

雙螺旋式壓縮機之噪音與振動關聯性分析

Noise and Vibration Correlation Analysis for a Twin Screw Compressor

王栢村¹、王文志¹、謝長鴻¹
屏東科技大學機械工程系¹

黃啟順²、劉家良²
漢鐘精機股份有限公司²

摘要

本文主要對雙螺旋式壓縮機探討其噪音與振動之關聯性，使用標準噪音計與頻譜分析儀分別量測不同滑閥負載下之噪音與振動特性，分別以 1/3 八音頻帶分析與線性頻譜分析，探討雙螺旋式壓縮機噪音與振動之關聯性，並比較不同滑閥負載下主要噪音與振動貢獻度頻帶之關係，結果顯示雙螺旋壓縮機之轉子嚙合頻率產生振動與噪音，在頻譜上皆屬高峯值頻率具有高度關聯性，亦是影響主要噪音貢獻度頻帶之原因。未來可進一步探討結構傳遞路徑找出可能為壓縮機外殼之自然頻率共振所造成的影響。

關鍵字：雙螺旋式壓縮機、1/3 八音頻帶、線性頻譜、關聯性函數

ABSTRACT

This paper aims to discuss the correlation between the emission noise and structural shell vibration for a twin screw compressor. Both the precision sound level meter and FFT analyzer are, respectively, used to measure the noise and vibration for the compressor in different loading conditions. The one-third octave band and linear spectra are examined to correlate the compressor's noise and vibration and identify the major contribution bands. Results show the peak responses of noise and vibration spectra occur at the harmonics of meshing frequency between the male and female rotors. Both the emission noise and shell vibration of the compressor reveals similar patterns in terms of frequency contents. The major noise bands come from the harmonic effects of meshing frequency. The path test to obtain the structural resonances of compressor structure can be the future work to further calibrate the noisy bands.

Keyword: twin screw compressor, 1/3 octave band, linear spectrum, coherence

一、前言

在日常生活中空調設備已經成為家庭或企業的必需品，其中大中型壓縮機以雙螺旋、離心式為主雖然放置戶外或樓頂，但噪音與振動會透過管路結構傳遞室內，可能造成人心裡與身裡不舒適。已知壓縮機的振動與噪音具有高度相依性，從文獻資料顯示通常噪音大表示振動量也相對高，旋轉式的壓縮機動不平衡同時會引發劇烈振動與噪音，與感到刺耳噪音，部分為壓縮機共振所引起。所以改善其中一項，可能同時降低振動與噪音量。

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)及接受端(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。王等人[3]針對運轉下之雙螺旋式壓縮機壓縮機分析不同工況下對噪音之影響，採用 1/3 八音頻帶分析不同工況下主要噪音貢獻度，進而找出可能的異音源。Wang *et al.* [4]指出對不同操作狀態下之雙螺旋式壓縮機，採用 1/3 八音頻帶分析與線性頻譜分析，說明雙螺旋壓縮機之噪音與振動具有相互關聯性，進而找出可能影響壓縮機主要噪音貢獻度之振動源。Paulauskis *et al.*[5]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 1/3 Octave Band 是否有發生純音現象，建議一種分類方法。Oh *et al.* [6]講述兩個訊號的關聯性函數(coherence)數值 0~1 之間，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。並實驗模態分析手法證實關聯性函數高，可能為機殼的自然頻率與模態振型。

本文引用文獻[4]研究方法對應不同機種之雙螺旋壓縮機，探討振動與噪音特性之關聯性，並探討不同操作工況下之之噪音與振動特性。

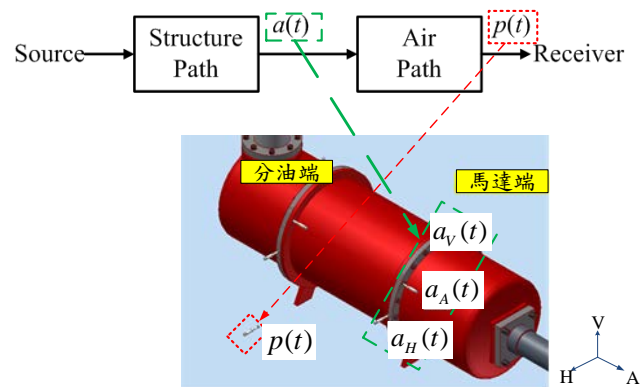


圖 1、噪音與振動之傳遞的關聯性



圖 2、實驗量測示意圖

表 1、量測工況參數表

工況代號	飽和	容調位置 (滑閥負載)
	蒸/凝溫度 (°C)	
R1	(5/36)	25%
R2	(5/36)	50%
R3	(5/36)	75%
R4	(5/36)	100%
R5	(5/40)	100%
R6	(5/40)	25%
R7	(5/40)	50%
R8	(5/40)	75%
R9	(5/40)	100%
R10	(2/55)	100%
R11	(12.5/55)	100%
R12	(12.5/38)	100%

二、噪音與振動關聯性與實驗量測方法

本節說明雙螺旋式壓縮機在工況運轉下所產生的振動與噪音之關聯性與量測方式，已知壓縮機的噪音與振動是由內而外傳遞，而圖 1 為壓縮機噪音與振動傳遞之關聯性。首先從壓縮機內部振動源(source)產生振動，再經由結構傳遞路徑(structure path)至壓縮機外殼產生振動，並經空氣傳遞路徑(air path)，最後壓縮機所產生之噪音被接受端(receiver)所接收。

對於結構傳遞路徑，此部分主要探討外殼結構模態參數，即自然頻率與模態振型，與後續接受端所測得的噪音與振動頻譜比對，找出影響壓縮機振動與噪音源，在此本文主要針對接受端進行實驗量測，圖 2 為實驗量測示意圖，在工況運轉下同時使用噪音計與頻譜分析儀進行噪音與振動量測，將噪音計與麥克風架設離壓縮機水平方向 1 公尺處，且離地面 1 公尺量測時間 30 秒、量測頻寬 0-20kHz 進行噪音量測，三組加速度規分別安置至於壓縮機軸向(A)、垂直(V)、水平(H)、方向進行振動量測，以上述量測模式分別對壓縮機分油端與馬達端進行 25%、50%、75% 及 100% 滑閥負載 R1-R4 工況下振動與噪音量測，表 1 為量測工況參數表。

最後由噪音計量測獲得壓縮機工況運轉下之 1/3 八音頻帶，與頻譜分析儀使用麥克風量測獲得噪音線性頻譜，以及使用加速度規對壓縮機量測振動線性頻譜，進而探討噪音與振動之關聯性。

三、結果與討論

本節對雙螺旋壓縮機於 R1-R4 工況下之噪音與振動量測結果以 1/3 八音頻帶分析與線性頻譜分析，探討壓縮機噪音與振動特性之關聯性，

3.1 1/3 八音頻帶分析

在探討雙螺旋式壓縮機於不同工況下 1/3 八音頻帶之噪音特性前，首先須確認量測到噪音源為穩定輸出，由量測結果如圖 3 噪音之時間域圖

中，觀察每秒量測之音壓位準(Lp)與均能音量音壓位準(Leq)相差值皆在 2dB 以內，表示量測 100% 滑閥負載(R1)工況時噪音源為穩定。

經確認量測噪音源為穩定後，以 1/3 八音頻帶進行分析如圖 4 中可明顯看出 315Hz 與 630Hz 頻帶上有較高噪音貢獻度為主要噪音源，但由於人耳對於低頻較不敏感，需經由 A 加權來確認人耳聽覺上之差異，其分析結果如下幾點討論：

1. 圖 5 為不同滑閥負載下之聲音壓力位準，圖 5 中顯示各工況噪音量皆高於背景噪音 10dB 以上，可確認量測資料有效性與量測噪音源是來自運轉中的壓縮機，另外分油端之噪音量皆略高馬達端 3dB 以內。

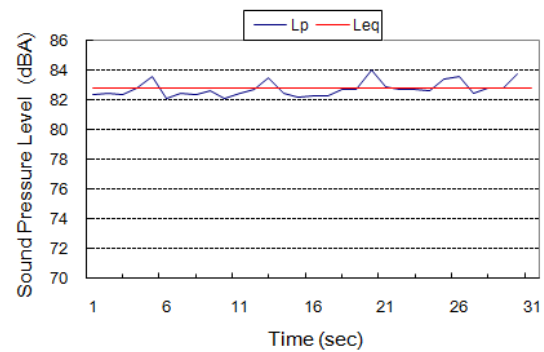


圖 3、噪音之時間域圖(100%)

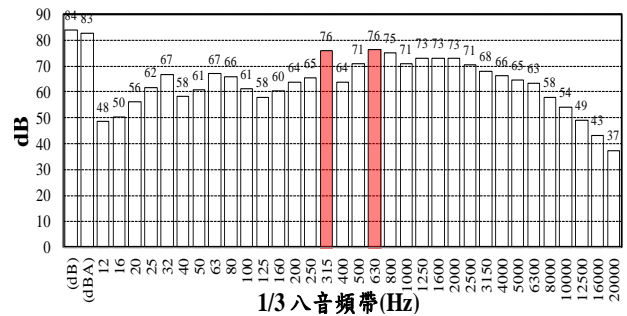


圖 4、噪音之 1/3 八音頻帶(100%)

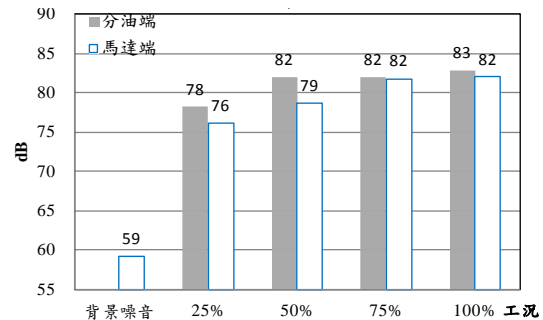


圖 5、不同滑閥負載之聲音壓力位準(噪音計)

2. 圖 6 為不同滑閥負載 R1-R4 工況之 1/3 八音頻帶，在圖 6 中顯示分油端與馬達端在不同負載下 A 加權 1/3 八音頻帶整體趨勢相當一致，又 200、315、630、800、2000Hz 頻帶為相對高噪音貢獻度頻帶，其中 315Hz 最為明顯且具純音效應。

3. 圖 7 為不同滑閥負載 R1-R4 工況之主要噪音貢獻度頻帶比較，圖 7 中 200Hz、315Hz 頻帶噪音量與提升滑閥負載關係呈現相反情形，而 630、800Hz 及 2000Hz 頻帶則有相同趨勢，可推論低負載工況能激發低頻帶而高負載工況較則能激發高頻帶的主要噪音貢獻度。

對於不同滑閥負載下之主要噪音貢獻度頻帶，進一步與振動線性頻譜作比較，圖 8 為 100% 滑閥負載(R1)之分油端 H 方向振動線性頻譜，頻寬範圍為 0-5000Hz，圖 8(a)中運用後處理程式將線性頻譜轉換成 1/3 八音頻帶，如圖 8(b)以利探討不同滑閥負載下噪音與振動關聯性，圖 9 為不同負載下(R1-R4) H 方向振動 1/3 八音頻譜，由圖 9 中可觀察分油端與馬達端的振動特性在 1/3 八音頻帶趨勢是有一致性，在 63Hz、200Hz、315Hz 及 800Hz-3150Hz 頻帶皆有相對高的振動量，推測為轉子轉速倍頻頻率 50Hz 與 60Hz 所導致。

3.2 線性頻譜分析

從 3.1 小節得知主要噪音與振動貢獻度頻帶具有相當的關聯性，且來自轉子轉數倍頻之影響，已知雙螺旋壓縮機的振動源來自馬達帶動公轉子，與母轉子嚙合有關其中公轉子轉速倍頻為 $m=60\text{Hz}$ ，母轉子轉速倍頻為 $n=50\text{Hz}$ ，嚙合倍頻為 $m \times n=300\text{Hz}$ ，在振動線性頻譜分析中 G_{AA} 、 G_{VV} 及 G_{HH} 分別代表 A、V 及 H 方向之自身功率頻譜密度函數， G_{PP} 則為噪音線性頻譜。

圖 10 為分油端與馬達端在 100% 滑閥負載下 H 方向之振動與噪音之線性頻譜，圖 10 中顯示分油端與馬達端在 0-5000Hz 頻率範圍， G_{HH} 與 G_{PP} 相對高的振幅值之頻率皆為轉子嚙合倍頻，且 3500Hz 之後的振動與噪音響應較為不明顯。表示

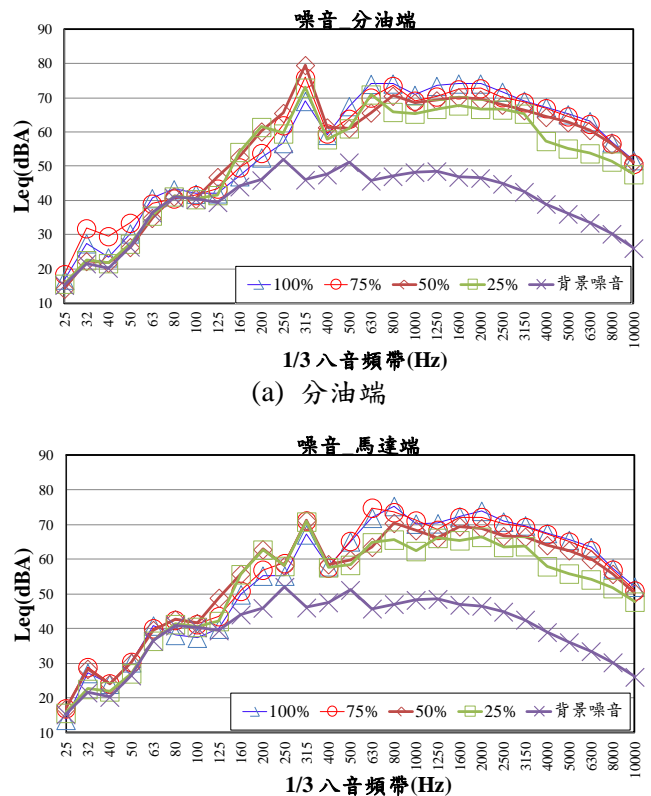


圖 6、不同滑閥負載之 1/3 八音頻帶(R1-R4)

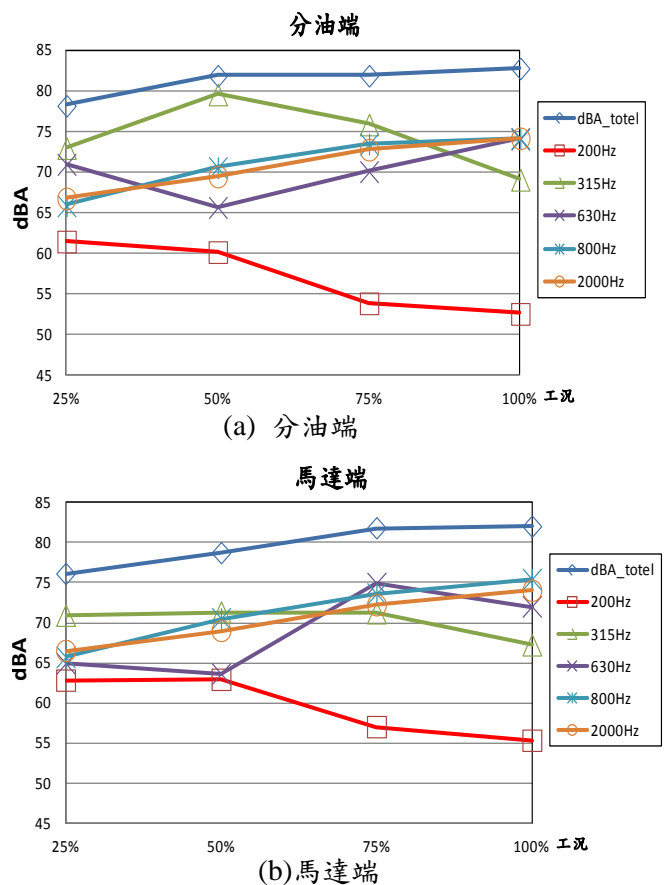


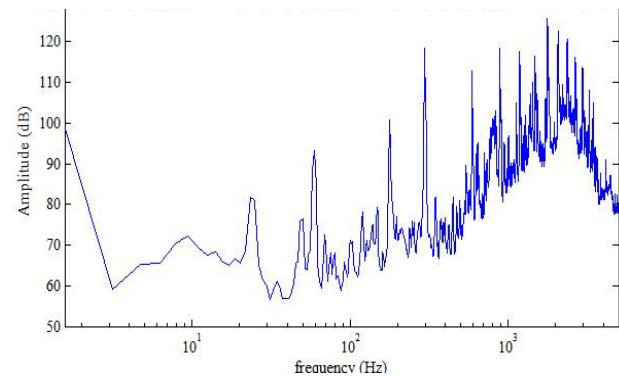
圖 7、不同滑閥負載之主要噪音貢獻度頻帶比較

主要振動與噪音源來自 0-3500Hz 的頻率之前。

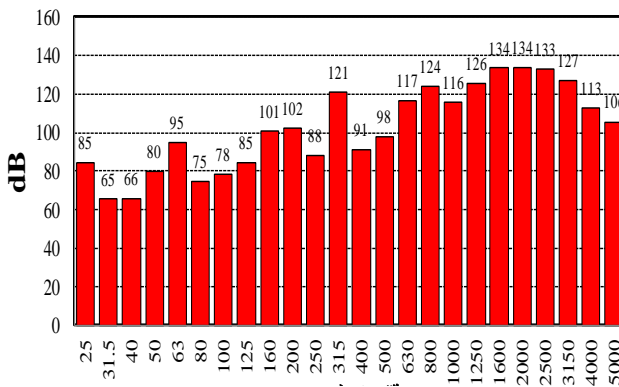
進而針對 0-3500Hz 內的之噪音與振動關聯性以頻帶範圍區別進行探討如下幾點討論：

1. 圖 11 為分油端與馬達端 100% 滑閥負載(R1)之 0-1000Hz 振動與噪音關聯性函數圖，圖 11 中顯示啮合倍頻動與噪音之關聯性函數相當趨近於 1，且得知影響主要噪音貢獻度 200Hz 頻帶頻之因素為非啮合頻的公轉子 3 倍轉速頻率。
2. 圖 12 為分油端與馬達端 100% 滑閥負載(R1)之 1400-3600Hz 振動與噪音關聯性函數圖，圖 12 中顯示啮合倍頻在振動與噪音之關聯性函數相當趨近於 1，且得知影響主要噪音貢獻度 3150Hz 頻帶之因素為非啮合頻的母轉子 70 倍轉速頻率。

藉由線性頻譜分析篩選出公母轉子轉速倍頻、啮合倍頻相對高噪音與振動量頻率，配合結構傳遞路徑，進行實驗模態分析，找出可能為結構自然頻率共振，所導致壓縮機高振動與高噪音量的因素。



(a) 線性頻譜



(b) 1/3 八音頻帶

圖 8、100%滑閥負載 H 方向振動頻譜(R1)

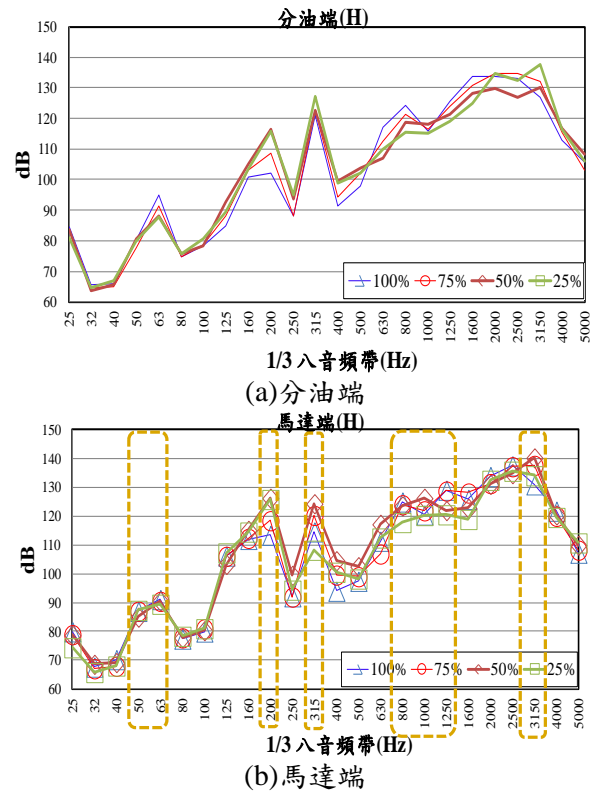
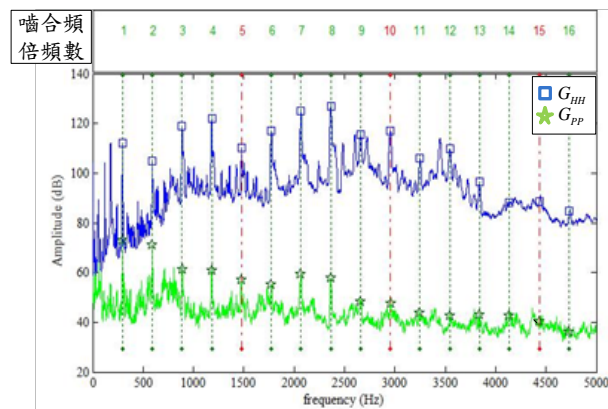


圖 9、H 方向振動 1/3 八音頻譜(R1-R4)



(a) 分油端



(b) 馬達端

圖 10、100%滑閥負載 H 方向振動噪音線性頻譜

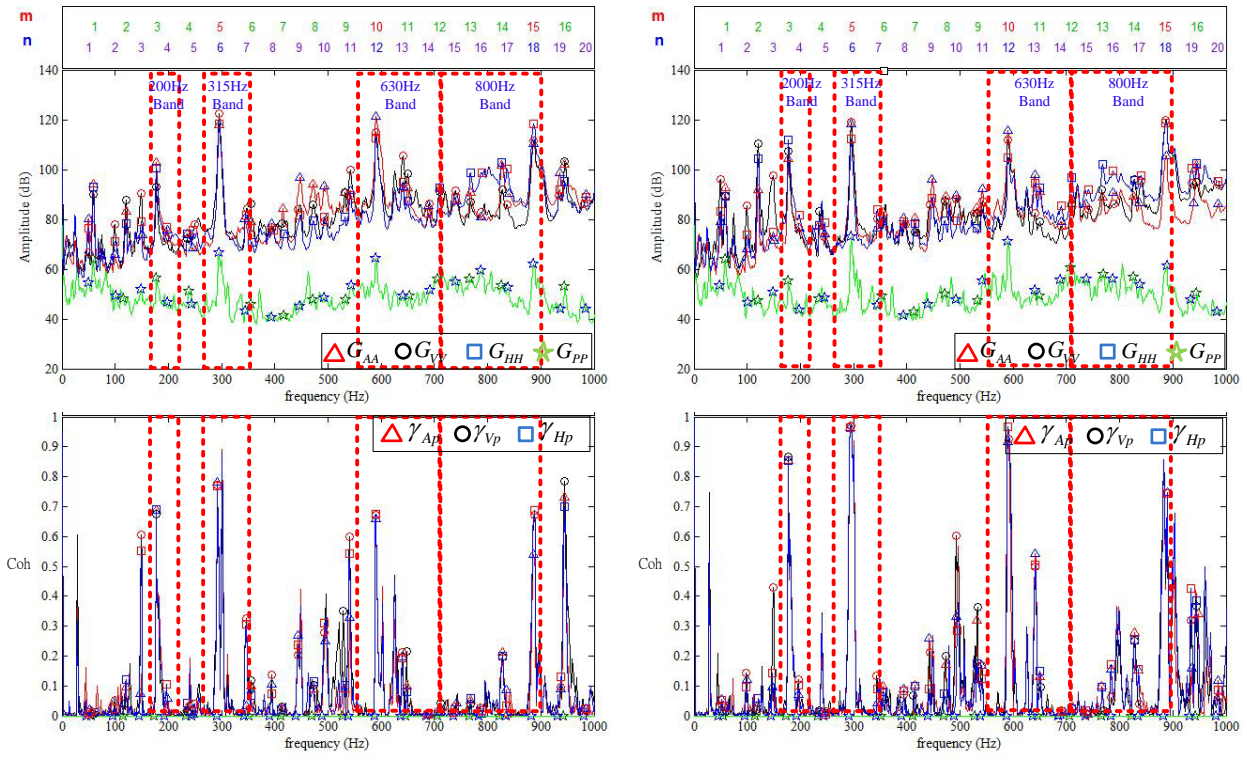


圖 11、分油端與馬達端 100% 0-1000Hz 振動與噪音關聯性函數圖

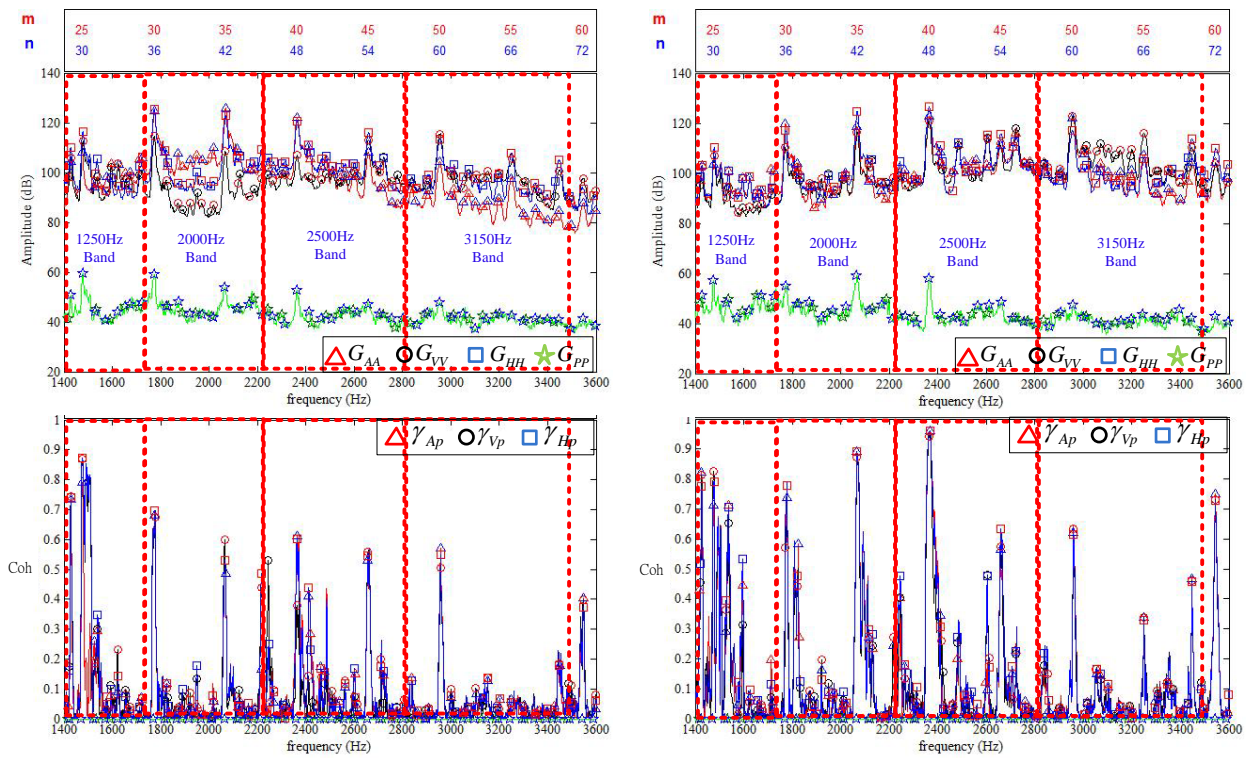


圖 12、分油端與馬達端 100% 1400-3600Hz 振動與噪音關聯性函數圖

3.3、不同工況下之振動噪音關聯性探討

已得知 315Hz 為雙螺旋壓縮機主要噪音貢獻度頻帶且具純因效應，本小節取 315Hz 頻帶以 12 種不同操作工況下之振動噪音特性進行探討，包含不同滑閥負載比較、不同蒸/凝溫度比較等，並以 1/3 八音頻帶分析進行探討三種工況參數對 315Hz 頻帶之振動噪音關聯性，以分油端量測結果討論如下：

1. 圖 13 為 12 種工況下之噪音 315Hz 頻帶比較圖，圖 13 中 R1-R4、R6-R9 工況為不同滑閥負載比較，顯示總噪音量上亦隨負載增加而上升約 3-4dBA，而 315Hz 頻帶噪音量則是呈現相反之特性。
2. 圖 13 中 R10-R11 工況為不同蒸發溫度之比較，從總噪音量顯示隨蒸發溫度上升噪音量隨之增加約 7dBA。315 Hz 頻帶噪音呈現相同特性。
3. 圖 13 中 R4-R5、R11-R12 工況為不同冷凝溫度之比較，在總噪音量上變化皆在 1dBA 以內較不明顯，315Hz 頻帶則呈現隨冷凝溫度上升噪音量減少之特性。

4. 圖 14 為 12 種工況下之 A、V 及 H 方向振動 315Hz 頻帶比較圖，圖 14 中顯示 V 方向於 100% 滑閥負載時振動量皆相對較 A 及 H 方向振動量大。
5. 圖 14 中 R1-R4、R6-R9 工況為不同滑閥負載比較，從 H 方向振動 315Hz 頻帶顯示隨負載增加振動量隨之下降，與 315Hz 頻帶噪音量有相同之特性。
6. 圖 14 中 R10-R11 工況為不同蒸發溫度之比較，A、V、H 方向振動 315Hz 頻帶皆呈現隨蒸發溫度上升而振動量下降之特性，與噪音 315Hz 頻帶特性為相反。
7. 圖 14 中 R4-R5、R11-R12 工況為不同冷凝溫度之比較，A、V 方向振動 315Hz 頻帶皆呈現冷凝溫度上升振動量隨之增加，而 H 方向則呈相反特性。

整體而言，對分油端之 315Hz 頻帶進行噪音振動特性分析，得知滑閥負載、蒸/凝溫度之工況參數影響工況在總噪音量與 315Hz 頻帶噪音振動之特性，且也顯示噪音與振動具相當關聯性。

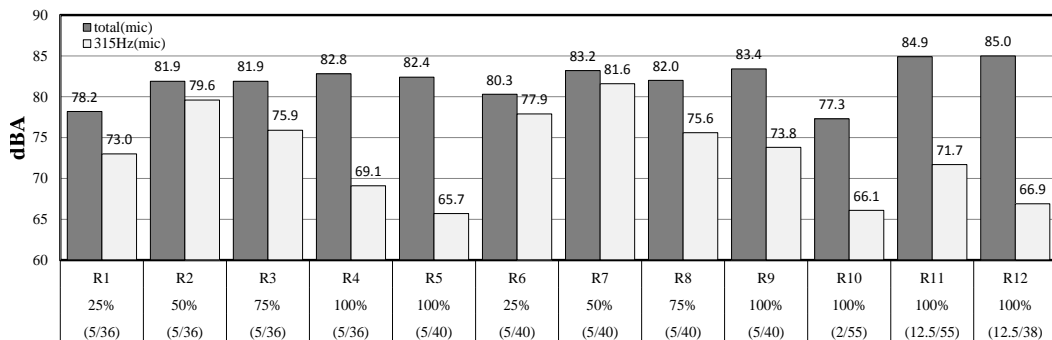


圖 13、不同工況之噪音 315Hz 頻帶比較圖(分油端)

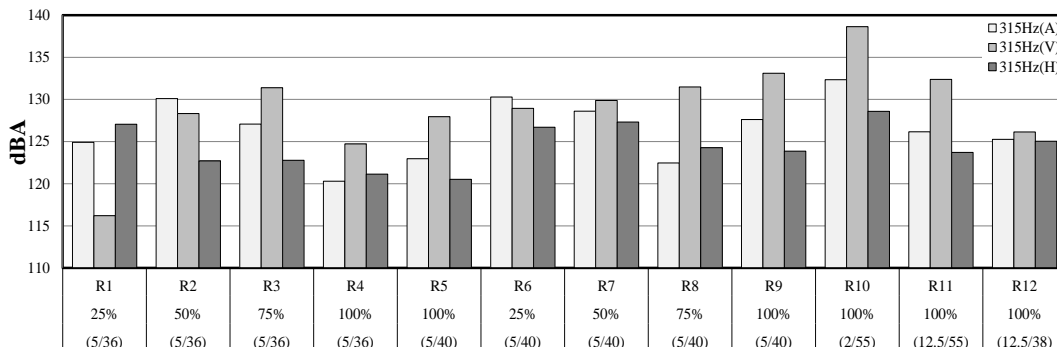


圖 14、不同工況之振動 315Hz 頻帶比較圖(分油端)

四、結論

本文對不同滑閥負載(R1-R4)下之雙螺旋壓縮機進行噪音與振動關聯性分析，採 1/3 八音頻帶分析找出主要噪音與振動貢獻度頻帶，再以線性頻譜分析探討噪音與振動之關聯性，最後再以 12 種不同工況探討主要噪音貢獻度頻帶 315Hz 之振動噪音特性，其綜合幾點討論如下：

1. 25%-100%滑閥負載(R1-R4)總噪音量上分油端皆略高馬達端，最高是在分油端 100%滑閥負載下為 83dBA，而分油端與馬達端在不同負載下 A 加權 1/3 八音頻帶整體趨勢是相當一致，又 200、315、630、800、2000Hz 頻帶為主要噪音貢獻度頻帶，其中以 315Hz 最為明顯且具純音效應。
2. 25%至 100%滑閥負載(R1-R4)提高對於總噪音量上相對上升 4-6dBA，從主要噪音頻帶觀察發現較低的 200Hz、315Hz 頻帶是呈現相反情形，而 630、800Hz 及 2000Hz 頻帶則有相同趨勢，可推論低負載能激發低頻帶而高負載較則能激發高頻帶的主要噪音貢獻度。
3. 由振動線性頻譜轉換成 1/3 八音頻帶，顯示主要振動貢獻度頻與不同滑閥負載之振動特性帶與噪音有一致的趨勢，而線性頻譜分析得知轉子嚙合頻率之振動與噪音皆屬高峰值頻率，且關聯性函數也相對趨近於 1，是影響主要貢獻度頻帶之原因，整體而言顯示主要的振動與噪音貢獻度頻帶互相有關聯性，
4. 由 12 種工況對分油端之 315Hz 頻帶進行噪音振動特性分析，了解滑閥負載、蒸/凝溫度之工況參數影響工況在總噪音量與 315Hz 頻帶之噪音振動特性與關聯性。

後續可經由線性頻譜分析篩選出公母轉子轉速倍頻、嚙合倍頻方式，再搭配傳遞路徑的外殼結構實驗模態分析，找出可能為結構自然頻率共振，所導致壓縮機高振動與高噪音量的因素。

五、致謝

本文承蒙漢鐘精機股份有限公司與國科會 100 年度產學合作計畫「環保冷媒雙螺旋壓縮機之關鍵技術開發(1/2)」(國科會計畫編號: NSC100-2622-E-194-006-CC2)，經費補助提供，特此致謝。

六、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] 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。
- [4] 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.
- [5] Paulauskis, J. A., 1999, "Addressing Noise Problems in Screw Chillers," *ASHRAE Journal*, pp.22-25.
- [6] Oh, J. E., Huh, Y. J., and Ahn, C. Y., 1994, "Identification of Vibration-Induced Noise Radiated from Compressor Shell," *International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA*, pp.259-264.