壓縮機腳墊邊界下之頻率響應函數，最後匯入 ME'scopeVES 曲線嵌合軟體中進行曲線嵌合，擷取模態參數，包含自然頻率、模態振型以及模態阻尼比，該模態參數作為校正基準修正理論分析模型。

2.2 壓縮機於不同腳墊邊界之有限元素分析

在分析模型的建構上，係先以實際結構幾何來建構有限元素模型，圖 5 為壓縮機有限元素模型示意圖，元素模型採用立方體元素 Solid185、186、187；元素分割採用 Free Mesh 對模型進行元素分割，共 427281 個節點、203234 個元素，位移限制則是以彈性支撐加入勁度矩陣值設定於腳架處來模擬橡膠腳墊之邊界效應，最後進行理論模態分析以及簡諧響應分析；在模態分析設定上不做任何外力負荷設定，由理論模態分析可求得壓縮機結構之模態參數，包含自然頻率、模態振型，此外在簡諧響應分析時，各別設定三方向外力為-1N 於，個別求得三軸方向之頻率響應函數。

2.3 模型驗證之結果與討論

模型驗證方法主要是以有限元素分析與實驗模態分析所獲得的模態參數作為比對依據，驗證理論分析模型與實際結構之間的等效性；除了模態域的比對本文也另外針對壓縮機於不同腳墊邊界之頻率域特性進行模型驗證的比對，驗證結果做以下幾點說明：

1. 理論模態分析與實驗模態分析所獲得的模態參數做為模型驗證的比對依據，表 1 為壓縮機於 A 墊邊界之自然頻率總表，結果顯示壓縮機分析模型以勁度矩陣設定方式來模擬腳墊邊界，在低頻剛體模態的頻率比對上誤差皆在 1.0% 以內，彈性體模態的頻率誤差在 2% 以內；表 2 為壓縮機腳墊邊界之模態振型總表，在低頻率之模態振型比對上，也具有相同的振動模態特性，彈性模態也有合理的對應。
2. 壓縮機於 A 墊邊界下的頻率域的比對上，由圖 6(a)、(b)、(c) A 腳墊之模態振型與頻率響應函數比較圖可發現，模態振型皆有對應到 FRF 峰值頻，且理論與實驗之頻率響應函數曲線也有吻合的趨勢。

- 壓縮機於 B 墊邊界下模態域比對，由表 4 壓縮機於 B 墊邊界之自然頻率總表得知，低頻剛體模態的比對上除了 E05&F05 頻率誤差 8%其餘皆在 1.3%以內，彈性體模態的頻率誤差在 1.3%以內，表 5 為壓縮機腳墊邊界之模態振型總表，在低頻率之模態振型比對上，也具有相同物理意義，彈性模態也有合理的對應表示 B 墊邊界模型驗證成功。
- 由模型驗證程序，獲得及校正兩種腳墊的勁度矩陣值，表 3 與表 6 為不同腳墊勁度矩陣表，即為腳墊邊界參數。
- 本小節完成了壓縮機於不同腳墊邊界的模型驗證，整體而言，無論是模態域特性或是頻率域特性的比對上，皆有達到穩合的趨勢，表示壓縮機分析模型以彈性支撐加入勁度矩陣模擬橡膠腳墊，足以顯示實際壓縮機於腳墊邊界下的振動特性。

表 3 A-Pad 勁度矩陣表

方向	X	Y	Z
動態剛性 k (N/m)	4360	4290	42580
扭轉剛性 k_{θ} (N-m/rad)	101.70	85.94	24.64

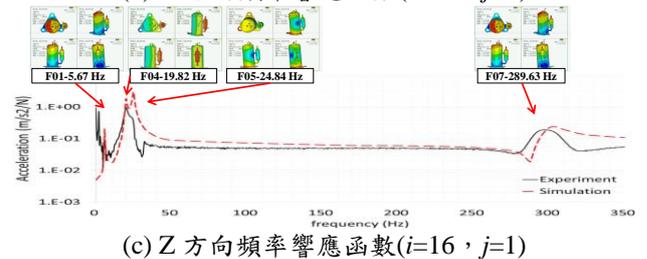
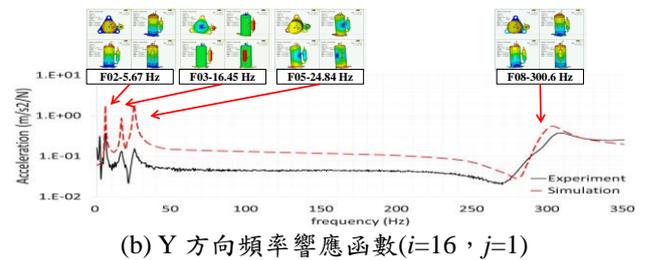
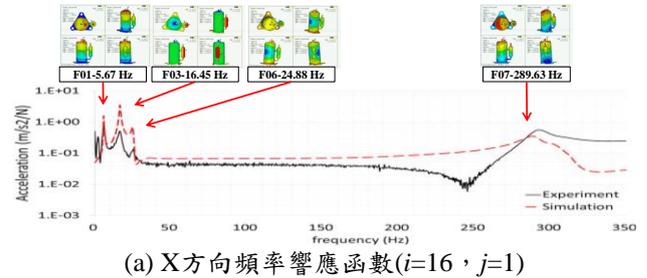


圖 6 A-Pad 邊界模態振型與 FRF 之比較圖

表 1 壓縮機於 A 墊邊界之自然頻率總表

A-Pad					
mode	EMA frequency (Hz)	FEA mode	FEA frequency (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E01	5.65	F01	5.67	-0.41	Rigid - (X)
E02	5.65	F02	5.68	-0.49	Rigid - (Y)
E03	16.46	F03	16.45	0.04	Rigid - (θ_z)
E04	19.86	F04	19.82	0.18	Rigid - (Z)
E05	24.62	F05	24.84	-0.91	Rigid - (θ_x)
E06	24.62	F06	24.88	-1.06	Rigid - (θ_y)
E07	295.74	F07	289.63	2.07	本體、儲液瓶擺動
E08	300.47	F08	300.60	-0.04	本體、儲液瓶擺動

表 2 壓縮機於 A 墊邊界之模態振型總表

E01-5.68 Hz	E02-5.68 Hz	E03-16.5 Hz	E04-19.9 Hz
Rigid - (X)	Rigid - (Y)	Rigid - (θ_z)	Rigid - (Z)
F01-5.67 Hz	F02-5.67 Hz	F03-16.45 Hz	F04-19.82 Hz
Rigid - (X)	Rigid - (Y)	Rigid - (θ_z)	Rigid - (Z)
E05-24.8 Hz	E06-24.8 Hz	E07-295.74 Hz	E08-300.47 Hz
Rigid - (θ_x)	Rigid - (θ_y)	本體、儲液瓶擺動	本體、儲液瓶擺動
F05-24.84 Hz	F06-24.88 Hz	F07-289.63 Hz	F08-300.6 Hz
Rigid - (θ_x)	Rigid - (θ_y)	本體、儲液瓶擺動	本體、儲液瓶擺動

表 4 壓縮機於 B 墊邊界之自然頻率總表

B-Pad					
mode	EMA frequency (Hz)	FEA mode	FEA frequency (Hz)	誤差 (%)	物理意義
E01	7.88	F01	7.88	0.00	Rigid - (X)
E02	7.88	F02	7.92	-0.51	Rigid - (Y)
E03	22.15	F03	22.28	-0.59	Rigid - (θ_z)
E04	24.70	F04	24.65	0.20	Rigid - (Z)
E05	27.10	F05	29.42	-8.56	Rigid - (θ_x)
E06	32.09	F06	31.67	1.31	Rigid - (θ_y)
E07	291.43	F07	289.60	0.63	本體、儲液瓶擺動
E08	304.42	F08	300.60	1.25	本體、儲液瓶擺動

表 5 壓縮機於 B 墊邊界之模態振型總表

E01-7.88 Hz	E02-7.88 Hz	E03-22.15 Hz	E04-24.70 Hz
Rigid - (X)	Rigid - (Y)	Rigid - (θ_z)	Rigid - (Z)
F01-7.88 Hz	F02-7.92 Hz	F03-22.28 Hz	F04-24.65 Hz
Rigid - (X)	Rigid - (Y)	Rigid - (θ_z)	Rigid - (Z)
E05-27.10 Hz	E06-32.09 Hz	E07-292.43 Hz	E08-304.42 Hz
Rigid - (θ_y)	Rigid - (θ_x)	本體、儲液瓶擺動	本體、儲液瓶擺動
F05-29.42 Hz	F06-31.67 Hz	F07-289.60 Hz	F08-300.6 Hz
Rigid - (θ_y)	Rigid - (θ_x)	本體、儲液瓶擺動	本體、儲液瓶擺動

表 6 B-Pad 勁度矩陣表

方向	X	Y	Z
動態剛性 k (N/m)	12700	9100	66300
扭轉剛性 k_θ (N-m/rad)	151.83	0	28.65

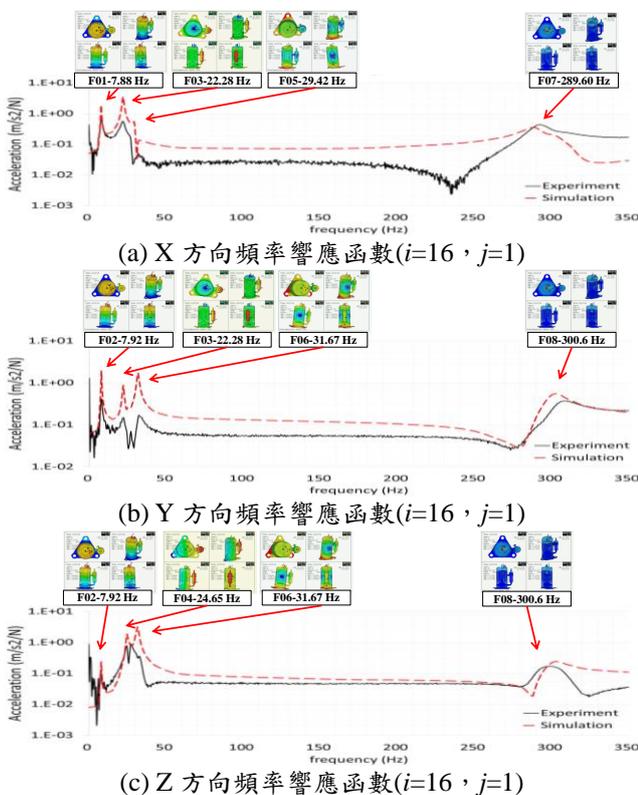


圖 7 B-Pad 邊界模態振型與 FRF 之比較圖

3. 不同腳墊對壓縮機於空調機邊界之振動特性探討

為了探討橡膠腳墊在空調系統上的振動特性影響，因此本節主要針對不同腳墊對壓縮機於空調機邊界之振動特性進行一系列的探討。

在第 2 章節中已透過模型驗證程序獲得 A、B 腳墊邊界的壓縮機有限元素模型，為了模擬壓縮機於實際空調機邊界的情況，因此本小節則加入管路分析模型，建構完整空調機邊界之壓縮機分析模型，透過理論模態分析觀察兩種不同撓性矩陣值的壓縮機分析模型在空調系統下的振動特性有何差異。

3.1 壓縮機於空調機邊界之有限元素分析

為了探討腳墊在空調系統上的振動特性影響，因此本小節將 A、B 腳墊邊界的壓縮機有限元素模型加入相同幾何的管路，以模擬實際空調機邊界，而管路的分析模型則是延續延用文獻[2]的吸入、吐出銅管的有限元素模型，圖 8 為壓縮機於空調機邊界之分析模型，元素模型採用立方體元素 Solid185、186、187；元素分割採用 Free Mesh 對模型進行元素分割，共 741582 個節點、259737 個元素，位移限制則是以彈性支撐各別加入 A、B 腳墊勁度矩陣設定於腳架處，來模擬橡膠腳墊之邊界效應，管路與壓縮機模型連接處是以一體成型的形式做接觸模擬，管路的尾端則是設定固定邊界，最後進行理論模態分析，故不做任何外力負荷設定，由理論模態分析可求得壓縮機結構之模態參數，包含自然頻率、模態振型，此外在簡諧響應分析時，各別設定三方向外力為 -1N 於，個別求得三軸方向之頻率響應函數。

3.2 壓縮機於空調機邊界之結果與討論

本節建立壓縮機在不同腳墊邊界及相同管路之系統模型，以模擬壓縮機在實際空調機之邊界狀態，並進行理論模態分析，以瞭解不同的橡膠腳墊對整體壓縮機振動模態特性的影響；針對壓縮機於不同腳墊邊界之模型驗證結果顯示做以下幾點說明：

1. 理論模態分析獲得壓縮機於空調機邊界的模態參數，表 7 為壓縮機於空調機邊界不同腳墊之自然頻率總表，其中 A07&B05 為管路的第一彈性模態，由於 B 腳墊在低頻剛體模態頻率高於為管路的第一彈性模態，因此出現壓縮機剛體模態 B06&B07 高於管路模態的現象。
2. 整體而言，在低頻剛體模態頻率差異較大，高頻率的彈性模態頻率差異較小，由縮機於空調機邊界不同腳墊之自然頻率總表得知，不同橡膠腳墊之剛性差異對低頻的剛體振動模態之自然頻率有顯著的影響，而對高頻的彈性體振動模態則影響甚微。
3. 表 8 為壓縮機於空調機邊界不同腳墊之模態振型總表，不同腳墊勁度矩陣影響下，模態振型特性的對應上具有相同的物理意義，顯示不同腳墊勁度矩陣對壓縮機於空調機邊界的模態振型無明顯的影響。
4. 在頻率域特性比對中，由圖 9(a)、(b) 壓縮機於空調機邊界不同腳墊之 X 方向的 FRF 得知，A 腳墊的紅色曲線與 B 腳墊的黑色曲線，在 100Hz 以前有

明顯的偏移現象，固是腳墊的剛性差異所引起；在高頻率的比對中，壓縮機於空調機邊界不同腳墊之頻率響應函數曲線在高頻率上達到幾乎穩合的現象。

5. 另外，圖 9(c)、(d) 為 Y 方向的壓縮機於空調機邊界不同腳墊之 FRF 圖，圖 9(e)、(f) 為 Z 方向的壓縮機於空調機邊界不同腳墊之 FRF 圖，由結果顯示得知，不同的橡膠腳墊僅會影響低頻率模態，對高頻的彈性體振動模態則影響甚微

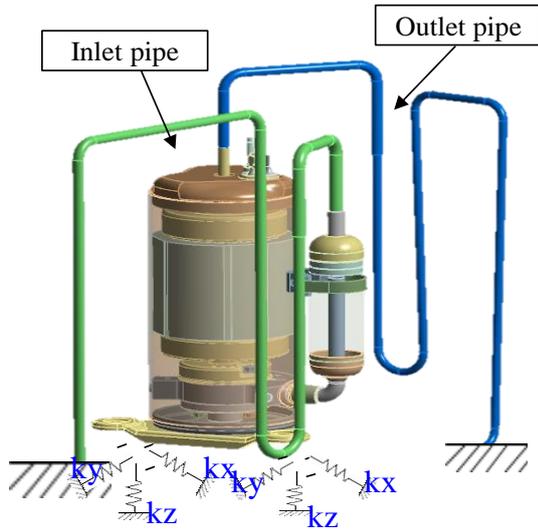


圖 8 壓縮機於空調機邊界之分析模型

表 7 壓縮機於空調機邊界不同腳墊之自然頻率總表

mode	A-Pad		物理意義		B-Pad		物理意義		比較 (%)
	frequency (Hz)	壓縮機	壓縮機+管路	mode	frequency (Hz)	壓縮機	壓縮機+管路		
A01	5.99	Rigid - (Y)	Rigid - (Y)	B01	8.12	Rigid - (Y)	Rigid - (Y)	-35.56	
A02	6.08	Rigid - (X)	Rigid - (X)	B02	8.28	Rigid - (X)	Rigid - (X)	-36.18	
A03	17.46	Rigid - (θ_z)	Rigid - (θ_z)	B03	22.19	Rigid - (θ_z)	Rigid - (θ_z)	-27.09	
A04	19.73	Rigid - (Z)	Rigid - (Z)	B04	24.39	Rigid - (Z)	Rigid - (Z)	-23.62	
A05	24.02	Rigid - (θ_x)	Rigid - (θ_x)	B05	28.00	Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	-16.57	
A06	24.54	Rigid - (θ_y)	Rigid - (θ_y)	B06	28.68	Rigid - (θ_y)	Rigid - (θ_y)	-16.87	
A07	28.74	Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	B07	30.66	Rigid - (θ_x)	Rigid - (θ_x)	-6.68	
A08	31.13	Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)	B08	31.41	Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)	-0.90	
A09	31.86	Flexible Mode	吐出管: Local-(X)	B09	31.91	Flexible Mode	吐出管: Local-(X)	-0.16	
A10	33.97	Flexible Mode	吸吐管: Local-(Y)	B10	34.43	Flexible Mode	吸吐管: Local-(Y)	-1.35	
A11	34.31	Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	B11	34.51	Flexible Mode	吸入管Y方向擺動	-0.58	
A12	35.51	Flexible Mode	吐出管: Local-(X)	B12	35.61	Flexible Mode	吐出管X方向擺動	-0.28	
A13	66.45	Flexible Mode	吸入管: Local-(X)	B13	66.46	Flexible Mode	吸入管X方向擺動	-0.02	
A14	72.61	Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)	B14	72.67	Flexible Mode	吐出管Y方向擺動	-0.08	
A15	81.20	Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	B15	81.20	Flexible Mode	吸入管Y方向擺動	0.00	

表 8 壓縮機於空調機邊界不同腳墊之模態振型總表

A-Pad A01-5.99 Hz		B-Pad B01-8.12 Hz	
Rigid - (Y)	Global-(Y)	Rigid - (Y)	Global-(Y)
A02-6.08 Hz		B02-8.28 Hz	
Rigid - (X)	Global-(X)	Rigid - (X)	Global-(X)
A03-17.46 Hz		B03-22.19 Hz	
Rigid - (θ_z)	Global-(θ_z)	Rigid - (θ_z)	Global-(θ_z)
A04-19.73 Hz		B04-24.39 Hz	
Rigid - (Z)	Global-(Z)	Rigid - (Z)	Global-(Z)
A-Pad A05-24.02 Hz		B-Pad B05-28 Hz	
Rigid - (θ_x)	Global-(θ_x)	Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)
A06-24.54 Hz		B06-28.68 Hz	
Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	Rigid - (θ_x)	Global-(θ_x)
A07-28.74 Hz		B07-30.66 Hz	
Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	Rigid - (θ_y)	Global-(θ_y)
A08-31.13 Hz		B08-31.41 Hz	
Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)	Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)
A09-31.86 Hz		B09-31.91 Hz	
Flexible Mode	吐出管: Local-(X)	Flexible Mode	吐出管: Local-(X)
A10-33.97 Hz		B10-34.43 Hz	
Flexible Mode	吸吐管: Local-(Y)	Flexible Mode	吸吐管: Local-(Y)
A11-34.31 Hz		B11-34.51 Hz	
Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	Flexible Mode	吸入管Y方向擺動
A12-35.51 Hz		B12-35.61 Hz	
Flexible Mode	吐出管: Local-(X)	Flexible Mode	吐出管X方向擺動
A13-66.45 Hz		B13-66.46 Hz	
Flexible Mode	吸入管: Local-(X)	Flexible Mode	吸入管X方向擺動
A14-72.61 Hz		B14-72.67 Hz	
Flexible Mode	吐出管: Local-(Y)	Flexible Mode	吐出管Y方向擺動
A15-81.20 Hz		B15-81.20 Hz	
Flexible Mode	吸入管: Local-(Y)	Flexible Mode	吸入管Y方向擺動

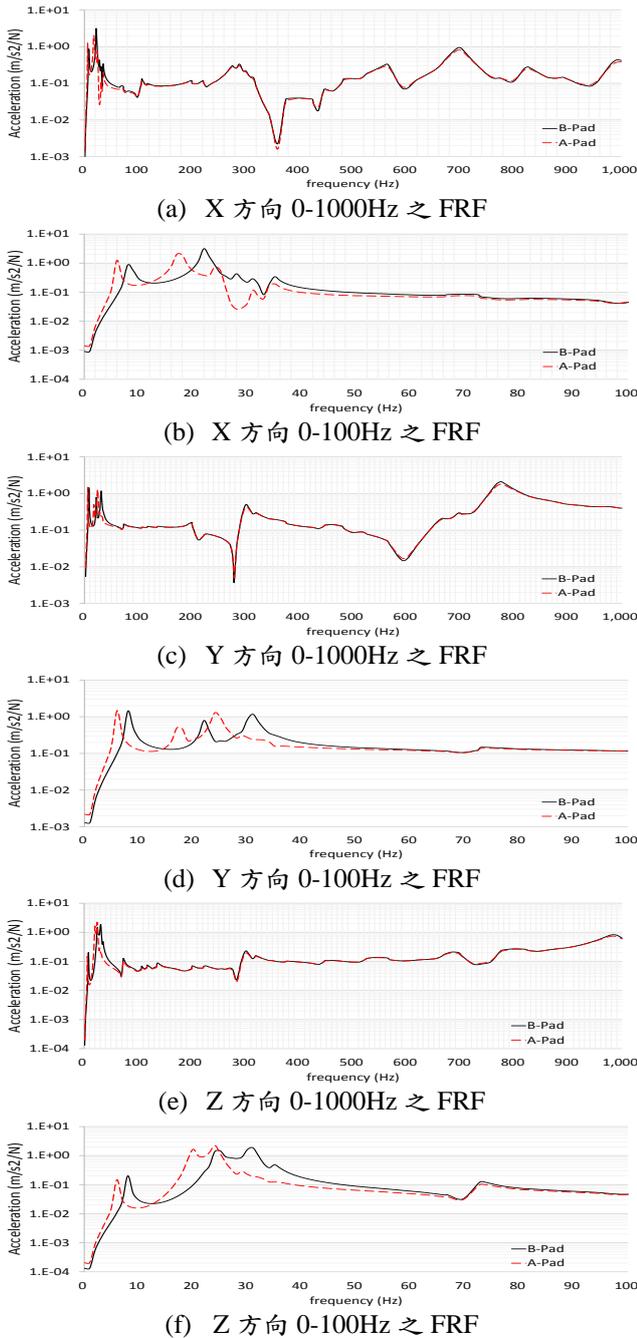


圖 9 壓縮機於空調機邊界不同腳墊之 FRF 圖

4. 結論

本文建立了實驗與分析流程完成橡膠腳墊的模擬與校正，也完成壓縮機在整體空調系統上的腳墊與管路邊界的分析模型，探討不同的橡膠腳墊對整體壓縮機振動模態特性的影響，綜合以上之實驗與分析結果可得下列幾點結論：

1. 本文建立了壓縮機於不同腳墊邊界之實驗方法、模擬技術以及驗證流程，透過模型驗證程序，可獲得及校正等效於實際結構腳墊邊界之勁度矩陣，並運用有限元素分析來預測壓縮機於腳墊邊界下的振動特性。
2. 不同腳墊對壓縮機於空調機邊界之振動特性探討

得知，橡膠腳墊勁度矩陣值對壓縮機在整體空調系統上的振動模態影響可分為兩種類型：一種是低頻率的剛體模態，另一種是較高頻率的彈性體模態；不同的橡膠腳墊之勁度矩陣值，不同橡膠腳墊之剛性差異對低頻的剛體振動模態之自然頻率有顯著的影響，而對高頻的彈性體振動模態則影響甚微。

3. 由不同腳墊對壓縮機於空調機邊界之頻率域特性探討中得知，不同的橡膠腳墊對空調機邊界下的壓縮機僅會影響低頻剛體模態之頻率，高頻率的彈性體模態則影響甚微，其現象與模態域特性相呼應。
4. 本文建立了實驗與分析流程完成橡膠腳墊的模擬與校正，也完成壓縮機在整體空調系統上的腳墊與管路邊界的分析模型，可以有效模擬壓縮機結構振動模態特性，未來可應用到空調系統的響應預測與設計變更等相關議題。

5. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 105 年度產學合作計畫「壓縮機與室外機系統組裝匹配基於振動噪音之設計分析與實驗探討」經費補助，特此致謝。

6. 參考文獻

- [1] 王栢村，張博鈞，梁秀璋，林谷樺，2017，「壓縮機於腳墊邊界之模擬與實驗驗證」，*中華民國力學學會第四十一屆全國力學會議*，台南，論文編號：D-1154。
- [2] 王栢村，余易璋，王文志，林谷樺，2016，「壓縮機吸入口及吐出口銅管之振動特性探討」，2016 精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：A038。
- [3] Silveira, M., 2004, "Noise and Vibration Reduction in Compressors for Commercial Applications," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, Paper No.: C065.
- [4] Park, J., and Wang, S., 2008, "Noise Reduction for Compressors by Modes Control Using Topology Optimization of Eigenvalue," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 315, No. 4-5, pp. 836-848.
- [5] Kim, J. D., Lee, B. C., Bae, J. Y., Ban, J. O., and Kim, Y. H., 1998, "Noise Reduction of a Rotary Compressor Using Structural Modification of the Accumulator," *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, IN, USA, Paper 1265.
- [6] Li, L., and Wu, J., 2008, "Noise Reduction of Accumulators for R410A Rotary Compressors," *International Compressor Engineering Conference*, IN, USA, Paper 1857.
- [7] Maglie, P., Carbini, R., Weikert, S., Wegenr, K., 2010, "Efficient mechatronic evaluation of machine tool designs using model reduction," *Proceedings of the 12th Mechatronic Forum Biennial International Conference*, Vol. 1, pp. 285-292.



Discussions on Vibration Characteristics of Compressor with Different Rubber Pads in Air Conditioner

Bor-Tsuen Wang¹, Bo-Jun Zhang¹, Sheng-Jie
Lin², Hsiu-Wei Liang²

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

²Rechi Precision Co., LTD

ABSTRACT

The rotary compressor is rested on the rubber pads and connected to pipe lines in the air conditioner. This work aims to investigate the effect of different types of rubber pads on vibration characteristics of compressor that is connected to the same pipe lines. First, the compressor with the rubber pad boundary only is considered to perform experimental modal analysis (EMA) to obtain structural modal parameters. The finite element (FE) model of compressor has been verified in free boundary in advance, and the pad boundary simulation by joint stiffness matrix method is also constructed to obtain the theoretical modal parameters. Through model verification procedure, the pad effect for the stiffness matrix can be determined such that the FE model of compressor in pad boundary is equivalent to the real structure. For practical application, we need to know the vibration modes of compressor with the pad and pipe lines connections for realizing the overall vibration response of the compressor. With the knowledge of pad boundary simulation for two different rubber pads, this work performs theoretical modal analysis (TMA) on the compressor FE models, considering two types of rubber pads and the same pipe lines. Results show there are basically two types of vibration modes, i.e. the rigid modes of compressor in low frequencies and the flexible body modes in high frequencies. The pad stiffness significantly affects the lower frequency modes, while the higher frequency flexible body modes of compressor are not much different in term of natural frequencies and mode shapes. This work calibrates the simulation techniques of rubber pads in conjunction with the compressor. The system model of compressor rested on the rubber pads and connection to pipe lines can then be reasonably constructed to predict the system response. The modeling and analysis of compressor in air conditioner system are established and useful for future applications, such as response prediction and design modification.

Keywords: rubber pad, experimental modal analysis (EMA), theoretical modal analysis (TMA), vibration modes.

