

## 機械噪音測量和診斷定制程序：雙螺桿壓縮機之應用

王栢村<sup>1</sup> 王文志<sup>1</sup> 王廷維<sup>1</sup> 黃啟順<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 國立屏東科技大學 機械工程學系

<sup>2</sup> 漢鐘精機股份有限公司

[wangbt@mail.npust.edu.tw](mailto:wangbt@mail.npust.edu.tw)

### 摘要

機械噪音問題，一直是相關領域之業界欲了解與解決的重點之一，而噪音量測與診斷流程建立，有助於廠商提升研發及品管之效率，因此建立標準化量測與診斷作業流程為本文之主軸。本文首先闡述噪音源(Source)、傳輸路徑(Path)與收受端(Receiver)之理念，並以雙螺桿壓縮機為例，建立噪音量測程序與診斷流程，量測程序方面可分為收受端測試與路徑測試兩部分，其收受端測試為探討雙螺桿壓縮機於不同工作狀況下之噪音特性與結構振動之關聯性分析，主要利用量測獲得的自身功率頻譜密度函數，透過轉換 1/3 八音頻帶與總聲音壓力位準來進行分析，而路徑測試為進行實驗模態分析，擷取結構模態參數，其目的為探討雙螺桿壓縮機之高噪音可能來自結構共振效應，本文將以雙螺桿壓縮機為例進行噪音診斷，進而建立一套噪音診斷流程，結果顯示 1/3 八音頻帶中高噪音貢獻度頻帶，主要來自轉子嚙合頻率，並經路徑噪音診斷得知可能有結構自然頻率與嚙合頻率共振效應，未來本文所建立量測程序與診斷流程，亦可應用於不同機械噪音量測與診斷作業之參考。

**關鍵詞：**量測與診斷、收受端測試、路徑測試、1/3 八音頻帶、實驗模態分析。

### 1. 前言

現今的日常生活中以空調設備來說，已成為家庭或企業不可或缺的必需品，其中大型壓機以雙螺桿、離心式為主，雖主要是放置於戶外或樓頂，但噪音與振動仍會透過管路結構傳遞室內，若長期暴露於此種環境中，高分貝(dBA)的噪音除了可能會造成心們生理及心理上的不適外，嚴重甚至會危及聽力而造成永久性的傷害。由此可見，如何預防機械噪音所導致的各種問題值得來探究。

機械噪音問題，一直也都是業界想了解與解決的重點之一。因此協助廠商建立一套噪音量測與診斷標準作業流程，提升研發人員噪音量測與分析能力，協助產品品質控管之評估，是需要也是必需的環節。有關尋找噪音源之實驗方法，林等人[1]提出另一種確認迴轉機械噪音源之方法，並以此方法探討迴轉式壓縮機之噪音問題，說明任何噪音控制問題均可從噪音源(Source)、傳輸途徑(Path)及收受端(Receiver)三個基本因素考慮，進而找出一個合適的噪音源確認方法。王等人[2]對迴轉式壓縮機之以Receiver test與Run-up test兩種噪音量測技術比較探討其噪音特性，找出可能的結構自然頻率。關於壓縮機振動與噪音相依性探討，Oh et al. [3]以兩個訊

號的關聯性函數(coherence)，可看出兩者訊號是否存在相關性。同時使用加速規、麥克風量測壓縮機的外殼振動與噪音之關聯性函數，並由實驗模態分析手法證實，高噪音可能為機殼的自然頻率與模態振型之影響。Wang et al. [4]指出對不同操作狀態下之雙螺桿式壓縮機，採用1/3八音頻帶分析與線性頻譜分析，說明雙螺桿壓縮機之噪音與振動具有互相關聯性，進而找出可能影響壓縮機主要噪音貢獻度之振動源。路徑測試一般是進行結構實驗模態分析，來擷取結構模態參數，相關實驗模態分析技術之應用，如王等人[5]對壓縮機之公螺旋轉子進行實驗模態分析，將三個加速規放置水平、垂直及軸向方向進行量測，交互比對結果，獲得與理論完整對應的結構模態參數。

Paulauskis et al.[6]探討噪音問題之相關文獻回顧，指出稱為「純音」噪音通常會被工程師在設計中忽視，並在1/3Octave Band是否有發生純音現象，而建議一種分辨純音的方法。Silveira et al. [7]以往復式壓縮機為例，透過靈敏度分析得知噪音來源的零主件，改善與降低主要產生噪音的零件，結果證明減少噪音，同時也有效降低壓縮機振動量，Woo et al. [8]探討雙缸旋轉式壓縮機之降噪方法，得知造成噪音頻譜中高噪音貢獻度頻率之因素為結構自然頻率及轉數倍頻有關。

本文主軸為建立機械噪音量測程序與診斷分析流程，使研發與品管人員有效得知與評估噪音問題，並以雙螺桿壓縮機為例，首先闡述量測與診斷理念，再依品管與研發層次，透過1/3八音頻帶分析與線性頻譜分析，定制不同目的之量測程序與診斷流程，文中將透過雙螺桿壓縮機來進行實際應用，探討不同工作狀況下之噪音特性與結構振動關聯性，並對雙螺桿壓縮機外殼進行實驗模態分析，探討高噪音貢獻度頻帶是否來自結構自然頻率之共振效應。

### 2. 量測與診斷理念

一般常見機械噪音問題可透過噪音源(Source)、傳輸途徑(Path)及收受端(Receiver)三個基本因素考慮，找出適合的解決方式，本節將以此三個基本因素來說明噪音量測與診斷理念，進而建立品管與研發目的得噪音量測程序與噪音診斷分析流程。圖1為量測與診斷理念示意圖，以雙螺桿壓縮機為例，已知壓縮機的噪音與振動是由內而外傳遞，圖1中壓縮機之機械噪音與振動源主要來自馬達帶動轉子壓縮冷媒而形成流場之過程，其中振動源是由內而外擴張，將會經由結構路徑的傳遞直至最外層的外殼，而噪音源也會經由空氣路徑傳遞至壓縮機外部，最後被收受端所獲得，而量測程序將規劃分為品管應用之噪音分析與研發應用之噪音診斷。



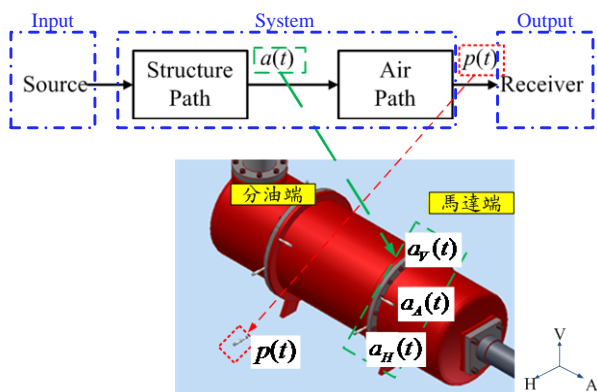


圖1 量測與診斷理念示意圖

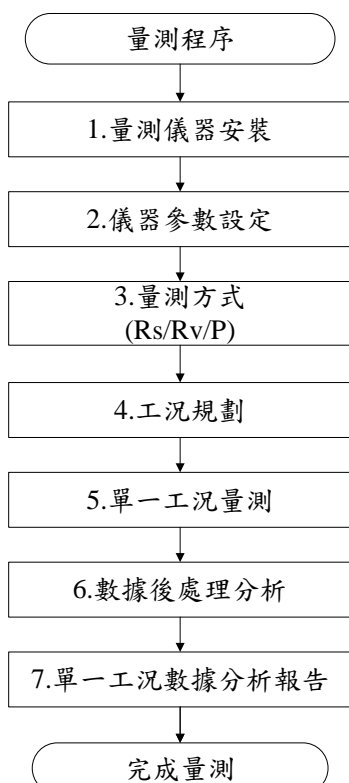


圖2 噪音與振動量測程序

表1 量測工況參數規劃表

工況代號	蒸/凝溫度	滑閥負載
RE01	5/36	100%
RE02	5/36	75%
RE03	5/36	50%
RE04	5/36	25%

## 2.1 建立量測與分析程序

一般進行產品噪音檢測，僅需麥克風作為感測器即可量測，而欲解讀被篩選後產品噪音未達檢測標準之原因，還需搭配振動量測，來進行噪音診斷分析，圖2為噪音與振動量測程序，首先品管或研發人員必須了解噪音振動量測儀器安裝方式，與儀器相關參數設定，這些必須先由量測方式來決定。

工況規劃目的為了解產品在一般典型或不同工作

狀況下之情形，接著依序進行單一工況量測，最後透過後處理分析工具進行量測數據解讀與分析，來確定量測噪音有效性、產品噪音是否達檢測標準以及工況噪音特性分析。以雙螺桿壓縮機為例，對收受端測試之量測程序建立作一詳細說明：

1. 量測儀器安裝：頻譜分析儀軟硬體安裝，感測器麥克風應架設至少離地1公尺處，麥克風應距離待測物一定的距離，避免近場噪音干擾，而加速規量測位置應於結構振動較明顯處。
2. 儀器參數設定：一般噪音量測頻寬通常為0-20kHz，量測時間為30秒以上，而背景噪音大於量測噪音10dB以上，量測噪音才判定有效。若在3dB以上則須做修正，小於3dB則判定無效。
3. 量測方式：分為噪音量測(Rs)為品管人員進行噪音檢測使用；振動量測(Rv)為研發人員進行收受端噪音診斷使用；路徑測試(P)之實驗模態分析為研發人員進行路徑噪音診斷使用。
4. 工況規劃：依據客戶端所使用工況或一般典型工況進行工況規劃，目前依雙螺桿壓縮機工況參數，可簡單分為蒸發/冷凝溫度與滑閥負載，透過工況參數變化，規劃欲了解之工況特性，如表1為量測工況參數規劃表。
5. 單一工況量測：首先需背景噪音量測、接著依據量測方式與工況規劃進行單一工況噪音量測。
6. 數據後處理分析：由麥克風與加速規所量測到噪音振動頻譜，會透過頻譜分析儀與後處理分析程式，將線性頻譜轉換成容易解讀與判斷的1/3八音頻帶與總聲音壓力位準來進行分析，圖3為噪音分析程序，將於下小節作一說明。
7. 單一工況數據分析報告：說明單一工況噪音dB、1/3八音頻帶以及線性頻譜分析結果，撰寫報告。

圖3為噪音分析程序，量測工況後必須對每一量測工況採有系統化的工況參數紀錄，以方便後續診斷應用，接著對每一量測工況進行噪音分析，首先是噪音總量比較(dB/dBA)，接著對1/3八音頻帶分析找出高貢獻度頻帶，再由線性頻譜分析對應高貢獻度頻帶範圍，判斷影響高貢獻度頻帶之頻率位置，以下說明收受端測試之噪音分析程序應用：

1. 紀錄工況參數：對量測感測器位置、方向，工況參數，以有系統化的紀錄方式記錄，以利大量數據整理與建立資料庫模式。
2. 聲音壓力位準(dB/dBA)：對每一量測工況進行噪音總量比較，其可應用於品管人員對量產檢測之快速評估。
3. 1/3八音頻帶：對未達檢測標準之機種進行1/3八音頻帶分析，找出高噪音貢獻度頻帶，以便研發人員進行噪音分析。
4. 線性頻譜：透過高噪音貢獻度頻帶上下限範圍，去對應至噪音頻譜，找出影響頻帶高貢獻度原因。
5. 判斷高噪音貢獻度頻率：藉由頻帶範圍找出影響高噪音貢獻度頻帶之頻率位置。
6. 存檔/存圖：將分析結果儲存，後續提供研發人員對高噪音問題進行噪音診斷。



噪音大小以聲音壓力位準表示，如 dB 或 dBA，通常主要影響總噪音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，而是以 1/3 八音頻帶範圍來區分，圖 4 為噪音線性頻譜，圖 3 中將頻率軸轉換成對數後，會與圖 5 噪音 1/3 八音頻帶是相互對應的，因此考慮品管與研發層次，將線性頻譜轉換成 1/3 八音頻帶與總聲音壓力位準(dB/dBA)，以建立不同層次的噪音分析程序。

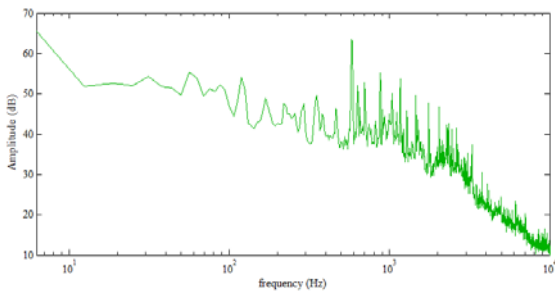
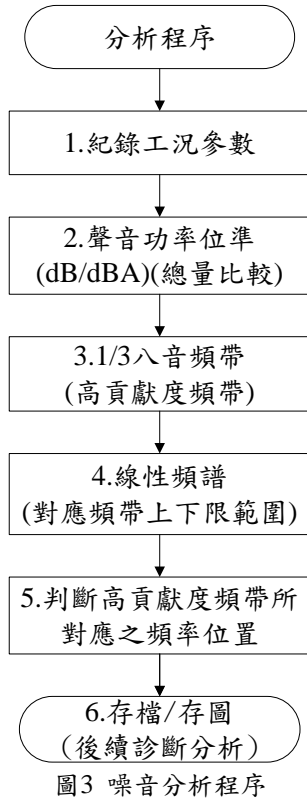


圖4 噪音線性頻譜

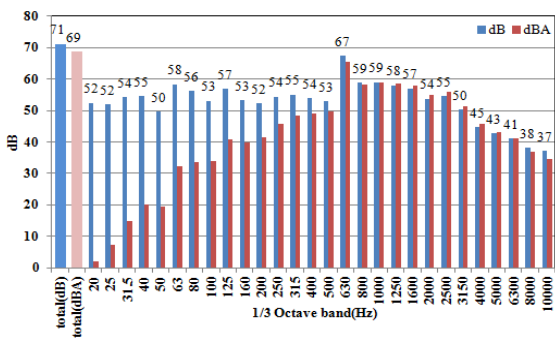
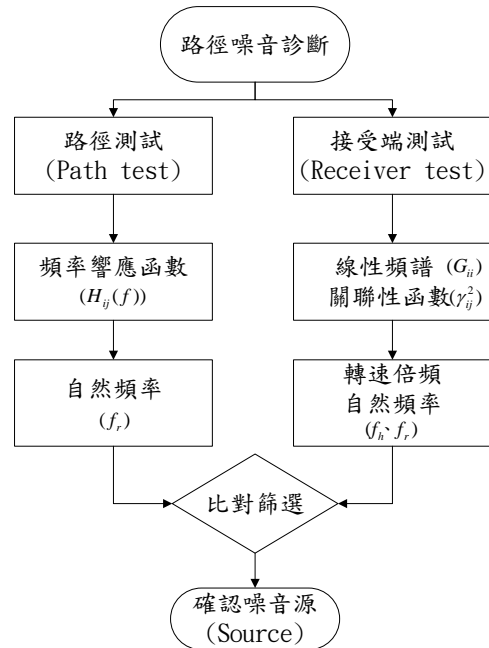
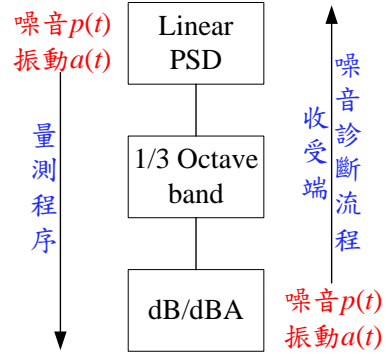


圖5 噪音 1/3 八音頻帶



## 2.2 建立噪音診斷流程

噪音診斷可分為收受端噪音診斷與路徑噪音診斷，收受端噪音診斷指噪音與振動關聯性分析，透過噪音振動線性頻譜與關聯性函數進行比較，目的為探討高噪音貢獻度頻率與結構振動相關聯性。而路徑噪音診斷為假設結構自然頻率與轉速倍頻有共振之虞，而對結構進行實驗模態分析，擷取模態參數，最後結合收受端與路徑端量測結果，進行收受端之高噪音貢獻度頻率與路徑之結構自然頻率比較，確認噪音源。

圖 6 為收受端噪音診斷流程图，圖 6 中說明噪音振動量測程序是由上往下，將噪音振動頻譜轉換 1/3 八音頻帶與 dB/dBA 總量，而收受端噪音診斷流程則是由下往上來探討噪音與振動關聯性，以雙螺桿壓縮機為例，圖 7 為路徑噪音診斷流程，圖 7 中結合收受端與路徑測試結果，進行路徑噪音診斷確認機械噪音源有無共振之虞，本文將以雙螺桿壓縮機外殼為例，進行實驗模態分析與路徑噪音診斷流程實際應用。

收受端噪音診斷流程中，最後經由噪音與振動頻譜比較分析，找出影響高噪音頻率位置的振動頻率，如圖 8 為噪音與振動線性頻譜比較圖，其中雙螺桿壓縮機之量測轉速為 50Hz，公母轉子齒數比為 5:6，因此轉子齒

合頻率為 250Hz 的倍頻，圖 8 中  $m$  為公轉子轉速倍頻數， $n$  為母轉子轉速倍頻數， $G_{PP}$  為噪音頻譜， $G_{AA}$ 、 $G_{VV}$ 、 $G_{HH}$  為軸向、垂直及水平方向之振動頻譜，從噪音與振動頻譜比較顯示，噪音與振動頻譜趨勢有一致性，再從圖 9 為噪音與振動關聯性函數圖，關聯性函數值為 0~1，越大則代表噪音與振動關聯性越高。

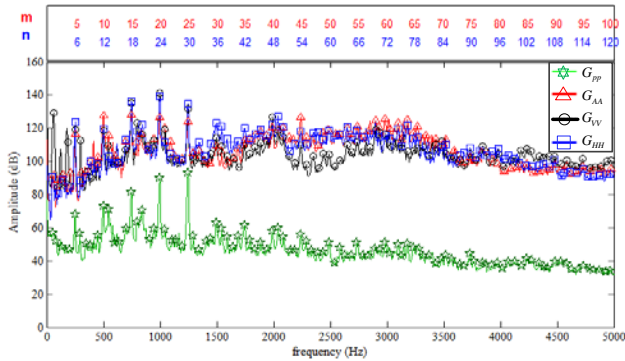


圖8 噪音與振動線性頻譜圖

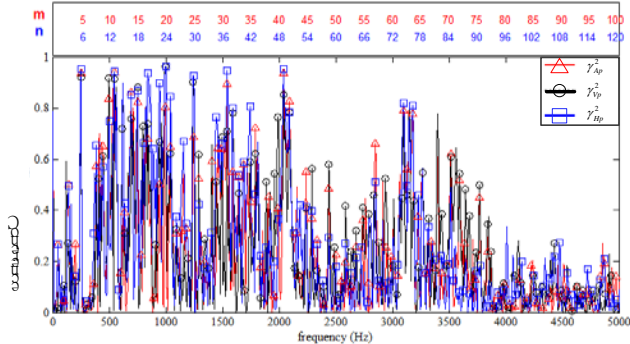


圖9 噪音與振動關聯性函數圖

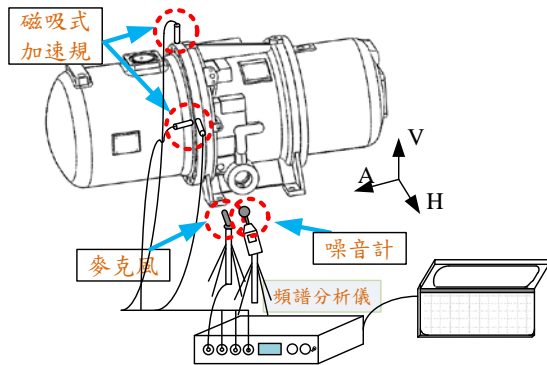


圖10 收受端測試架設示意圖

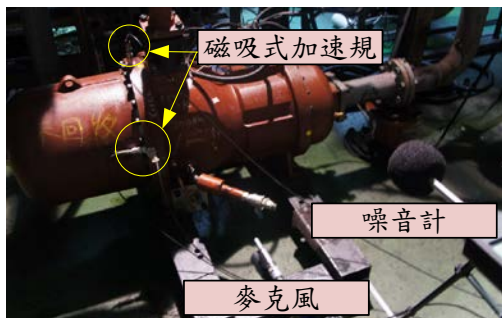


圖11 實際收受端測試示意圖

### 3. 實驗架設

由收受端測試與路徑測試之量測與診斷理念，建立噪音量測程序，其量測方式可分為收受端測試與路徑測試，針對雙螺桿壓縮機為例，說明儀器架設與參數設定。

#### 3.1 收受端測試

圖 10 為收受端測試架設示意圖，量測儀器為頻譜分析儀 (Siglab)、噪音計 (CEL593)、麥克風 (PCB 130E20)、三組磁吸式加速規 (WR-786A)，量測頻寬設定 0-20kHz，解析頻率為 6.25Hz，噪音計與麥克風架設離地 1 公尺，距離壓縮機 1 公尺處，三組磁吸式加速規分別安裝於軸向(A)、垂直(V)及水平(H)方向，當進行品管層次噪音量測僅架設麥克風或噪音計，當要進行噪音診斷時則須同步安裝磁吸式加速規進行收受端測試，圖 11 為實際收受端測試示意圖。

#### 3.2 路徑測試

已知噪音與振動傳遞路徑是由內而外擴張，因此路徑測試可採由外至內似剝洋蔥方式對結構逐一探討，圖 12 為路徑測試之實驗儀器架設示意圖與量測點規劃，以雙螺桿壓縮機外殼為例進行路徑測試，圖 12 中對雙螺桿壓縮機外殼進行量測點規劃，共規劃 192 個量測點，包括油分端蓋 29 個量測點、油分端 55 個量測點、機殼端 61 個量測點、馬達端 32 個量測點以及馬達端蓋 15 個量測點，量測儀器為頻譜分析儀、衝擊錘、磁吸式加速規，採移動加速規固定衝擊錘方式進行實驗量測，量測頻寬為 0-5kHz，解析頻率為 1.56Hz，圖 13 為實際路徑測試示意圖。

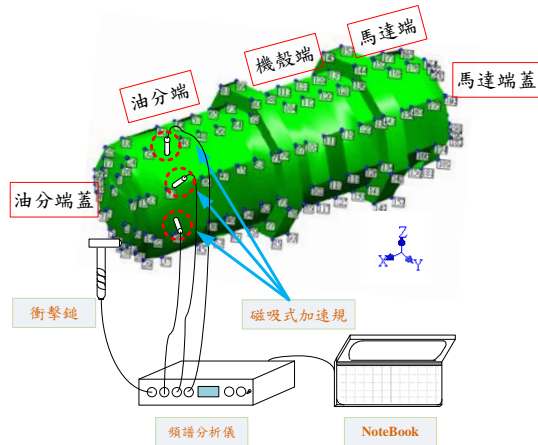


圖12 路徑測試之實驗儀器架設示意圖與量測點規劃



圖13 實際路徑測試示意圖

#### 4. 結果與討論

本文主旨為建立噪音量測與分析程序,以及建立噪音診斷流程,使品管與研發人員有效率的進行產品檢測與診斷評估,以下對雙螺桿壓縮機進行噪音分析程序與噪音診斷流程之案例探討。

##### 4.1 雙螺桿壓縮機之噪音特性分析

由工況規劃蒸/凝溫度為 5/36 °C,從 100% 至 25% 不同滑閥負載之工況參數變化,探討雙螺桿壓縮機之噪音特性,其中工況參數之滑閥負載為控制轉子壓縮之氣體輸出量,當壓縮機全載(100%)時滑閥位於全閉位置,隨滑閥逐漸打開負載會隨之減少。蒸發溫度為液態冷媒吸熱後相變化成氣態冷媒之飽和溫度;冷凝溫度為氣態冷媒放熱後相變化成液態冷媒之飽和溫度,透過不同滑閥負載變化,來探討雙螺旋壓縮機之噪音特性。以下說明噪音分析結果:

1. 背景噪音影響:在相同量測位置量測背景噪音與工況噪音,其工況噪音之聲音壓力位準(dB/dBA)遠高於背景噪音 10dB 以上,表示噪音量測為有效,且無需修正。
2. dB/dBA(總噪音量比較):圖 14 為不同滑閥負載變化之總噪音量比較圖,圖 14 中各工況比較未加權與 A 加權總噪音量相差皆在 3dB 以內,且由總噪音量顯示滑閥負載降低噪音隨之增加,由 100% 降至 25% 之滑閥負載,總噪音量上增加約 5dBA,表示低負載時雙螺桿壓縮機之噪音量相對較大。
3. 1/3 八音頻帶(高噪音貢獻度頻帶分析):圖 15 為不同滑閥負載工況 1/3 八音頻帶比較圖,圖 15 中在 500Hz 與 800Hz 頻帶為主要噪音貢獻度頻帶,並具純音效應為可能的異音源。
4. 線性頻譜(判斷影響高噪音貢獻度頻帶之頻率):由 500Hz 與 800Hz 高貢獻度頻帶上下限範圍,對應噪音線性頻譜判斷影響高噪音貢獻度頻帶之頻率,圖 16 為滑閥負載 25% 之噪音線性頻譜,圖 16 中顯示虛線區間為高噪音貢獻度的 500Hz 頻帶,為第二個嚙合頻率(500Hz)與公轉子第 11 個轉速倍頻(550Hz)之頻率影響,高噪音貢獻度的 800Hz 頻帶為第三個嚙合頻率(743.8Hz)、公轉子第 16、17 個轉速倍頻(800Hz、843.8Hz)與母轉子第 20 個轉速倍頻(825Hz),為影響 800Hz 頻帶有高噪音貢獻度之主要頻率。

##### 4.2 雙螺桿壓縮機之收受端噪音診斷

由收受端噪音診斷來探討噪音與振動關聯性,以滑閥負載 25% 之工況, H 方向噪音與振動頻譜進行關聯性分析,以下說明收受端噪音診斷結果:

1. 圖 17 為高噪音工況(25%)與振動線性頻譜比較圖,圖 17 中  $G_{PP}$  為噪音頻譜、 $G_{HH}$  為 H 方向振動頻譜,由噪音與振動頻譜顯示趨勢有其一致性,且高噪音貢獻度頻率所對應之振動頻率,其峰值有相同特性,表示高噪音貢獻度頻率可能與結構振動有關。

2. 圖 18 為高噪音工況(25%)與振動關聯性函數圖,圖 18 中顯示高噪音貢獻度頻率與對應的振動頻率關聯性函數值皆相當趨近於 1,表示噪音與振動頻率具有相當高的關聯性,可能有結構自然頻率共振之虞。

##### 4.3 雙螺桿壓縮機路徑測試之噪音診斷

由路徑測試進行噪音診斷,探討高噪音貢獻度頻率與結構自然頻率有無共振效應,由於噪音振動傳遞路徑是由內至外,而實驗方式則由外至內,以剝洋蔥方式進行,因此以雙螺桿壓縮機外殼為例,進行實驗模態分析,由量測結果獲得 192 個量測點之頻率響應函數,再進行曲線嵌合擷取外殼模態參數,包含自然頻率與模態振型,以下說明路徑測試之噪音診斷結果:

1. 圖 19 為同點頻率響應函數圖,圖 19 中顯示合成與實驗曲線相當一致,表示曲線嵌合品質良好,並由曲線嵌合 0-5kHz,擷取出 88 個模態參數。
2. 由頻率響應函數中針對高噪音貢獻度 500Hz 與 800Hz 頻帶之上下限範圍中,所擷取到之外殼自然頻率進行探討,圖 20 為外殼頻率響應函數圖(虛數部),圖 20 為 192 個量測點之虛數部頻率響應函數重疊圖,從中顯示出 500Hz 與 800Hz 頻帶上下限範圍內外殼的自然頻率位置,圖 20 中 500Hz 頻帶中外殼自然頻率包含模態數為 E-24、E-25、E-26; 800Hz 頻帶中外殼自然頻率包含模態數為 E-33 至 E-38。
3. 表 2 為高噪音貢獻度頻率與外殼自然頻率比較表,表 2 中外殼自然頻率與公母轉子轉速倍頻比值,與高噪音貢獻度頻率之倍頻數在  $\pm 0.2$  之間時,表示轉速頻率與外殼自然頻率已相當接近,可能有共振之虞,其中 500Hz 頻帶中模態數為 E-25、E-26 與轉速頻率  $A(m=10)$ 、 $B(m=11)$  對應; 800Hz 頻帶中模態數為 E-33 至 E-37 與轉速頻率  $C(m=15)$ 、 $D(m=16)$ 、 $E(n=20)$  及  $F(m=17)$  對應,其比值皆在  $\pm 0.2$  之間。
4. 表 3 為外殼模態振型表,表 3 中顯示在高噪音貢獻度頻帶範圍內之外殼模態參數,由模態振型顯示,振動大的位置皆在壓縮機外殼之油分端,也是較靠近轉子運轉的位置。

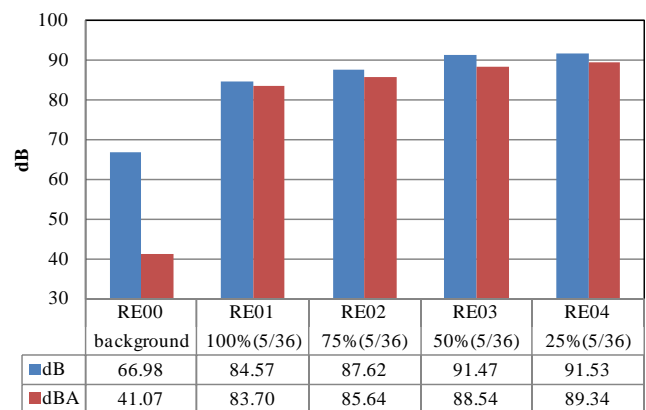


圖 14 不同滑閥負載工況之 dB/dBA 比較圖

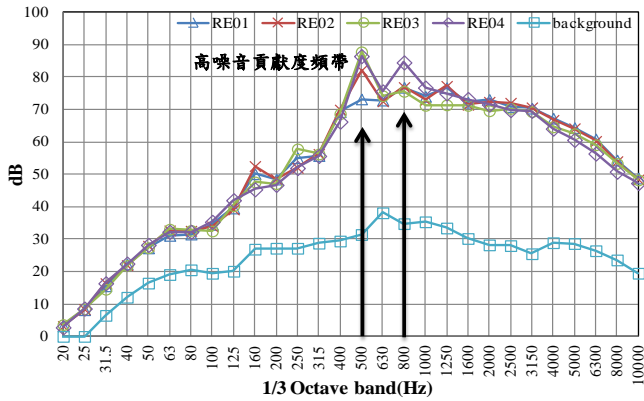


圖15 不同滑閥負載工況 1/3 八音頻帶比較圖

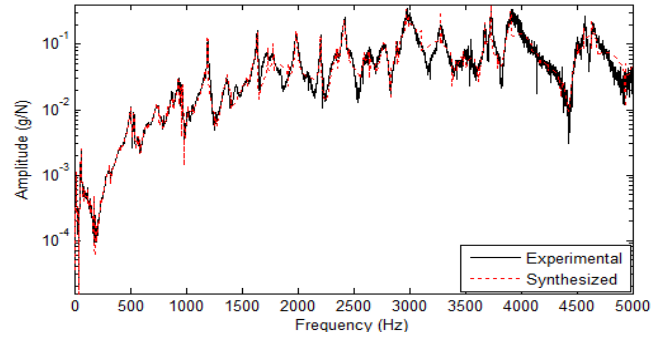


圖19 同點頻率響應函數(H30\_30)

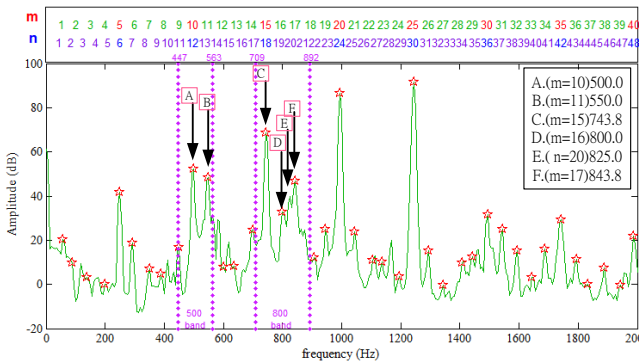


圖16 高噪音工況(25%)之線性頻譜圖

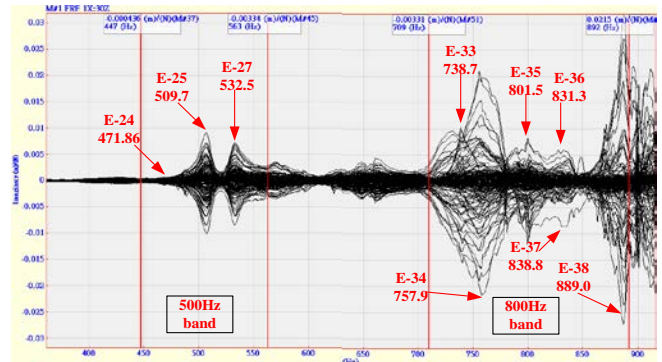


圖20 外殼頻率響應函數圖(虛數部)

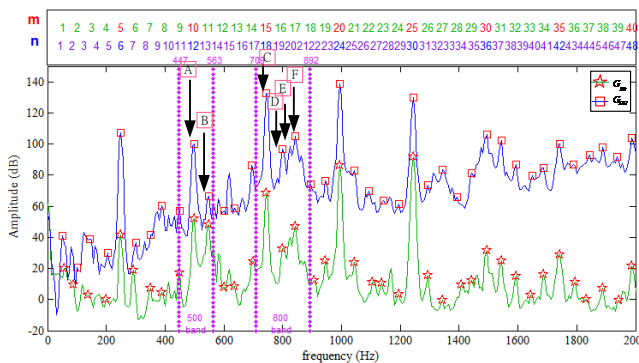


圖17 高噪音工況(25%)與振動線性頻譜比較圖

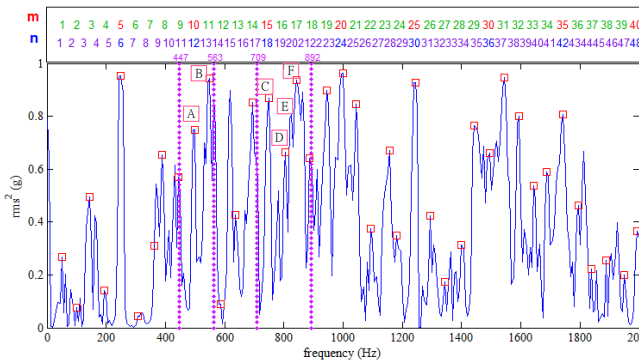


圖18 高噪音工況(25%)與振動關聯性函數圖

表2 高噪音貢獻度頻率與外殼自然頻率比較表

模態數	外殼自然頻率 (Hz)	自然頻率與公轉子轉速頻率比值 (m)(50Hz)	自然頻率與母轉子轉速頻率比值 (n)(41.47Hz)	收受端測試高噪音貢獻度頻率(Hz)
E-24	471.9	9.4	11.4	
E-25	509.7	10.2	12.3	A.(m=10)500.0
E-26	532.5	10.7	12.8	B.(m=11)550.0
E-33	738.7	14.8	17.8	C.(m=15)743.8
E-34	757.9	15.2	18.3	
E-35	801.5	16.0	19.3	D.(m=16)800.0
E-36	831.3	16.6	20.0	E.(n=20)825.0
E-37	838.8	16.8	20.2	F.(m=17)843.8
E-38	889.0	17.8	21.4	

表 3 外殼模態振型

模態數 自然頻率 (Hz)	外殼模態振型		模態數 自然頻率 (Hz)	外殼模態振型	
E-24 471.9			E-34 757.9		
E-25 509.7			E-35 801.5		
E-26 532.5			E-36 831.3		
E-33 738.7			E-37 838.8		
E-38 889.0			-	-	-

## 5. 結論

本文主旨為針對產品機械噪音之品管與研發層次，建立出系統化噪音量測程序與診斷流程，以收受端測試與路徑測試來確認噪音源，並透過雙螺桿壓縮機的應用，由噪音分析程序結果，得知雙螺桿壓縮機之總噪音量會隨滑閥負載降低而逐漸增加，由1/3八音頻帶得知500Hz與800Hz為高噪音貢獻度頻帶，且從線性頻譜顯示主要來自第2、3嚙合頻率與其他轉速倍頻影響，再經噪音診斷流程，得知高噪音貢獻度頻率與對應的振動頻率有相當高關聯性，而由路徑測試之外殼噪音診斷結果，顯示高貢獻度頻率與外殼自然頻率相當對應，可能為有結構共振之虞，未來亦可透過建立的量測程序與診斷流程應用於不同機械噪音問題，找出可能的異音源，提供產品機械獲改善噪音問題之參考依據。

## 6. 致謝

本文承蒙漢鐘精機股份有限公司與國科會101年度產學合作計畫「環保冷媒雙螺桿壓縮機之關鍵技術開發(2/2)」(國科會計畫編號：NSC101-2622-E-194-002-CC2)，經費補助提供，特此致謝。

## 7. 參考文獻

- [1] 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，民國81年3月20-21日。
- [2] 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」，2012精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：G022。
- [3] J. E. Oh, Y. J. Huh, and C. Y. Ahn, 1994, "Identification of Vibration-Induced Noise Radiated from Compressor Shell," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, pp.259-264.
- [4] B. T Wang, C. H. Hsieh, W. C. Wang, and C. L. LIU, 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.
- [5] 王栢村，王文志，謝長鴻，黃啟順，劉家良，2012，「公螺旋轉子之模態特性與模型驗證」，中華民國力學學會年會暨第36屆全國力學會議，新竹，論文編號：E-007。
- [6] J. A. Paulauskis, 1999, "Addressing Noise Problems in Screw Chillers," *ASHRAE Journal*, pp.22-25.
- [7] M. Silveira, 2004, "Noise and Vibration Reduction in Compressors for Commercial Applications," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, Paper No.: C065.
- [8] S. Woo, U. Lee, C. Sung, C. Shin and S. Kim, 2008, "Noise Reduction in Two-Cylinder Rotary Compressor," *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, Paper No.: 1148.

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

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup> Wen-Chih Wang<sup>1</sup> Ting-Wei Wang<sup>1</sup> Chi-Shun Huang<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Pingtung University of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering.

<sup>2</sup>Hanbell Precise Machinery Co., LTD.

## ABSTRACT

Machinery noise is of concern for industry. This work aims to develop the customized noise measurement and diagnosis procedure to solve the noise problem for machineries. First, the idea for noise source, transmission path and receiver is introduced, in particular for a twin screw compressor. The receiver tests by measuring the noise emission and structural vibration from the compressor are planned. The overall sound pressure level (SPL) can be obtained from the measured 1/3 octave band SPL that is determined by the auto power spectral density (PSD) function or simply the linear auto spectrum of SPL. The path test is generally by performing experimental modal analysis (EMA) on the structure to obtain structural modal parameters. Structural natural frequencies are particularly of interest to examine possible resonance effect due to structural vibration. The case study of noise measurement and diagnosis on the twin screw compressor is illustrated. The high noise level can be identified from 1/3 octave band analysis for the major contribution of noise bands. The linear auto spectrum can then be examined to show the source of noise bands from the twin rotors mesh frequencies as well as some possible structural resonances. This work lays out the experimental procedure for noise and vibration receiver tests as well as the path test on the twin screw compressor. The systematic approach can also be adopted for other machineries.

**Keywords:** Measurement and Diagnosis, Receiver test, path test, 1/3 Octave band, experimental modal analysis.

