

## 不同型式之過濾瓶模型驗證與振動特性探討

王栢村<sup>1</sup>、林聖傑<sup>1</sup>、張博鈞<sup>1</sup>、陳金龍<sup>2</sup>、謝長鴻<sup>2</sup>

<sup>1</sup>屏東科技大學機械工程系

<sup>2</sup>瑞智精密股份有限公司

### 摘要

迴轉式壓縮機中過濾瓶型式有旋壓式以及三節式過濾瓶兩種，兩種型式之過濾瓶皆應用於迴轉式壓縮機上，作為暫時儲存低溫低壓之冷媒空間。迴轉式壓縮機在運轉中，普遍存在 400Hz、800Hz、1250Hz 噪音頻帶，本文旨在了解釐清不同型式之過濾瓶對於迴轉式壓縮機振動與噪音特性之影響。針對兩種型式過濾瓶進行模型驗證，分別以實驗模態分析(EMA)的量測手法，以及理論模態分析(TMA)，由模態參數的比較驗證，建構兩種過濾瓶之等效有限元素模型，並探討旋壓式與三節式過濾瓶之模態參數差異，可藉由分析模型觀察實驗中無法量測到的內部元件振動模態，以探討壓縮機運轉中特定噪音頻帶之可能來源。結果顯示，兩種過濾瓶皆有接近於 1250Hz 頻帶的振動模態，其對應之物理意義為內管擺動模態，未來可以對此內管提高剛性作為過濾瓶結構變更設計的參考。

**關鍵字：**迴轉式壓縮機、實驗模態分析、理論模態分析、模態振型

### 1. 前言

迴轉式壓縮機中過濾瓶型式分為旋壓式過濾瓶以及三節式過濾瓶兩種，兩種型式之過濾瓶皆應用於迴轉式壓縮機上，作為暫時儲存低溫低壓之冷媒空間。採用旋壓式或三節式過濾瓶之迴轉式壓縮機在運轉中，普遍存在 400Hz、800Hz、1250Hz 噪音頻帶。為釐清不同型式之過濾瓶對於迴轉式壓縮機振動特性影響，釐清壓縮機運轉中 400Hz、800Hz、1250Hz 噪音頻帶差異來源，將其差異作為迴轉式壓縮機之選用以及過濾瓶結構設計參考。

王等人[1]對迴轉式壓縮機進行收受端實驗量測，量測迴轉式壓縮機的有/無冷媒的運轉下之振動與噪音，得知冷媒對於壓縮機影響噪音頻帶範圍為 800Hz、1250Hz，接著比較量測噪音與操作模態振型比對，得出迴轉式壓縮機的噪音可能是由結構外殼以及儲液瓶結構共振所導致。

楊[2]主要研究直流變頻空調機與單體壓縮機之噪音與振動關聯性，結果顯示壓縮機噪音與空調機之間不是簡單的線性關係，壓縮機噪音的大幅度改善，不代表空調機噪音有降低。

王等人[3]具機線性滑軌進行模型驗證，對線性滑軌之單件以及組件進行模型驗證，透過單件模型驗

證修整模型的材料參數，接著組件模型驗證修整模型的接觸面，最後得到工具機線性滑軌等效於實際結構之有限元素模型。

Hwang et al. [4]探討壓縮機在不同工況下的噪音與振動特性，分別量測壓縮機在不同轉速下之噪音與振動特性，從轉速工況中得知外殼產生的噪音是由於結構的共振所產生的，在 2500Hz 頻帶下產生高噪音，結果得知利用吸振腳墊使得 2500Hz 頻帶的共振頻率有效改善使得振動量與噪音值明顯降低。

王等人[5]過濾瓶零組件進行實驗模態分析，得到過濾瓶零組件之實驗模態參數，將實驗模態參數與理論模態參數進行比對驗證，並利用自然頻率、楊氏係數與密度之間關係修整零件之材料參數，最後求得過濾瓶零件等效的材料參數。

王等人[6]用堆疊得概念將過濾瓶拆解成八個層次之組合結構，透過對每一層次之組合結構進行模型驗證，逐一確定過濾瓶分析模型之接觸型式，得知當實際結構零件間與零件間以焊接結合的情況，可再有限元素模型內的接觸行為設定為一體成型(Bonded)，並在最後得到過濾瓶等效於實際結構之有限元素模型。

王等人[7]對迴轉式壓縮機組件進行模型驗證，分別利用不同的接觸模擬方式，模擬出泵的滑動接觸行為，最後得到了泵組件的等效分析模型。

本文旨在了解釐清不同型式之過濾瓶對於迴轉式壓縮機振動與噪音特性之影響。針對兩種型式過濾瓶進行模型驗證，藉由分析模型觀察實驗中無法量測到的內部元件振動模態，以探討壓縮機運轉中特定噪音頻帶之可能來源。

### 2. 模型驗證與振動特性之理念說明

#### 2.1 過濾瓶之型式與組成介紹

本節為介紹旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶之組成以及差異，圖 1 為旋壓式與三節式過濾瓶之組成示意圖，表 1 為旋壓式與三節式過濾瓶之材料參數表。旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶幾何上的差異為外殼生產方式，三節式過濾瓶為個別生產過濾瓶其零組件，再將零件組裝配合成型；旋壓式過濾瓶外殼的生產方式為先生產將鋼管其零件置入，最後經由旋壓縮口成形。旋壓式過濾瓶有配合零件少等優點，但組裝較三節式過濾瓶困難。

## 2.2. 模型驗證與振動特性之探討方法

本節為說明旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶模型驗證手法以及兩種型式過濾瓶振動特性探討理念，將說明模型驗證與振動特性探討的目的。

首先說明模型驗證的目的，模型驗證為建構過濾瓶之等效模型，以實驗模態分析的量測手法配合理論模態分析的分析手法，獲得過濾瓶之等效分析模型，以進行過濾瓶內部結構振動特性之觀察；接著說明說明振動特性之探討，藉由模型驗證後得到之過濾瓶等效分析模型，觀察兩種型式過濾瓶內部結構振動特性，了解兩種過濾瓶在模態參數上之差異，將其差異作為釐清壓縮機運轉中 400Hz、800Hz、1200Hz 噪音頻帶來源以及壓縮機組裝選用過濾瓶之參考。

圖 2 為模型驗證流程圖，為本文建構過濾瓶之等效模型的方法，分別對過濾瓶進行實驗模態分析與理論模態分析，獲得過濾瓶之理論與實驗模態參數，接著將實驗之模態參數作為分析模型修整的依據，逐一對過濾瓶零件、次組零件、組零件進行修整，依序修整之項目為零件之材料參數，次系統的接觸介面型式，到最後之完整過濾瓶分析模型。

圖 3 為過濾瓶振動特性之探討流程圖，分別對三節式與旋壓式進行模型驗證，透過模型驗證的手法建構兩者等效於實際結構之模型，藉由等效之分析模型解讀過濾瓶內部結構之振動特性。首先為有限元素分析建構過濾瓶之有限元素模型之流程為先對實際結構幾何模型進行分析假設，再將實際結構幾何模型轉換為數學模型，到最後數學模型作為有限元素模型建構的依據。實際結構中完整過濾瓶為兩兩零件組裝配合銲接成型，在數學模型假設中為一體成形，有限元素模型採用 Bonded(一體成型)進行模擬，表 1 為三節式與旋壓式過濾瓶之材料參數表。接著對旋壓式與三節式過濾瓶進行探討，針對兩種型式之過濾瓶是否存在的壓縮機之噪音頻帶來源，以及兩種型式之過濾瓶模態振型差異，提供迴轉式壓縮機選用過濾瓶結構以及設計之參考。

實驗模態分析均採用移動衝擊錘固定加速規方式對過濾瓶進行實驗，並以尼龍繩懸吊，模擬自由邊界，如圖 4 過濾瓶之實驗架設示意圖所示。在實驗量測規劃在過濾瓶外殼圓周方向( $\theta$ )規劃與外殼軸向(z)規劃量測點，接著量測吸氣管與吐出管進行量測。以實驗室開發之量測軟體(Sound and Vibration Measurement System, 簡稱 SVM)配合訊號截取卡(NI-9234)量測結構之頻率響應函數以及關聯性函數，並將實驗結果匯入曲線嵌合軟體進行曲線嵌合，得到結構之模態參數，包含其自然頻率、模態振型、阻尼比。

圖 5 為旋壓式過濾瓶模型對應圖，依序為旋壓式過濾瓶之實際結構圖(a)、數學模型(b)、有限元素模型(c)、實驗佈點規劃(d)。旋壓式過濾瓶之有限元素模型，選用立體元素(Solid 185、Solid 186)以及面對面接觸元素(Contact 174、Target 170)建構其分析模型，如圖 5(c)所示，有限元模型元素分割採用自由分割(Free Mesh)，將有限元素模型分割為 89172 個節點、23498 個元素，並採自由邊界，無負荷條件下進行模態分析，求得結構之理論模態參數。

圖 5(d)為旋壓式過濾瓶之實驗佈點規劃，依旋壓式過濾瓶結構振動態特性，對結構圓周方向取 12 個量測規劃點，軸向取 5 個量測點；接續管水平以及垂直方向各取 2 個量測規劃點；彎管水平以及垂直方向各取 4 個量測規劃點，一共 70 個量測點

圖 6 為三節式過濾瓶模型對應圖，依序為三節式過濾瓶之實際結構圖(a)、數學模型(b)、有限元素模型(c)、實驗佈點規劃(d)。三節式過濾瓶之有限元素模型，選用立體元素(Solid 185、Solid 186)以及面對面接觸元素(Contact 174、Target 170)建構其分析模型，如圖 4(c)所示，有限元模型元素分割採用自由分割(Free Mesh)，將有限元素模型分割為 108786 個節點、34421 個元素，並採自由邊界，無負荷條件下進行模態分析，求得結構之理論模態參數。圖 6(d)為三節式過濾瓶之實驗佈點規劃，依三節式過濾瓶結構振動態特性，對結構圓周方向取 8 個量測規劃點，軸向取 5 個量測點；接續管水平以及垂直方向各取 2 個量測規劃點；彎管水平以及垂直方向各取 4 個量測規劃點，一共 48 個量測點

## 3. 過濾瓶之模型驗證結果與討論

本節為過濾瓶之模型驗證結果與討論，分成兩部分說明過旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶之模型驗證結果。

### 3.1. 旋壓式過濾瓶之模型驗證結果

本小節為說明旋壓式過濾瓶模型驗證結果，圖 7 旋壓式過濾瓶之頻率響應函數重疊圖，頻率響應函數重疊中由上至下依序為虛數部、實數部、振幅部，由頻率響應函數中可看出三節式過濾瓶虛數部、實數部、振幅部之峰值均有合理對應。

圖 8 為曲嵌合後之合成頻率響應函數與關聯性函數，由合成頻率響應函數與關聯性函數鐘可看出合成頻率響應函數峰值與頻率響應函數峰值間均有合理對應，代表曲線嵌合結果可靠。

表 2 為旋壓式之自然頻率總表，表中實驗結果與分析結果之自然頻率誤差百分比最小為 0.13%，最大為 -13.86%，自然頻率誤差之平均值為 -2.24，自然頻率誤差之平方平均根值(Rmax)為 4.74%，Rmax 為對自然頻率誤差取平方後取平均在開根號，頻率誤差之平均值與平方平均根值越接近於 0% 代表頻率誤差變異性小。整體之頻率誤差均在合理誤差範圍內，代表模型驗證結果可靠。

表 3 為旋壓式實驗與理論之模態振型對應表，模態振型對應表中列為模態振型對應的物理意義，依序為實驗、分析、模型對應物理意義。接著說明過濾瓶物理意義的解讀方式，依序為過濾瓶圓周( $\theta$ )、軸向(z)、擺動、彎曲。E-01&F-08 為內管的擺動模態，E-02&F-09 為彎管與內管的擺動模態；E-03&F-11 與 E-04&F-12 為外殼( $\theta=2$ )的模態；E-05&F-13 與 E-06&F-14 為外殼圓周( $\theta=3$ )方向之模態；E-07&F-15 與 E-08&F-16 為外殼圓周方向之軸對稱模態，分析中 F-07、F-09 與實驗結果無對應的原因推測為實驗中加速規黏貼位置剛好為內管與彎管結構的節線位置，導致實驗只能量測出內

管與彎管單一對稱模態振型。

### 3.2. 三節式過濾瓶之模型驗證結果

本小節為說明三節式過濾瓶模型驗證結果，圖 9 為三節式過濾瓶之頻率響應函數重疊圖，由頻率響應函數中可看出三節式過濾瓶在虛數部、實數部、振幅部之峰值均有合理對應。

圖 10 為曲嵌合後之合成頻率響應函數與關聯性函數，由合成頻率響應函數與關聯性函數中可看出其峰值與峰值間均有合理對應，代表曲線嵌合後之結果可靠。

表 4 為三節式過濾瓶之自然頻率總表，表中實驗結果與分析結果之自然頻率誤差最小為 0.68%，其頻率平均誤差為 -3.82%， $R_{max}$  誤差為 5.78%。表 5 為三節式實驗與理論之模態振型對應表，表中為實驗與分析有對應之模態振型，E-01&F-07 與 E-02&F-08 為內管的擺動模態；E-03&F-09 與 E-04&F-10 為彎管與內管的擺動模態；E-05&F-11 與 E-06&F-12 為外殼圓周方向( $\theta=2$ )之的模態；E-07&F-13 與 E-08&F-14 為過濾瓶吸氣管的擺動模態；E-10&F-17 與 E-11&F-18 為外殼圓周方向( $\theta=3$ )之模態。過濾瓶在模態振型的物理意義皆有對應的情況下，過濾瓶自然頻率誤差值均在合理誤差範圍內，代表模型驗證結果可靠。

### 4. 振動特性之探討

表 6 為三節式與旋壓式過濾瓶自然頻率總表之比較，由表中可看出旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶在頻寬 5,000Hz 內的振動特性極為相似。旋壓式過濾瓶與三節式過濾瓶振動特性依序內管之擺動模態、內管與彎管擺動模態、外殼圓周方向之擺動模態。旋壓式過濾瓶實驗激發出的自然頻率數量少於三節式過濾瓶，推測造成的原因為，旋壓縮過濾瓶加速規之固定位置恰巧於旋壓式過濾瓶之節線上。

旋壓式過濾瓶在內管以及內管與彎管之擺動上，其自然頻率高於三節式過濾瓶，推測為旋壓式過濾瓶的旋壓式外殼之旋壓縮口設計會提高彎管與內管之剛性；在外殼圓周方向之模態上，旋壓式皆低於三節式過濾瓶 403Hz、213Hz，推測為三節式過濾瓶在組裝配合時，以緊配合間接提高外殼之剛性。

圖 11 為三節式與旋壓式振動特性之比較，圖 11(a)為三節式過濾瓶自然頻率與對應模態振型示意圖，三節式過濾瓶的振動特性依序為內管、彎管與內管、外殼( $\theta=2$ )、整體、外殼( $\theta=3$ )。圖 11(b)為旋壓式過濾瓶自然頻率與對應模態振型示意圖，旋壓式過濾瓶的振動特性依序為內管、彎管與內管、外殼( $\theta=2$ )、外殼( $\theta=3$ )。

### 5. 結論與未來應用

經由比對三節式與旋壓式過濾瓶之實驗結果與分析結果得出以下幾點結論，兩種型式之過濾瓶皆存壓縮機運轉中 1250Hz 之噪音頻帶的自然頻率；相似的振動特性，5,000Hz 振動特性依序為內管、彎管與內管、外殼，針對過濾瓶之內管與彎管進行結構加強，以提高過濾瓶之結構剛性；建構了三節式與旋壓式過濾瓶之等效模型，未來可依據過濾瓶之振動特性作為過濾瓶之設計參考與輔助噪音診斷

### 6. 誌謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 103 年度產學合作計畫「壓縮機與空調機系統組裝匹配對振動噪音之影響評估」經費補助，特此致謝。

### 7. 參考文獻

1. 王栢村、陳柏儉、余易璋、林聖傑、王文志，迴轉式壓縮機組裝於冷氣機之噪音特性探討，2015 精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：A036，2015
2. 楊煥弟，「壓縮機噪聲振動與空調外機噪聲關係分析」，噪聲與振動控制，第 29 期，第 1 卷，第 149-152 頁，2009
3. 王栢村、謝宗廷、陳正陽、周芳俊，工具機線性滑軌之模型驗證，2011 兩岸綠色暨防災科技學術研討會，屏東，論文編號：B-06，2011。
4. Hwang, W., Oh, I., Kim, B., Park, S., and Ryu, K., A Study on Noise Radiation from Compressor Shell ,International Compressor Engineering Conference, Purdue University, USA, Paper 1760 , 2006
5. 王栢村、吳秉修、林建敦、周建中、陳金龍，儲液瓶單一零組件之模型驗證與材料參數探討，北京科技大學第八屆學術交流研討會，屏東，論文編號：B25，2013
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，新竹，論文編號：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，論文編號：B2-2，2014

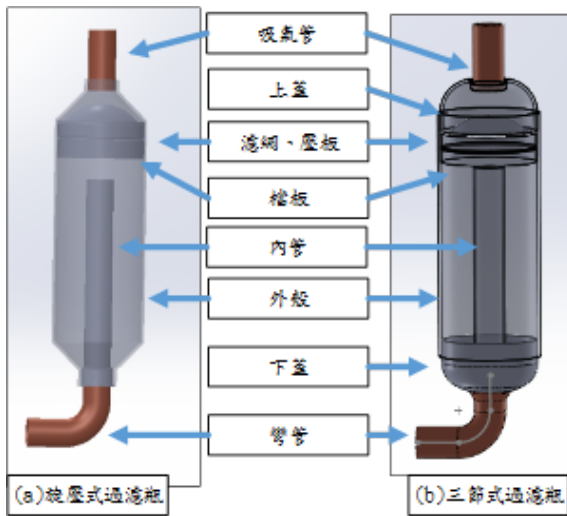


圖 1 旋壓式與三節式之組成示意圖

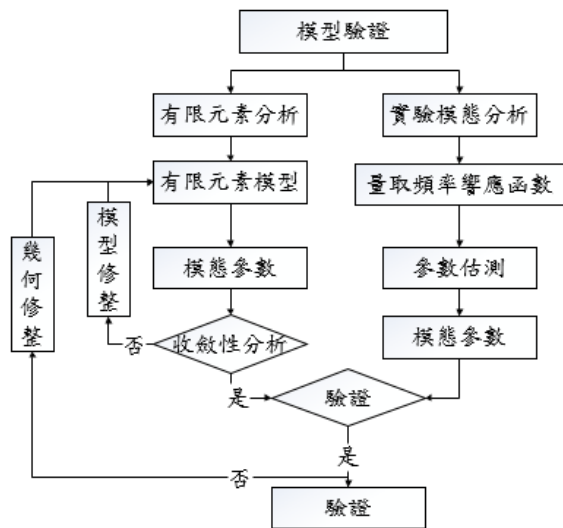


圖 2 模型驗證流程圖

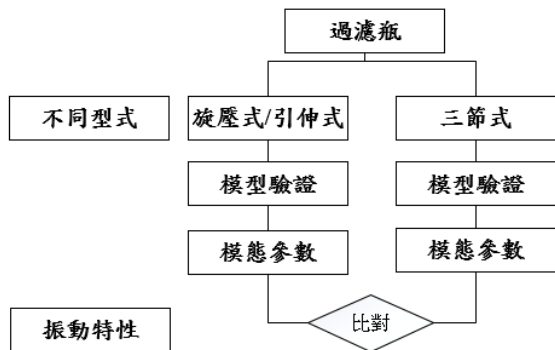


圖 3 振動特性之探討流程圖

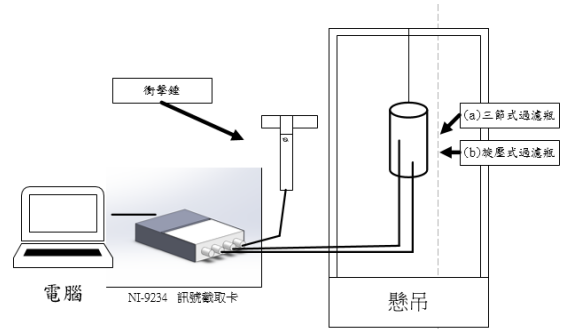


圖 4 過濾瓶之實驗架設示意圖

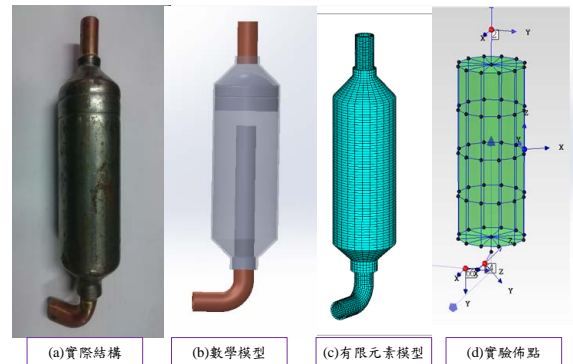


圖 5 旋壓式之模型對應圖



圖 6 三節式之模型對應圖

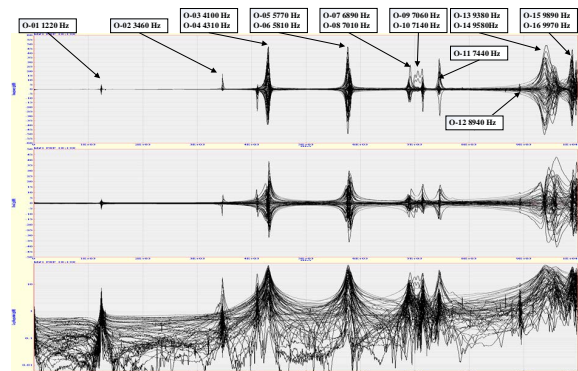


圖 7 旋壓式過濾瓶之頻率響應函數重疊圖

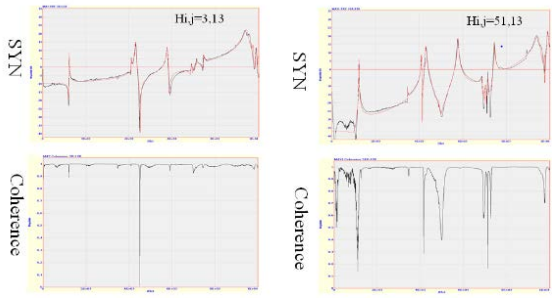


圖 8 旋壓式過濾瓶曲線嵌合後之合成頻率響應函數與關聯性函數

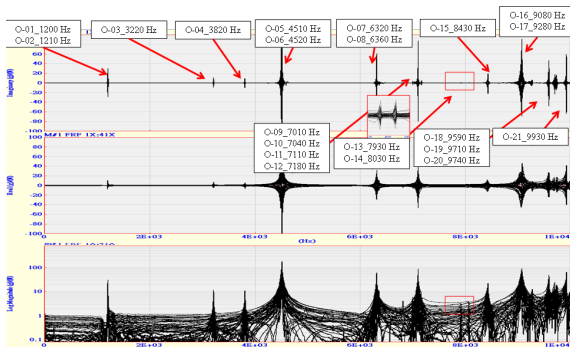


圖 9 三節式過濾瓶之頻率響應函數重疊圖

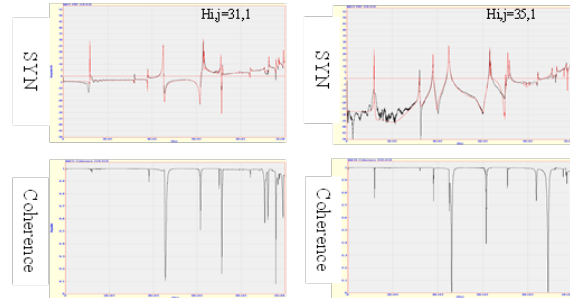


圖 10 三節式過濾瓶曲線嵌合後之合成頻率響應函數與關聯性函數

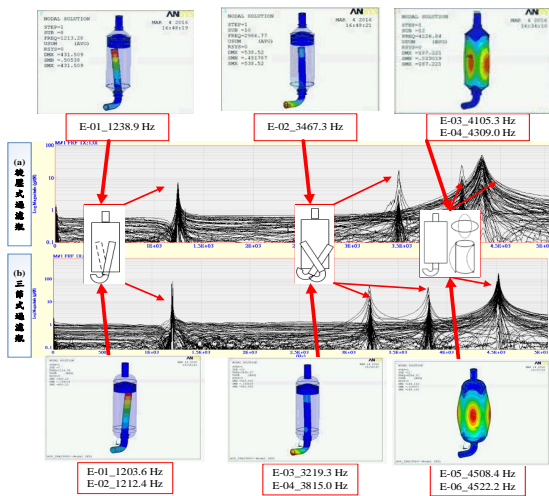


圖 11 三節式與旋壓式振動特性之比較

表 1 過濾瓶之材料參數表

旋壓式過濾瓶對 應之零件	三節式過濾瓶對 應之零件	零件 材質	密度 Kg/m <sup>3</sup>	楊式係數 GPa	蒲松比
--	下蓋	SPCC	7385.53	170	0.28
本體	本體	SPCC	7684.87	194.6	0.28
--	頂蓋	SPCC	6904.91	198.5	0.28
內管	內管	SPCC	7923.61	195	0.28
擋板	擋板	SPCC	4750.55	116.7	0.28
接續管	接續管	C1220T-1/2H	8582.52	121.3	0.34
彎管	彎管	C1220T-1/2H	8895.27	136.8	0.34
濾網	濾網	SPCC	7850.16	113.5	0.28
壓版	壓版	SPCC	7849.99	118.5	0.28

表 2 旋壓式過濾瓶之自然頻率總表

模態 數	自然頻率 Hz	阻尼比 (%)	模態 數	自然頻率 Hz	Error (%)	物理意義
			F-07	1204.7		彎管振動(內管振動)
E-01	1238.9	0.202	F-08	1213.3	-2.07%	彎管振動(內管振動)
			F-09	2727.7		內管與彎管振動
E-02	3467.3	0.163	F-10	2986.8	-13.86%	內管與彎管振動
E-03	4105.3	0.225	F-11	4117.3	0.29%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (2, 1)
E-04	4309.0	0.414	F-12	4124.8	-4.27%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (2, 1)
E-05	5771.5	0.344	F-13	5650.4	-2.10%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3, 1)
E-06	5812.0	0.269	F-14	5702.9	-1.88%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3, 1)
E-07	6900.8	0.515	F-15	6666.2	-3.40%	動
E-08	6997.9	0.528	F-16	6933.8	-0.92%	動
E-09	7064.8	0.155	F-17	7018.0	-0.66%	擋板模態
E-10	7146.6	0.215	F-18	7336.8	2.66%	動
E-11	7457.1	0.997	F-19	7342.7	-1.53%	動
			F-20	8742.6		動
			F-21	9065.7		內管與彎管振動, 吸氣管振動
			F-22	9312.8		內管與彎管振動, 吸氣管振動
			F-23	9393.0		儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3, 2)
E-12	9403.2	0.234	F-24	9415.0	0.13%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3, 2)
			F-25	9471.7		伸縮模態
			F-26	9630.1		儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (4, 1)
E-13	9896.5	0.126	F-27	9741.9	-1.56%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (4, 1)
			平均誤差		-2.24%	
			Urmas		4.74%	

表 3 旋壓式過濾瓶之模態振型對應表

	E-01_1238 Hz	F-07_1204.0 Hz F-08_1213.3 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				彎管擺動 (內管擺動)
整體模態	E-02_3467 Hz	F-09_2727.7 Hz F-10_2986.8 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				內管與彎管擺動
整體模態	E-03_4105.3 Hz E-04_4309.0 Hz	F-11_4117.3 Hz F-12_4124.8 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				儲液瓶外殼 ( $\theta, Z$ ) = (2,1)
整體模態	E-05_5771.5 Hz E-06_5812.0 Hz	F-13_5650.4 Hz F-14_5702.8 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				儲液瓶外殼 ( $\theta, Z$ ) = (3,1)

表 5 三節式過濾瓶之模態振型對應表

	E-01_1203.6 Hz E-02_1212.4 Hz	F-07_1114.4 Hz F-08_1120.1 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				內管擺動 (彎管擺動)
整體模態	E-03_3219.3 Hz E-04_3815.0 Hz	F-09_3050.0 Hz F-10_3435.3 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				內管與彎管擺動
整體模態	E-05_4508.4 Hz E-06_4522.2 Hz	F-11_4354.2 Hz F-12_4356.3 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				Error= -3.42% 儲液瓶外殼 ( $\theta, Z$ ) = (2,1)
整體模態	E-07_6319.3 Hz E-08_6363.4 Hz	F-13_5616.7 Hz F-14_5665.5 Hz	模型對應物理意義	物理意義
整體模態				吸氣管擺動 (儲液瓶外殼擺動)

表 4 三節式過濾瓶之自然頻率總表

模態數	自然頻率 Hz	阻尼比 %	模態數	自然頻率 Hz	頻率誤差	物理意義
E-01	1203.6	0.022	F-07	1114.4	-7.41%	內管擺動(彎管擺動)
E-02	1212.4	0.021	F-08	1120.1	-7.61%	內管擺動(彎管擺動)
E-03	3219.3	0.072	F-09	3050.0	-5.26%	內管與彎管擺動
E-04	3815.0	0.071	F-10	3435.3	-9.95%	內管與彎管擺動
E-05	4508.4	0.133	F-11	4354.2	-3.42%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (2,1)
E-06	4522.2	0.100	F-12	4356.3	-3.67%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (2,1)
E-07	6319.3	0.071	F-13	5631.1	-10.89%	吸氣管擺動(儲液瓶外殼擺動)
E-08	6363.4	0.093	F-14	5665.5	-10.97%	吸氣管擺動(儲液瓶外殼擺動)
			F-15	5795.3		擋板模態
			F-16	6617.3		彎管與內管彎曲
E-09	7006.6	0.047				外殼頂部擺動模態
E-10	7046.9	0.077	F-17	6759.7	-4.08%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3,1)
E-11	7109.9	0.051	F-18	6757	-4.96%	儲液瓶外殼( $\theta, Z$ ) = (3,1)
E-12	7175.9	0.070	F-19	6758	-5.82%	內管與彎管彎曲
E-13	7928.0	0.065	F-20	8032.1	1.31%	儲液瓶彎曲
E-14	8078.6	0.082				外殼頂部膨脹
E-15	8436.4	0.091	F-21	8788.2	4.17%	儲液瓶彎曲, 彎管擺動
E-16	9080.0	0.118	F-22	9200.1	1.32%	儲液瓶彎曲, 彎管擺動
E-17	9278.1	0.051	F-23	9341.5	0.68%	儲液瓶彎曲, 彎管擺動
E-18	9595.9	0.044				外殼擺動模態
			平均誤差		-4.44%	
			Urmas		5.78%	

表 6 三節式與旋壓式過濾瓶自然頻率總表

旋壓式			三節式			頻率 差異 (Hz)	物理意義
模態 數	自然頻率 (Hz)	阻尼比 (%)	模態 數	自然頻率 (Hz)	阻尼比 (%)		
--	--	--	E-01	1203.6	0.0215	--	內管擺動(彎管擺動)
E-01	1238.9	0.2023	E-02	1212.4	0.0211	-26.5	內管擺動(彎管擺動)
E-02	3467.3	0.2246	E-03	3219.3	0.0718	-248	內管與彎管擺動
--	--	--	E-04	3815	0.0706	--	內管與彎管擺動
E-03	4105.3	0.4138	E-05	4508.4	0.1326	403.1	儲液瓶外殼 ( $\theta, Z$ ) = (2,1)
E-04	4309	0.3445	E-06	4522.2	0.1003	213.2	儲液瓶外殼 ( $\theta, Z$ ) = (2,1)

## **Investigation of Vibration Properties and Model Verification of Different Types of Accumulators**

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Sheng-Jie Lin<sup>1</sup>,  
Bo-Jun Zhang<sup>1</sup>,  
Chin-Lung Chen<sup>2</sup>, hang-Hung Hsieh<sup>2</sup>

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

<sup>2</sup>Rechi Precision Co., LTD

### **Abstract**

Two types of accumulators can be employed to fit with the rotary compressor, i.e. the extrusion type and three-piece type. The function of accumulator is to recycle the low temperature and low pressure coolant connected to the compressor main body. It is found that there are some critical noise bands in 400Hz, 800Hz and 1250Hz during the compressor operation. This work aims to discuss the possible cause of these noise bands related to the vibration modes of two types of accumulators. The two types of accumulators are performed experimental modal analysis (EMA) and theoretical modal analysis (TMA), respectively. The finite element (FE) models for the accumulators are constructed and verified by comparing modal parameters obtained from EMA and TMA. Structural modal parameters can then be compared for the two accumulators. The structural mode shapes of accumulators can be visualized via FE model, in particular for the inner components that are not measurable in experiments. Results show both accumulators have the inner pipe vibration modes near 1250Hz that may be the main cause for the noise band. The reinforcement of inner pipe to raise its rigidity can be considered for future structural modification of the accumulator.

**Keywords** : Rotary Compressor , Experimental Modal  
Analysis (EMA), Theoretical Modal  
Analysis (TMA) , Mode Shape