

## 機械噪音測量和診斷定制程序：迴轉式壓縮機的應用

王栢村<sup>1</sup>、葉銘凱<sup>1</sup>、林建敦<sup>1</sup>、吳秉修<sup>1</sup>、周建中<sup>2</sup>、陳金龍<sup>2</sup>

<sup>1</sup>國立屏東科技大學 機械工程系

<sup>2</sup>瑞智精密股份有限公司

\*通訊: wangbt@mail.npust.edu.tw

### 摘要

機械運轉所產生的噪音，一直是業界急欲想要解決的問題之一，因此振動噪音量測與診斷流程之建立，有助於業界提升實驗量測與規劃能力。本文首先說明聲響傳遞路徑之理念，並以一有噪音產生之虞的迴轉式壓縮機為例，建立振動噪音量測與診斷流程，其實驗可分為接受端測試與路徑測試，接受端測試之目的為獲得壓縮機在穩定轉速下之振動噪音線性頻譜，透過轉換 1/3 八音頻譜與總聲音壓力位準來探討主要噪音貢獻之頻帶範圍；路徑測試為進行實驗模態分析並獲得壓縮機外殼之模態參數，目的為與接受端測試結果進行比較，藉以找出壓縮機可能的噪音來源。本文以實際案例量測與解析振動噪音頻譜，建立符合業界實際需求之噪音診斷程序，結果顯示壓縮機在頻率 1000 及 1600Hz 有較高的噪音貢獻度，初步判斷噪音可能分別為儲液瓶前後擺動模態與壓縮機本體 (0,z)=(2,1) 模態振動所產生。

**關鍵詞：**線性頻譜、1/3 八音頻譜、實驗模態分析、模態參數

### 1. 前言

在日常生活中，冷氣機或空調系統是一個不管在家庭、公司、學校或是公共場所常見到的電器產品，為了在炎熱的夏天裡可以有舒適的空間，冷氣機已經成為生活中不可缺少的設備，其中壓縮機為冷氣機及空調系統中之主要元件，而壓縮機在運轉的過程中時常伴隨著噪音的產生，進而影響人們的生活品質，因此因應環境的需求，壓縮機運轉產生的噪音則受到相當的重視。

針對不同類型之壓縮機進行振動與噪音的實驗量測，並找出可能的噪音來源，王等人[1]針對一迴轉式壓縮機分別進行穩態運轉測試(Receiver Test)與啟動運轉測試(Run-up Test)並進行比較，以求得壓縮機主要噪音貢獻之頻帶範圍以及可能的結構自然頻率。Seo et al. [2]說明空調室外機的主要噪音傳遞的來源有 2 種，分別是由空氣以及結構傳遞所產生的噪音，其中由空氣傳遞所產生的噪音約佔總噪音能量 40~50% 的貢獻度；由結構傳遞所產生的噪音約佔總噪音能量 50~60%

的貢獻度。Kim et al. [3]提到由於旋轉機械之噪音與振動的產生和傳遞的複雜性，所以有必要利用各種分析技術去確認對應的噪音來源和傳遞路徑。林等人[4]指出噪音控制問題可由噪音源(Source)、傳輸途徑(Path)及接受端(Receiver) 3 個基本因素來考慮，透過利用迴轉式壓縮機內部量測方法與外部噪音量測之結果做資料的後處理與分析，進而推理出壓縮機內部可能的噪音來源。Silveria [5]探討往復式壓縮機振動與噪音的傳遞路徑，以流程圖說明振動噪音的改善流程，由主要噪音頻帶為依據，找尋造成此噪音的源頭並改善。王等人[6~7]建立一套振動與噪音的量測分析方法，針對不同工作條件下之雙螺旋壓縮機進行量測，透過量測線性頻譜與 1/3 八音頻譜，說明振動與噪音之間的關聯性，結果顯示噪音貢獻量主要集中在 630 與 2000 Hz 的頻帶範圍。Paulauskis [8]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。王等人[9]針對一有異音產生之虞的雙螺桿壓縮機進行振動與噪音量測，找尋壓縮機可能的異音來源，並建立一套符合業界所需的噪音量測程序與診斷流程。

本文目的為建立機械噪音量測程序與診斷流程，並以一有異音產生之虞的迴轉式壓縮機為例，首先說明噪音量測與診斷之理念，接著對壓縮機進行接受端測試所獲得的線性頻譜及 1/3 八音頻譜，了解壓縮機較高噪音貢獻度之頻帶範圍，再針對壓縮機進行路徑測試，獲得壓縮機外殼之模態參數，最後再將接受端測試與路徑測試之結果進行比較探討，藉以了解壓縮機的異音來源是否為壓縮機運轉時所引起的共振效應所產生。

### 2. 量測與診斷理念

圖 1 為聲響傳遞路徑圖，系統接收到輸入而產生輸出，相當於結構接收到振動源產生振動，再經由傳遞路徑，最後再被接受端接收。在此以本文進行異音分析的迴轉式壓縮機為例，說明實際運作系統的聲響傳遞路徑。

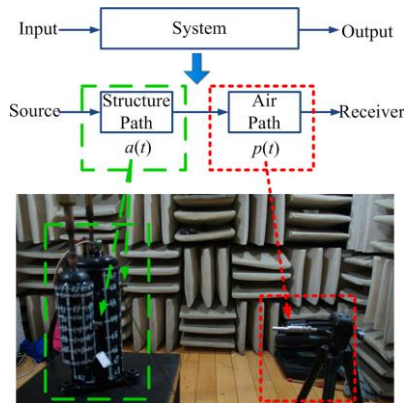


圖 1 聲響傳遞路徑圖

運作中的系統，因運作的方式不同而有不同的振動源，以迴轉式壓縮機來說，其振動源為即運作中的馬達。而傳遞的路徑分為兩種，結構傳遞及空氣傳遞，結構傳遞為由馬達一層層向外擴展的結構，此路徑皆為結構傳遞，此部分主要探討結構的模態參數，包含自然頻率及模態振型，並與後續接受端所測得噪音頻譜比對，了解聲音源是否為結構所產生。空氣傳遞則是壓縮機最外層結構的振動傳遞聲響到被接受端的路徑，此部分主要探討接受端跟結構端的關係，透過頻率響應函數以及關聯性函數，了解不同轉速下之聲音特性，以及結構的振動與空氣中的聲音頻率之關聯性。接受端則是系統產生的聲響，被人體或儀器接收到，透過頻譜分析儀連接麥克風及加速度計量測，以了解聲音主要的頻帶，再進行結構端的比對，探討可能的聲音源。

## 2.1 建立量測與分析程序

通常對壓縮機進行噪音檢測只需要利用麥克風作為感測器進行量測即可，但若更加了解壓縮機未達檢測標準的原因，則需要搭配振動量測，來與噪音量測結果進行輔助診斷。圖 2 為振動與噪音量測程序，首先品管與研發人員必須要先了解振動與噪音量測中所需要準備的量測儀器設備、感測器安裝方式、以及量測儀器的相關參數設定。本節以迴轉式壓縮機為例，針對接受端測試之量測程序的建立進行逐一的說明：

1. 量測儀器安裝：頻譜分析儀與感測器、筆記型電腦之連接，感測器包含麥克風與磁吸式加速度計，其中麥克風應架設距離壓縮機約 30 公分處，並對準壓縮機上下及左右中間位置；磁吸式加速度計則應架設於壓縮機外殼振動較明顯處，以先前的量測經驗，如外殼與內部結構無接觸之位置。
2. 儀器參數設定：由於人耳所能聽到的頻率範圍介於 20-20kHz，因此噪音的量測頻寬通常設定 0-20kHz，量測時間至少設定 30 秒。其中量測噪音必須大於背景噪音 10dB 以上，量測結果才算有效，若只大於 3dB 則需要對量測參數進行修正。
3. 量測方式：可分為噪音量測(Rs)，為品管人員對

壓縮機進行噪音檢測；振動量測(Rv)，為研發人員對壓縮機進行接受端噪音診斷；路徑測試(P)，為研發人員對壓縮機進行路徑噪音診斷之實驗模態分析。

4. 選擇額定轉數：依業界對客戶端之需求，針對不同型號之壓縮機選擇較常使用之額定轉數，以本文中壓縮機所選擇的額定轉數分別有 1800、3600、4000、4500、5400 以及 7200 RPM，共 6 個不同額定轉數。
5. 單一轉速量測：在針對單一轉數進行噪音量測前，需先對量測環境進行背景噪音的量測，以判定後續噪音量測的有效性，接著再依規劃的額定轉數逐一進行噪音量測。
6. 數據後處理分析：由麥克風與加速度計所量測到的噪音與振動線性頻譜，利用後處理工具程式轉換成較易判讀的 1/3 八音頻譜以及總聲音壓力為準，以作為後續的比較分析。
7. 單一轉速數據分析報告：針對每一單一額定轉數所進行的振動噪音量測與數據分析結果，撰寫成報告。

噪音量的大小是由量測頻率峰值的加總來決定，而影響噪音量大小為噪音頻譜中的最高峰值頻率，但人耳所聽到的噪音不僅是單一噪音頻率，而是利用 1/3 八音頻譜的頻帶範圍做區分，圖 3 所示為噪音線性頻譜，將圖中的頻率軸利用後處理工具程式轉換成對數後，會與圖 4 噪音 1/3 八音頻譜互相對應，為了建立不同層次的噪音量測程序，需要將實驗量測所得到的噪音線性頻譜利用後處理工具程式轉換成 1/3 八音頻譜以及總聲音壓力為準。圖 5 所示為噪音分析程序，在針對每一個額定轉數進行量測後需要記錄量測參數，以利後續分析資料的整理，接著再對每一額定轉數的噪音量測結果進行分析，首先是總噪音量(dB/dBA)的比較，再藉由噪音 1/3 八音頻譜找尋較高噪音貢獻度之頻帶範圍，最後再搭配噪音線性頻譜找到對應的中心頻率以及較高噪音貢獻度之頻帶範圍，以下則針對接受端測試的噪音分析程序逐一進行較詳細的說明：

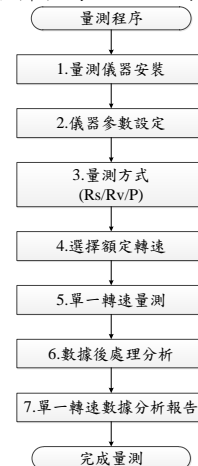


圖 2 振動與噪音量測程序

1. 紀錄量測參數：對目前所量測的額定轉數、感測器之位置及方向、以及頻譜分析儀的相關量測參數皆予以紀錄，以便後續分析資料的整理。
2. dB/dBA：對每一額定轉數所量測到的總噪音量進行比較，以了解壓縮機在不同運轉轉數下的總噪音量變化，也可作為品管人員對產品做快速之檢測與評估。
3. 1/3 八音頻譜：利用後處理工具程式轉換所得的 1/3 八音頻譜，除了可以判斷每一額定轉數下較高噪音貢獻之頻帶範圍，也可讓研發人員對未達檢測標準的壓縮機進行噪音分析。
4. 線性頻譜：透過 1/3 八音頻譜中較高噪音貢獻度頻帶所對應的中心頻率範圍，與振動與噪音線性頻譜進行比對，找出所對應的高噪音頻帶範圍。
5. 判斷高噪音貢獻度頻帶所對應之頻率位置：利用 1/3 八音頻譜與線性頻譜兩者間之比較，獲得壓縮機在不同額定轉數下之高噪音貢獻頻帶位置。
6. 存檔/存圖：將分析資料以及後處理之相關圖表予以存檔，以便研發人員對高噪音問題的壓縮機進行後續的噪音分析與診斷。

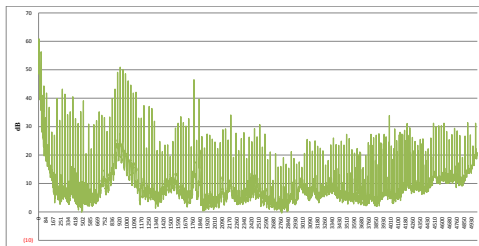


圖 3 噪音線性頻譜

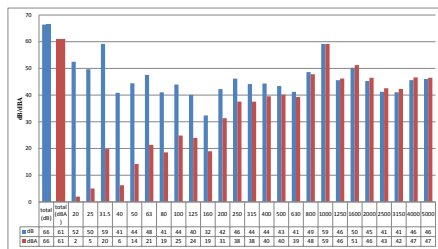


圖 4 噪音 1/3 八音頻譜

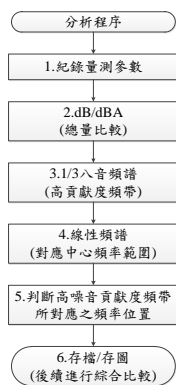


圖 5 噪音分析程序

## 2.2 建立噪音診斷流程

本節將噪音診斷流程分為接受端噪音診斷與路徑噪音診斷兩個部分進行說明，接受端噪音診斷指的是振動與噪音的關聯性比較，透過感測器量測所得到的振動與噪音線性頻譜進行比較，目的為探討較高噪音貢獻度頻率與結構振動的關聯性。路徑噪音診斷則是對壓縮機外殼進行實驗模態分析，以獲得外殼結構之模態參數，包含自然頻率、模態振型及阻尼比，最後再將接受端測試所得到較高噪音貢獻度頻率與路徑測試所得到之外殼結構模態參數進行綜合比較，以找出壓縮機運轉過程中的噪音來源。

圖 6 為接受端噪音診斷流程圖，由圖中可以發現振動與噪音的量測程序是由上而下，是將量測所得到的振動與噪音線性頻譜，利用後處理工具程式轉換為 1/3 八音頻譜與總噪音量；而噪音診斷流程則是由下而上，來探討振動與噪音兩者之間的關聯性，以迴轉式壓縮機為例，圖 7 為壓縮機在穩定轉速 4500 RPM 狀態下所量測到之振動與噪音線性頻譜圖，分別為加速度計固定於壓縮機本體與儲液瓶，以及麥克風距離壓縮機 30 公分(圖 9)量測所得，由圖中可以發現振動與噪音線性頻譜的部分頻帶具有一致性，例如噪音線性頻譜在頻率 75、300、375、975 與 1575Hz 有較高噪音貢獻度，與振動線性頻譜的轉速頻率有相對應。圖 9 為路徑噪音診斷流程圖，是將接受端測試與路徑測試之實驗量測結果進行綜合性的比較，並確認壓縮機在運轉的過程中所產生的噪音，是否為結構共振的原因所導致。本文將以一有噪音產生之虞的迴轉式壓縮機，以實際案例說明接受端測試與路徑測試的噪音診斷流程。

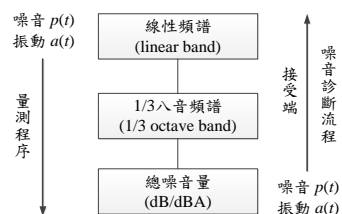


圖 6 接受端噪音診斷流程圖

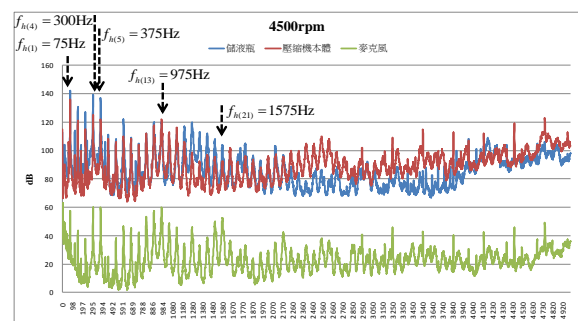


圖 7 振動與噪音線性頻譜圖

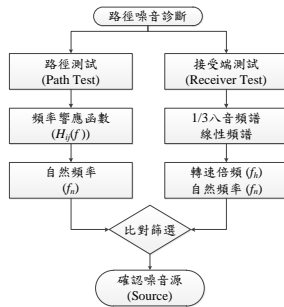


圖 8 路徑噪音診斷流程

### 3. 實驗架設

藉由聲響傳遞路徑圖說明接受端與路徑端之量測與診斷理念，建立振動與噪音量測程序，本節以迴轉式壓縮機為例，說明感測器的架設方式與相關量測參數之設定，其量測程序可分為接受端測試與路徑測試。

#### 3.1 接受端測試

圖 9 為接受端測試之實驗量測架構圖，量測儀器包含 1 台頻譜分析儀、1 支麥克風以及 2 顆磁吸式加速度計，量測頻寬設定 0-20kHz，頻率解析度為 6.125Hz，麥克風架設距離壓縮機 30 公分處，並對準壓縮機左右及上下之中間位置，2 顆磁吸式加速度計則分別架設於壓縮機本體與儲液瓶上，以先前量測之經驗，應並避開外殼與內部結構有接觸之位置，以使量測所獲得之數據較易解讀，圖 10 為實際接受端測試示意圖。

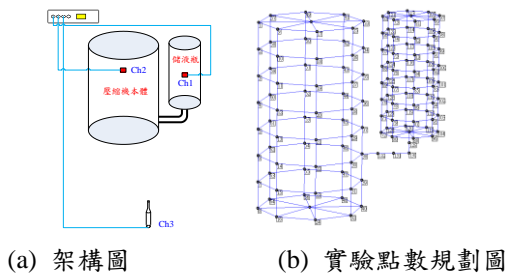


圖 9 接受端測試之實驗量測架構圖

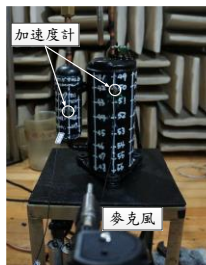


圖 10 實際接受端測試示意圖

#### 3.2 路徑測試

圖 11 為路徑測試之實驗量測架構圖，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，移動衝擊錘的方式進行實驗。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，圖 12 為實際路徑測試示意圖。

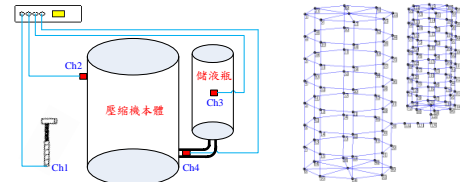


圖 11 路徑測試之實驗量測架構圖

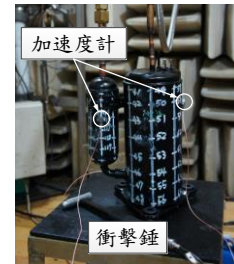


圖 12 實際路徑測試示意圖

### 4. 結果與討論

本文的目的主要是建立一套振動噪音量測與診斷分析的程序，並可幫助業界的品管或研發人員能夠有效對產品進行檢測與量測診斷，以下則利用迴轉式壓縮機的振動噪音實驗量測與診斷流程進行說明。

#### 4.1 迴轉式壓縮機之噪音特性分析

本節對本迴轉式壓縮機常用之額定轉數 1800、3600、4000、4500、5400 及 7200 RPM，在 6 個不同轉速且穩定運轉狀態下進行實驗量測，以下則利用實驗結果，探討迴轉式壓縮機的噪音特性：

1. dB/dBA(總噪音量比較)：圖 13 所示為壓縮機在不同轉速下之總噪音量比較圖，由圖中可以發現在不同轉速下，未加權與 A 加權後之總噪音量相差約 5 dBA 以內，其中在轉速由 1800 到 7200 RPM 之總噪音量約增加 15 dBA，代表隨著轉速的上升，壓縮機的噪音量也隨之上升。
2. 1/3 八音頻譜(找出較高噪音貢獻度之頻帶範圍)：圖 14 為壓縮機在不同轉速下之 1/3 八音頻譜重疊圖，由圖中可以發現，在頻帶 800~2000 Hz 之間噪音量偏高，其中在頻帶 1000 與 1600 Hz 之噪音貢獻度最高，另外也可以發現在各個轉速中，在頻譜範圍 200~500 Hz 之間也有明顯的噪音貢獻，但噪音量相較於頻譜範圍 800~2000 Hz 間則較小。

3. 線性頻譜(判斷影響較高噪音貢獻度頻帶之頻率)：將 1/3 八音頻譜的 1000 及 1600 Hz 較高噪音貢獻度頻帶之中心頻率範圍對應於噪音線性頻譜，並判斷出可能影響較高噪音貢獻度頻帶之頻率，圖 15 為壓縮機在轉速 5400 RPM 量測所得之噪音線性頻譜圖，圖中顯示較高噪音貢獻度 1000 Hz 頻帶可能是受到第 10、11 及 12 個轉速倍頻的頻率所影響(900、990 及 1080 Hz)；1600 Hz 頻帶可能是受到第 16、17、18 及 19 個轉速倍頻的頻率所影響(1440、1530、1620 及 1710 Hz)。

#### 4.2 迴轉式壓縮機之接受端噪音診斷

本節將利用接受端噪音診斷來探討振動與噪音之間的關聯性，並以壓縮機在轉速 5400 RPM 所量測到的振動與噪音線性頻譜進行說明。

圖 16 為壓縮機在轉速 5400 RPM 之噪音 1/3 八音頻譜圖，首先在左邊可以看到在此轉速中，其總噪音量為 76 dBA。由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，其中純音為擾人的聲音，因此人耳所能感受到的噪音，是純音的效應所造成的原因之一。Paulauskis [8]在文獻中提到，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。以 250 及 400 Hz 的頻帶為例，其兩側之振幅值差異達 8 dBA，則可以判定此頻帶具有純音效應。以此方式判斷 5400 RPM 的轉速下具有純音效應之頻帶有 100、250、400、1000 及 1600 Hz，其對應的噪音量分別為 39、44、61、73 及 65 dBA。

圖 17 所示為壓縮機在轉速 5400 RPM 之振動噪音線性頻譜重疊圖，其中藍色曲線為加速度計固定於儲液瓶上量測所得之振動線性頻譜；紅色曲線為加速度計固定於壓縮機本體上量測所得之振動線性頻譜；綠色曲線為麥克風距離壓縮機 30 公分量測所得之噪音線性頻譜，最後將 3 者之線性頻譜進行疊圖，藉以觀察振動與噪音之間的關聯性。

由圖 16 之 1/3 八音頻譜重疊圖得知具純音效應之頻帶分別為 100、250、400、1000 及 1600Hz，其對應之中心頻率範圍分別為 89.1~112、224~282、355~447、891~1122、1413~1778Hz 之間，將此 5 個範圍對應於圖 17 之線性頻譜上，找出較高的振動與噪音貢獻度之頻帶，分別有 90、360、900 以及 1530Hz。

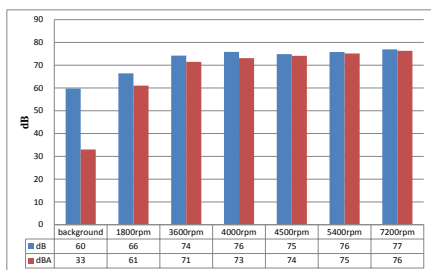


圖 13 不同穩定運轉轉速下之 dB/dBA 比較圖

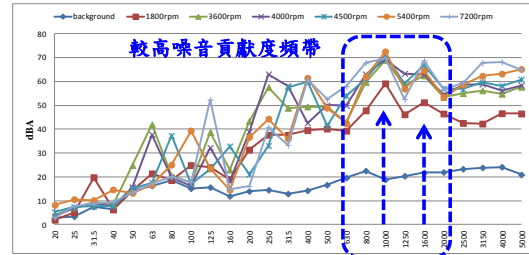


圖 14 不同穩定運轉轉速下之 1/3 八音頻譜比較圖

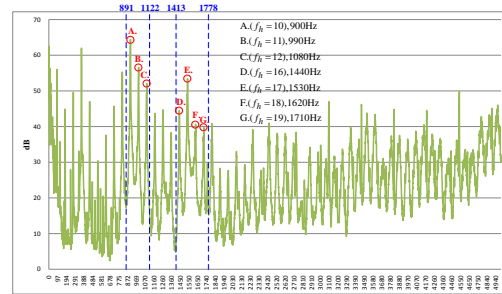


圖 15 轉速 5400 RPM 之噪音線性頻譜圖

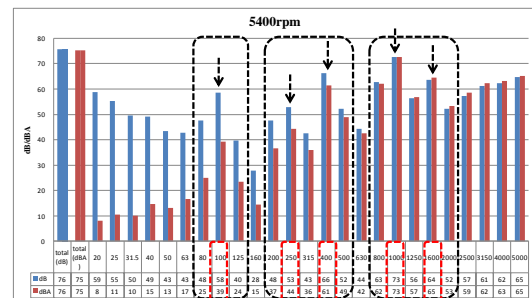


圖 16 轉速 5400 RPM 之 1/3 八音頻譜圖

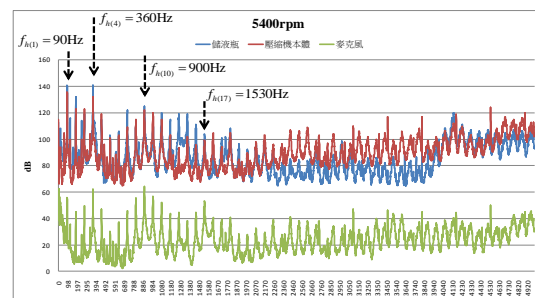


圖 17 轉速 5400 RPM 之振動與噪音線性頻譜重疊圖

表 1 不同轉速下 1/3 八音頻譜較高噪音貢獻度之頻率總表

中心頻率 (Hz)	轉速 (rpm)					
	1800	3600	4000	4500	5400	7200
28.2~35.5	31.5					
56.2~70.8		63	63			
70.8~89.2				80		
89.1~112					100	
112~141						125
141~178				160		
224~282					250	250
282~355				315		
355~447				400	400	400
708~891						800
891~1122	1000	1000	1000	1000	1000	1000
1122~1413			1250			
1413~1778	1600	1600	1600	1600	1600	1600

1/3八音頻譜較高噪音貢獻度之頻率(Hz)

表 1 為壓縮機在不同轉速下 1/3 八音頻譜較高噪音貢獻度之頻率總表，依據圖 16 的判斷方式，從 6 個不同轉速之噪音 1/3 八音頻譜中，找出具純音效應以及噪音量較高的頻帶進行紀錄，每一個頻帶皆有對應的中心頻率範圍。其中利用黃色顏色填滿之表格代表為具有純音效應之頻帶。而在表中也可以發現，不論在哪一個轉速，在 1000 及 1600Hz 之頻帶下(紅色線條框選範圍)，確實是有很明顯的噪音貢獻度。

### 4.3 迴轉式壓縮機之路徑噪音診斷

本節將利用路徑噪音診斷來探討較高噪音貢獻度頻帶之頻率，是否與結構自然頻率有共振效應的影響有關。由圖 1 的聲響傳遞路徑圖可以得知，振動與噪音是由壓縮機內部傳遞至外部，而實驗量測則必須由外部進行，藉以探討振動與噪音的特性。路徑測試則是利用實驗模態分析的手法，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 19 為實驗與合成之頻率響應函數重疊圖，由圖中顯示兩者曲線的趨勢相當一致，代表曲線嵌合結果有高的可靠度。最後再將結果與表 1 中較高噪音貢獻度頻帶之頻率進行比較與探討，以了解壓縮機可能的噪音來源，以下則對路徑噪音診斷結果進行說明：

1. 圖 19 為壓縮機外殼之頻率響應函數重疊圖，是將 132 比頻率響應函數資料進行疊圖所得，圖中將較高噪音貢獻度 1000 及 1600 Hz 頻帶所對應的中心頻率範圍，並標註出 5 個自然頻率位置。
2. 表 2 為壓縮機外殼之模態參數對照表，為較高噪音貢獻度 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。
3. 由表 1 得知壓縮機無論在哪一個轉速狀態下，在頻帶 1000 及 1600 Hz 皆有明顯的噪音貢獻度，且在路徑測試結果中，在以上 2 個頻帶範圍也確實有模態，因此初步判斷噪音可能是由結構的共振效應所產生。

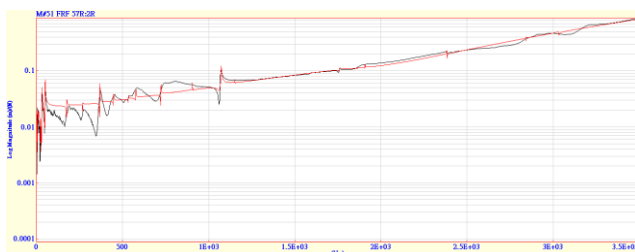


圖 18 實驗與合成之頻率響應函數重疊圖

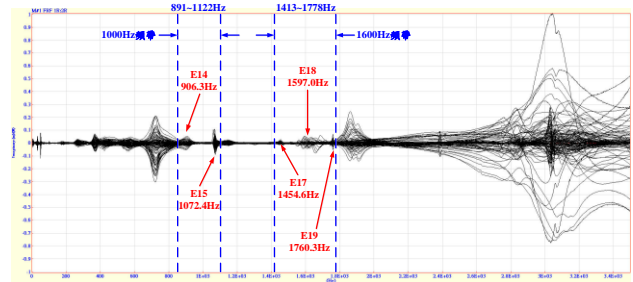


圖 19 頻率響應函數重疊圖(虛數部)

表 2 模態參數對照表

模態數	自然頻率 (Hz)	模態振型	物理意義
E-14	906.3		儲液瓶左右擺動模態
E-15	1072.4		壓縮機本體&儲液瓶上端&下端振動模態
E-17	1454.6		儲液瓶下端擺動模態
E-18	1597.0		儲液瓶左右擺動模態
E-19	1760.3		壓縮機本體 (θ,z)=(2,1)模態

4. 壓縮機在 1000 Hz 頻帶的噪音可能為儲液瓶左右擺動以及壓縮機本體上端與儲液瓶下端擺動振動模態所產生。
5. 壓縮機在 1600 Hz 頻帶的噪音可能為儲液瓶下端、左右擺動以及壓縮機本體(θ,z)=(2,1)振動模態所產生。

### 5. 結論

本文應用振動與噪音量測技術於迴轉式壓縮機，透過實驗量測中獲得之振動與噪音頻譜進行解析，找出壓縮機可能的噪音來源，並幫助業界中的品管與研發人員建立一套振動與噪音量測流程與診斷程序，提升實驗量測與規劃之能力，

1. 藉由觀察不同轉速下的 dB/dBA 總噪音量的比較圖得知，壓縮機隨著轉速越高，其總噪音量也隨之升高。
2. 壓縮機在不同轉速之頻譜範圍 1000 及 1600 Hz，皆有出現較高振動與噪音貢獻之頻率，初步判斷以上 2 個頻帶之噪音，可能是由結構共振所產

- 生。
- 目前只針對壓縮機外殼結構進行實驗模態分析獲得模態參數，但是藉由外殼模態振型無法判斷內部結構之動態特性，未來可針對壓縮機內部零組件結構、次組合結構進行有限元素分析與實驗模態分析，並進行模型驗證，以獲得等效於實際結構之有限元素模型。最後完成整台壓縮機之模型驗證，並利用有限元素分析結果對壓縮機噪音問題進行輔助診斷，藉以了解內部結構之動態特性。
  - 未來也可應用本文之振動噪音量測與診斷程序，應用於其他類型且有噪音產生之虞的迴轉機械上，藉以找出可得能的噪音來源。

### 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

- 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。
- Seo, S. H., Park, J. K., and Cho, K. S., 2000, "Source Identification and Reduction of Noise for the Outdoor Unit of Room Air Conditioner," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper 1486.
- Kim, H. J., Cho, Y. M., and Chou, R., 2000, "Noise Source Identification in a Rotary Compressor: A Multidisciplinary Synergetic Approach," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper1437.
- 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*。
- Silveira M., 2004, "Noise and Vibration Reduction in Compressors for Commercial Applications," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, paper1662.
- Wang, B. T., Hsieh C. H., Wang W. C., and Liu, C. L., 2012, "Noise and Vibration Characteristic Studies of Twin Screw Compressor in different Operating Conditions," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, Paper 1427.
- 王栢村，謝長鴻，王文志，黃啟順，劉家良，2012，「雙螺旋式壓縮機於不同工況下之噪音特性分析」，*中華民國振動與噪音工程學會第 20 屆學術研討會*，彰化，論文編號：C-01。

- Paulauskis. J. A., 1999, "Addressing Noise Problems in Screw Chillers," *ASHRAE Journal*, pp.22-25.
- 王栢村，王文志，王廷維，黃啟順，2013，「機械噪音測量和診斷定制程序：雙螺桿壓縮機的應用」，*中華民國振動與噪音工程學會第 21 屆學術研討會*，台北，論文編號：A0011。

## Machinery Noise Measurement and Diagnosis Customized Procedure: Application to Rotary Compressor

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Ming-Kai Yeh<sup>1</sup>, Chien-Tui Lin<sup>1</sup>, Bing-Hsiu Wu<sup>1</sup>, Chien-Chung Chou<sup>2</sup>, Chin-Lung Chen<sup>2</sup>

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

### Abstract

Machinery noise is of concern for industry. The establishment of noise and vibration measurement and diagnosis procedure is urgent for industry. This work first introduces the noise transmission path, in particular for the concern of noise problem of a rotary compressor. The measurement and diagnosis procedures are divided into two stages, i.e. receiver test and path test. The receiver test is to obtain the auto power spectral density (PSD) function or simply linear auto spectrum of sound pressure level (SPL) in steady state condition. The 1/3 octave band SPL and overall SPL can then be determined to discuss the major contribution bands for noise or vibration. The path test is to perform experimental modal analysis (EMA) on the shell structure of rotary compressor to obtain structural modal parameters. The path test results can then be used to compare with those results from the receiver test to identify possible sources of noise. This work presents a practical application of noise and vibration measurement to a rotary compressor and establishes the customized noise diagnosis procedures. Results show the central bands on 1000 Hz and 1600 Hz are the most contribution to noise. The source of noise can be the fluctuation mode of accumulator and the cylindrical mode  $(\theta, z) = (2, 1)$  of pump body.

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