

## 壓縮機過濾瓶之模型驗證與模型更新

王栢村<sup>1</sup>、溫儒琳<sup>1</sup>、蘇秉翔<sup>1</sup>、張博鈞<sup>2</sup>、吳盈輝<sup>3</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

<sup>3</sup> 國立內埔高級農工職業學校 機械科

### 摘要

迴轉式壓縮機之振動與噪音是重要的議題，其中過濾瓶的結構與空腔共振所造成的噪音，也是主要噪音源之一。為了探討壓縮機過濾瓶之振動與噪音，有必要發展建立等效的分析模型。本文針對壓縮機過濾瓶結構進行模型驗證，透過實驗模態分析，可量測得到過濾瓶之頻率響應函數和模態參數。同時，建構過濾瓶的有限元素模型，並據以進行理論模態分析，可由分析的自然頻率及模態振型，與實驗結果相比較。初始的驗證比較發現，過濾瓶的模態振型物理意義對應良好，但是，分析的自然頻率有偏高現象，主要來自外殼與擋板結構的焊接區域效應之影響，針對焊接區的模擬進行模型更新，可以有效改善自然頻率誤差，達到等效有限元素模型之驗證。結果顯示，實驗與分析之自然頻率相近，且模態振型具相同物理意義，完成模型驗證，可確認過濾瓶之分析模型等效於實際結構。本文闡述了模型驗證理念，並透過模型更新，成功建立等效的壓縮機過濾瓶分析模型，並探討其振動特性，未來也可應用於空腔共振分析，以及整體壓縮機之響應預測和改善振動噪音之設計分析。

**關鍵字:** 實驗模態分析、有限元素分析、模型驗證、模型更新

### 1. 前言

迴轉式壓縮機的振動噪音一直是重要的問題，其中過濾瓶是暫時儲存冷媒的空間，存在著液氣兩相之變化，其複雜結構加深了研究的難度。本研究針對壓縮機過濾瓶進行模型驗證和模型更新，透過實驗與分析結果可得到過濾瓶結構的振動特性。未來可應用於壓縮機振動噪音改善與設計之參考。

透過分析與實驗驗證手法，解決壓縮機振動與噪音的問題。Lin et al.[1]研究過濾瓶的噪音來源，將R410A冷媒的影響納入分析考量因素之一，並以實驗方式獲取振動噪音貢獻度最大的頻帶，最後加入擋板來改善低頻之噪音，結果顯示與原始設計降低1.5dB，確認改變幾何的方法可有效改善共振問題。

流場對壓縮機產生的噪音問題，可做為研究考量，Marcus et al. [2]對於風機與噴射引擎飛機內部壓縮機的噪音進行研究，針對多次與單次飛行足跡的噪音預測分析，並考量壓縮機在自由音場下的變化與影響，透過分析與實驗的方法獲得結構的噪音特性，最後比較分析與實驗的結果，制定了噪音預測方法，也

建立了最佳的運行參數，並提供降噪設計之參考。Lowson [3]針對壓縮機與軸流風扇的輻射聲壓進行理論研究，提出一套方法預測模型的離散頻率，透過理論方程式推導出輻射聲壓之總功率和預測趨勢曲線，並且輔以實驗驗證，此理論方程式可應用在壓縮機各部件設計之參考。Zhu et al.[4]為了改善迴轉式壓縮機過濾瓶的振動與噪音問題，研究結構與空腔共振的噪音頻帶，透過改變實際結構的模型，模擬其空腔幾何模型，探討結構振動與空腔耦合的振動噪音與聲學特性，結果顯示此研究有效降低頻帶的噪音值。

為了獲得將過濾瓶之振動特性，將零組件拆解並分別進行模型驗證，王等人[5]將過濾瓶拆分成八個層次，且每一零組件均執行實驗模態分析(Experimental Modal Analysis, EMA)與有限元素分析(Finite Element Analysis, FEA)，獲取各零組件的模態參數，特別是結構內部的零組件是難以量測的，透過驗證分析模型等效於實際結構後，可以藉由獲得此結構的振動模態與自然頻率，並診斷過濾瓶振動與噪音的影響，也可應用於整體壓縮機設計分析之參考。考量結構之振動特性，探討過濾瓶加工方式的設計對於材料的振動特性影響，王等人[6]將迴轉式壓縮機各部件由簡而繁的進行組合接觸，並透過EMA與理論方式逐步驗證每一系統層次，且更新材料參數使模型等效於實際結構，達到模型驗證之目的，可提供模擬設計與開發產品。壓縮機主要是由本體與過濾瓶所組成，過濾瓶是一個在壓縮機本體結構上連接吸入管與吐出管的腔體，在壓縮機運作中為暫時儲存低溫低壓的冷媒的空間，壓縮機運轉時的氣壓流動是造成難以預測之主因，做為未來深入探討腔體內的流場變化之基礎，有必要從結構端開始研究過濾瓶純結構上的振動特性。

綜合上述的參考文獻提到壓縮機過濾瓶的研究可得知，透過實驗與分析之手法驗證其振動與噪音特性，可有效達到設計與開發之用途，因此提出本文研究的主要目標如下：

1. 為了探討壓縮機過濾瓶之振動與噪音，有必要發展建立等效的過濾瓶之分析模型。
2. 實驗模態分析主要目標是取得實際結構的模態參數，以作為分析模型修整的目標。
3. 振動分析主要的目標是獲得實際結構的模態特性，可探討結構所引起的振動與噪音來源。
4. 可將此分析模型延伸應用在聲振耦合分析中，做為輔助診斷結構來源的振動噪音，未來可探討冷媒的氣流噪聲對過濾瓶的影響。

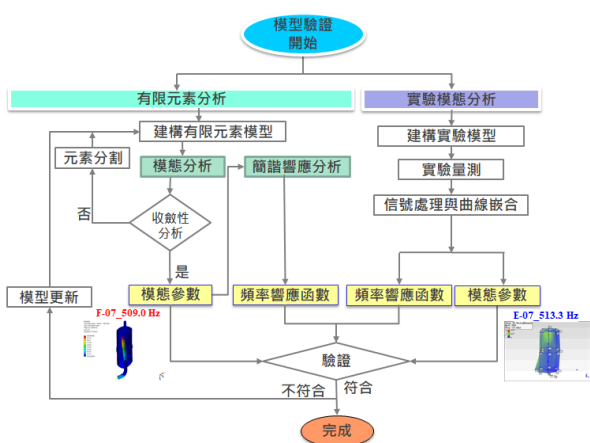


圖 1 過濾瓶模型驗證流程圖

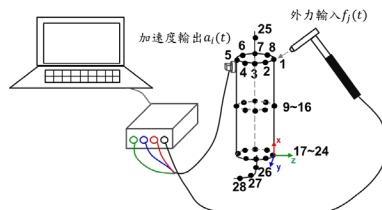
## 2. 模型驗證與模型更新理念

為了對過濾瓶結構進行振動與噪音研究，需要等效實際結構之有限元素模型，因此會建構分析模型，進行理論振動分析，包含模態分析、簡諧響應分析。本小節主要說明模型驗證與模型更新之概念，為了探討結構的振動特性，將會對結構進行實驗模態分析，可獲得結構之模態參數，包含自然頻率、模態振型、模態阻尼比。為了確認分析模型是否合理，模型需進行收斂性分析。為了確認分析模型等效實際結構，分析的結果需與實驗進行驗證，因此進行模型驗證，模型驗證不符合將進行模型更新，直到模態參數對應結果符合，獲得等效實際結構之有限元素分析模型，可應用於過濾瓶結構振動與噪音的探討，作為改善設計之參考。

圖 1 為過濾瓶模型驗證流程圖，首先將過濾瓶進行實驗模態分析，同時建構實驗之模型與實驗量測，量測得信號經過信號處理和曲線嵌合後，得到結構之頻率響應函數(Frequency Response Function, FRF)和模態參數。後續，進行有限元素分析，建構有限元素模型，模態分析與簡諧響應分析，分別取得模型的模態參數與頻率響應函數。最後，以模型驗證程序進行模態參數的比對驗證，將實驗與分析的模態參數與 FRF 結果進行驗證，驗證符合可獲得等效實際結構之有限元素模型，若發生不符合的狀況，將進行模型更新重新回到建構有限元素模型的流程，直到分析與實驗之模態參數相符，即完成模型驗證的程序。

表 1 儀器型號與相關規格

量測儀器	型號	規格
三軸向加速度規	65-100	靈敏度： X：101.6 mV/g Y：105.5 mV/g Z：105.1 mV/g 質量：5g 量測範圍：1.5 to 6,000 Hz 接受溫度範圍：-55°C to +125 °C
衝擊錘	PCB-086C02	靈敏度：11.2mV/N 量測範圍：±444N pk 質量：160g 衝擊錘長度：21.6cm 量測範圍：±444N pk 支援IEPE signal condition



(a) 量測點規劃示意圖



(b) 實驗架設示意圖

圖 2 過濾瓶實驗方法與儀器架設

## 3. 模型驗證方法與結果討論

### 3.1 實驗模態分析方法

為了探討過濾瓶結構的振動特性，進行實驗模態分析。本節說明實驗模態分析的方法與步驟。圖 2 為過濾瓶實驗方法與儀器架設，為了對過濾瓶進行實驗量測，需要佈置量測位置，且須盡量避免量測在節線位置，可參考分析模型的模態的物理意義，進行佈點規劃，圖 2(a)為量測點規劃示意圖，將過濾瓶進行量測點規劃，總共布置 28 點，採用衝擊錘對過濾瓶施加外力激振  $f_j(t)$ ；透過三軸向加速規量測結構的加速度  $a_i(t)$ ，將衝擊錘以 45 度角的方向，敲擊 1 號點的位置，並將三軸向加速規黏貼於 1~28 個點的位置量測，每點激振三次，感測器與驅動器的電壓信號傳輸至信號擷取卡 NI-9234，透過 USB 連接筆記型電腦，並透過聲音與振動量測軟體(Sound and Vibration Measurement System, SVM)進行信號處理。為了量測正確的實驗數據，需進行實驗的預測試，包含實驗量測方式、量測頻寬範圍、儀器選用、加權函數視窗設定。圖 2(b)為實驗架設示意圖，為了模擬自由邊界，採用垂吊過濾瓶的方式。實驗量測之有效頻寬為 5,000 (Hz)，且有效解析條數 12,800 條，頻率解析度為 0.39 (Hz)。

在 EMA 的實驗量測，採用如表 1 的儀器型號及其相關規格，其中有三軸向加速規(65-100)及衝擊錘(PCB-086C02)，透過訊號擷取卡(NI-9234)，以 SVM 軟體進行量測。實驗前先對加速度規進行校正，以 B&K Type4294 標準振動源，校正三軸向加速度規的靈敏度。並以校正後的加速規，校正衝擊錘的力感測器之靈敏度。完成量測感測器的校正，再進行過濾瓶的衝擊錘敲擊實驗，取得所有 28 點的三軸向加速度和衝擊力之間的頻率響應函數。接著，將頻率響應函數數據匯入曲線嵌合軟體 ME'scopeVES，進行曲線嵌合，以求得過濾瓶之自然頻率、模態振型和模態阻尼比。

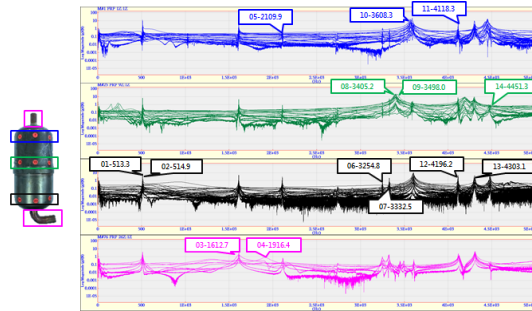


圖 3 過濾瓶量測區域之 FRF 解析圖

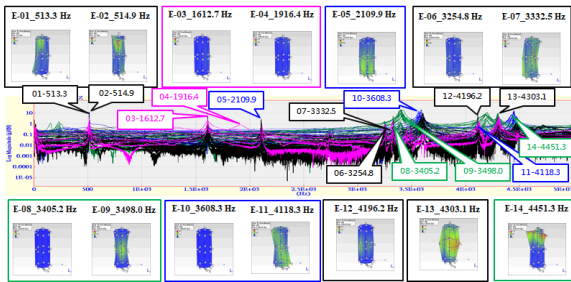


圖 4 過濾瓶實驗 FRF 與對應之模態參數

為了探討過濾瓶振動模態是來自哪一零組件，將過濾瓶相同量測區域之 FRF 重疊一塊並解析模態，圖 3 為過濾瓶量測區域之 FRF 解析圖，將過濾瓶量測分成四個區塊，包含：擋板位置、外殼位置、內管位置、接續管和彎管位置，對應線段顏色為藍、綠、黑、紅，圖中為加速度 FRF 曲線的振幅部，X 軸為頻率(Hz)、Y 軸為振幅(g/N)，實驗 FRF 的峰值頻率對應是自然頻率。

量測 28 個位置對應之 x、y、z 三方向的加速度頻譜，FRF 曲線共計有 84 條，FRF 的物理意義是加速度除上外力的響應，在 5,000 Hz 內共出現 14 個模態，自然頻率為 513.3 Hz 到 4451.3 Hz。為了探討過濾瓶結構之峰值頻率，將振幅值大小作為比較，實驗量測的結果顯示，模態 01、02、06、07、12、13 在內管位置振幅值較高；模態 03、04 在彎管位置振幅值較高；模態 05、10、11 在擋板位置振幅值較高；模態 08、09、14 在外殼位置振幅值較高。將特定位置的 FRF 曲線整合，有助於觀察過濾瓶零組件的峰值頻率與振幅大小的關聯。

本文研究過濾瓶的振動特性，從實驗模態分析結果得知實驗量測的模態振型，如圖 4 為過濾瓶實驗 FRF 與對應之模態參數，實驗量測之頻率響應函數數據匯入曲線嵌合軟體 ME'scopeVES，進行曲線嵌合，以求得過濾瓶之自然頻率、模態振型和模態阻尼比。圖中曲線為加速度 FRF 的振幅部曲線，Y 軸為振幅(g/N)；X 軸為頻率(Hz)。

為了判讀過濾瓶模態振型的物理意義，從實驗獲得的振動模態來判斷，但是實際量測位置是在過濾瓶的外部，因此無法判斷結構內部的振動模態，造成內部零組件的模態物理意義不確定，是診斷振動特性常會遇到的困難。

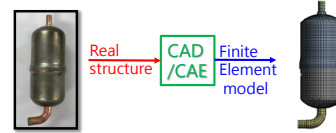


圖 5 過濾瓶有限元素分析模型建構流程圖

表 2 過濾瓶幾何尺寸與材料參數表

過濾瓶幾何		材料參數表		
彎管中心到頂部	222 mm	銅	鋼	單位
外殼直徑	75 mm	密度	7850	8500
彎管外徑	15 mm	楊氏係數	200	100
		蒲松比	0.3	0.3
				kg/m <sup>3</sup>
				GPa
				--

### 3.2 模型介紹與分析方法

為了對過濾瓶結構進行振動與噪音研究，需要等效實際結構之有限元素模型，因此會建構分析模型，進行理論之振動分析，包含模態分析、簡諧響應分析。

本節主要介紹分析模型與方法，透過問題定義、分析目標、數學模型、有限元素模型，最終求得過濾瓶實際結構之模態參數。圖 5 為過濾瓶有限元素分析模型建構流程圖，將過濾瓶的實際結構經過電腦輔助設計(Computer Aided Design, CAD)軟體，繪製 3D 立體模型，再將過濾瓶模型匯入電腦輔助工程分析(Computer Aided Engineering, CAE)軟體中，建構有限元素模型。分析研究的問題定義為利用立體元素對過濾瓶進行模態分析，探討過濾瓶結構振動特性，並建立與實際結構相符的有限元素模型，分析目標為建立等效實際結構的有限元素模型，建構有限元素模型以實際結構的幾何、材料、邊界、接觸，進行模態分析設定。

表 2 為過濾瓶幾何尺寸與材料參數表，彎管中心到頂部 222 mm；外殼直徑 75 mm；彎管外徑 15 mm。材料參數的方面，將結構的材料視為等向性材料，過濾瓶的上蓋、下蓋、擋板、隔板均為鋼材，其密度 7850 kg/m<sup>3</sup>、楊氏係數 200 GPa、蒲松比 0.3；在管路的部分，接續管、內管、彎管的材質均是銅管，其密度 8500 kg/m<sup>3</sup>、楊氏係數 100 GPa、蒲松比 0.3。

模態分析為自由振動，因此不必給予外力負荷的條件，配合實驗的邊界為自由邊界，過濾瓶的零組件之間的接觸採用面的固定接觸。將元素分割經過收斂性分析後，總共分割成 112,849 個節點與 36,299 個元素，並進行模態分析設定求解 20 個模態。前 6 個模態是剛體模態，第 7 個模態以後均為彈性體模態，第 20 個模態的自然頻率值為 4589.1 Hz；實驗量測頻寬範圍中的最後一個模態是 4451.1 Hz，模態分析已足夠與實驗進行比對，因此求解模態數 20 個即可。為了與實驗之 FRF 進行驗證，需要進行簡諧響應分析，可獲得理論之頻率響應函數，在有限元素模型中輸入材料之阻尼比 0.180286%，以及外力的大小、方向、作用點，為了與實驗斜敲的方向一致，將 1 N 的外力以三方向的分力各別輸入後，進行簡諧響應分析，頻寬取至 5,000 Hz，解析度為 1 Hz。

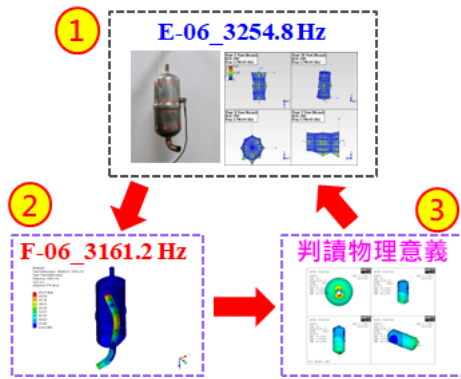


圖 6 內管模態物理意義判讀方法

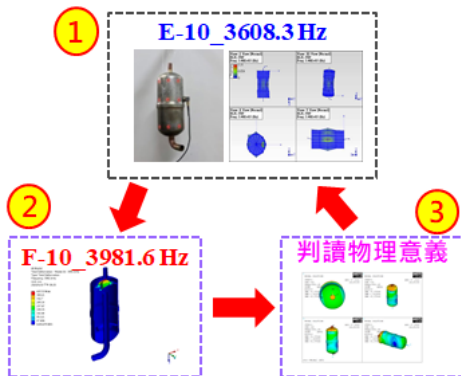


圖 7 檔板模態物理意義判讀方法

為了判讀過濾瓶模態振型的物理意義，圖 6 為內管模態物理意義判讀方法。首先，將過濾瓶實際結構進行實驗模態分析，所獲得的自然頻率 E-06\_3254.8 Hz 對應之模態振型。其次，將過濾瓶結構進行模態分析，取得模擬的自然頻率 F-06\_3161.2 Hz 和模態振型，可獲得結構模態振型的物理意義為內管 x 方向彎曲模態。分析模型中內部的結構(接續管、檔板、隔板、內管、彎管)進行隱藏，透過隱藏內部結構，可獲得外殼結構的物理意義，僅改變了模態的顯示的方式，實際模態還是具有內部結構的物理意義。最後，將分析之外殼顯示的物理意義，與實驗的物理意義進行比對。比對結果相同，表示實驗與分析的物理意義皆是內管 x 方向彎曲模態。

圖 7 為檔板模態物理意義判讀方法，首先，將過濾瓶實際結構進行實驗模態分析，所獲得的自然頻率 E-10\_3608.3 Hz 對應之模態振型。其次，將過濾瓶結構進行模態分析，取得模擬的自然頻率 F-10\_3981.6 Hz 和模態振型，可獲得結構模態振型的物理意義為檔板 x 方向彎曲模態。將分析模型中內部的結構(接續管、檔板、隔板、內管、彎管)進行隱藏，透過隱藏內部結構，可獲得外殼結構的物理意義，僅改變了模態的顯示的方式，實際模態還是具有內部結構的物理意義。最後，將分析之外殼顯示的物理意義，與實驗的物理意義進行比對。比對結果相同，則表示實驗與分析的物理意義皆是檔板 x 方向彎曲模態。透過此方法可以判斷實驗的模態之物理意義。

表 3 實驗與分析之自然頻率總表

EMA mode	Natural Frequency(Hz)	FEA		Frequency Error(%)	Damping (%)	物理意義
		mode	Natural Frequency(Hz)			
E-01	513.3	F-01	509.0	-0.8	0.03	內管1st bending mode (Y)
E-02	514.9	F-02	510.3	-0.9	0.02	內管1st bending mode (X)
E-03	1612.7	F-03	1683.8	4.4	0.07	彎管1st bending mode (Z)
E-04	1916.4	F-04	1880.6	-1.9	1.97	彎管1st bending mode (X)
E-05	2109.9	F-05	2398.8	13.7	0.03	檔板1st bending mode (Z)
E-06	3254.8	F-06	3161.2	-2.9	0.07	內管2nd bending mode (X)
E-07	3332.5	F-07	3164.2	-5.1	0.03	內管2nd bending mode (Y)
E-08	3405.2	F-08	3733.6	9.6	0.25	外殼(Z,θ)=(1,2)
E-09	3498.0	F-09	3734.3	6.8	0.29	外殼(Z,θ)=(1,2)
E-10	3608.3	F-10	3981.6	10.3	0.10	檔板1st bending mode (X)
E-11	4118.3	F-11	4004.4	-2.8	0.16	檔板1st bending mode (Y)
E-12	4196.2	F-12	4269.0	1.7	0.03	內管 global mode
E-13	4303.1	F-13	4380.1	1.8	0.37	內管 global mode
E-14	4451.3	F-14	4589.1	3.1	0.08	外殼(Z,θ)=(1,3)

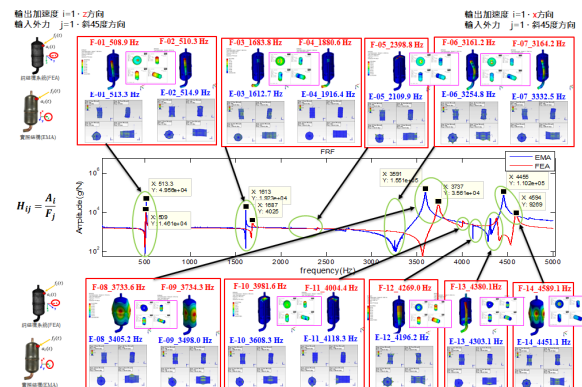


圖 8 過濾瓶實驗與分析之 FRF 模型驗證結果

### 3.3 模型驗證結果

為了探討過濾瓶的振動特性，本節主要對模型驗證的結果進行討論，透過模型驗證流程，取得過濾瓶等效實際結構之有限元素模型。

綜合實驗與分析的自然頻率比對結果，表 3 為實驗與分析之自然頻率總表，實驗與分析的自然頻率誤差幾乎都在 7% 以下，僅有模態 05、08、10 的自然頻率誤差在 10% 左右，分別是檔板 z 方向的彎曲模態、外殼(1,2) 的局部模態、檔板 x 方向的彎曲模態。圖 8 為過濾瓶實驗與分析之 FRF 模型驗證結果，實驗模態分析與模態分析比對模態參數，包含：自然頻率、模態振型。結果顯示，EMA 與 FEA 的自然頻率相近；模態振型的物理意義相同。模態 01、02 是內管模態；模態 03、04 是彎管；模態 06、07 是內管；模態 08、09 是外殼；模態 10、11 檔板模態，有相鄰模態互相對稱的現象，推測與過濾瓶本身為對稱結構的關聯。

在 FRF 比對方面，FRF 圖的 Y 軸為振幅(g/N)；X 軸為頻率 (Hz)，藍線為實驗模態分析獲得的加速度 FRF，紅線為簡諧響應分析的加速度 FRF。簡諧響應分析與實驗量測的結果顯示，振幅值大小有所差異，原因來自在分析軟體中使用阻尼比為實驗取得的平均阻尼比造成的差異。另外，實驗的外力是每點敲擊三次並平均，在分析給予 1N 外力，因此振幅值出現高低的差異是可預期的，雖然實驗與分析的振幅值有差異，但是並不會影響自然頻率的出現。

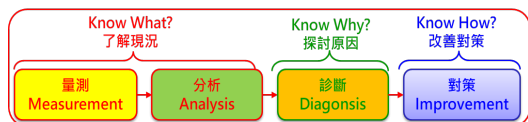


圖 9 量測分析診斷對策 MADI 流程圖[7]

實驗與分析之 FRF 在頻率 1,500(Hz) 以前對應良好，之後高頻的模態有對應的趨勢，但是呈現偏移現象。為了獲得等效實際結構之過濾瓶模型，將進行模型更新，針對量測與分析的結果，進行診斷和探討原因，思考因應實際結構之模型更新的改善對策。圖 9 為量測分析診斷對策 MADI 流程圖[7]，透過以下流程進行工程問題分析：

1. 量測(M)：過濾瓶振動實驗前量測的儀器皆有經過校正程序，實驗的敲擊品質也有掌握，可確認實驗之結果具可靠且正確性。
2. 分析(A)：過濾瓶振動分析之結果，分析與實驗結果中有 3 個模態的誤差較大。
3. 診斷(D)：過濾瓶誤差較大的這 4 個模態分別是外殼模態、擋板模態，經過檢查外殼、擋板處後，推測問題出在外殼、擋板的接觸方式沒有與實際焊接相同。
4. 對策(I)：以診斷出的結果，針對過濾瓶的外殼、擋板的接觸設定，進行模型更新。

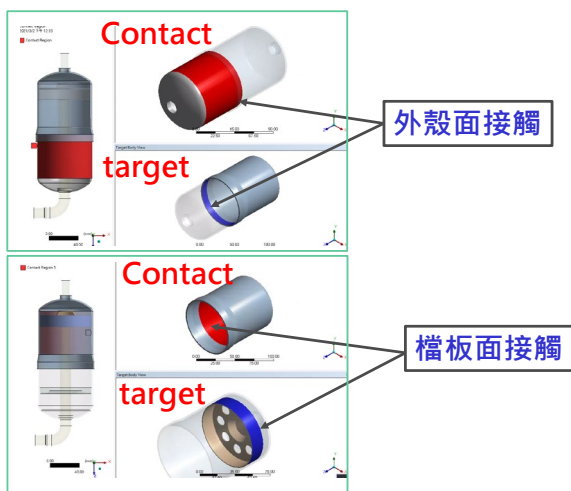


圖 10 過濾瓶焊接位置示意圖

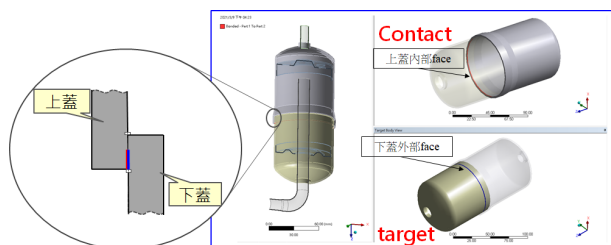


圖 11 過濾瓶外殼焊接模擬示意圖

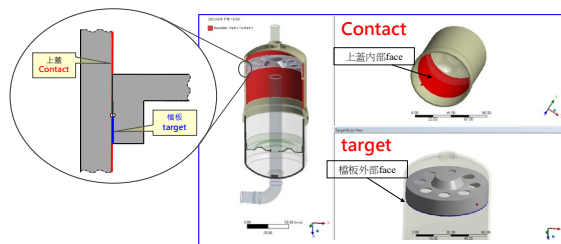


圖 12 過濾瓶擋板焊接模擬示意圖

#### 4. 壓縮機過濾瓶的模型更新

從模型驗證結果發現過濾瓶的外殼、擋板模態的自然頻率誤差較大，且 FRF 有偏移之現象。透過 MADI 工程分析思考，推測 FRF 偏移原因是工廠製造過濾瓶時，會採用焊接的方式進行加工，不會對整個面進行焊接，在分析軟體接觸設定是以面固定接觸，分析沒有考量到實際焊接的位置，因此不夠接近實際的焊接情況。

為了獲得等效實際結構之過濾瓶模型，本節將對過濾瓶進行模型更新。圖 10 為過濾瓶焊接位置示意圖，為了表現過濾瓶實際焊接位置，將過濾瓶以透視圖顯示，分析將外殼的上蓋、下蓋做接觸設定 (Contact and Target)，模型更新以前採用全面固定的接觸方式，擋板與上蓋的接觸也是以整體面積接觸的方式進行設定。推測改變分析模型中的外殼與擋板的接觸設定，更改為小面積的接觸，預期可達到最佳的模擬效果。

為了模擬過濾瓶外殼焊接位置，將外殼的接觸面進行模型更新，因為初始模型在焊接的時候，是以整體面的接觸，不貼近實際的狀況，所以參閱圖 11 為過濾瓶外殼焊接模擬示意圖，針對過濾瓶實際的接觸方式，修正了焊接的模擬接觸方式，結果顯示比初始模型較接近實際結構。整體過濾瓶外殼接觸設定完成後即可做第一次求解，獲得模型更新的自然頻率和模態振型。圖 12 為過濾瓶擋板焊接模擬示意圖，為了表現過濾瓶擋板和上蓋焊接的位置，將過濾瓶以透視圖顯示，針對過濾瓶上蓋與擋板接觸方式，進行模型更新，需考量實際擋板與上蓋焊接時的位置，在分析模型的上蓋與擋板接合的地方進行修模，可取斷面距離約 5 mm，與上蓋內部面積進行接觸，過濾瓶外殼和擋板接觸設定完成後，便結束模型更新工作，最後進行模態分析求解，獲得模型更新之自然頻率和模態振型。

表 4 為實驗與模型更新之自然頻率誤差比對總表，為了探討模型更新之自然頻率誤差結果，考量實際外殼焊接的模擬，在外殼模型更新以後，在第 8 和第 9 模態為外殼模態，模型更新後的自然頻率誤差降低了約 2%，從 9.6% 和 6.8% 下降到 5.6% 和 2.9%。考量實際外殼與擋板焊接的方式，在外殼和擋板的接觸方式改變以後，模型更新結果顯示，擋板模態第 5 和第 10 模態的自然頻率從 13.7% 和 10.3% 下降至 5.5% 和 3.2%，模型更新後的自然頻率誤差降低了約 7%。

表 4 實驗與模型更新之自然頻率誤差比對總表

實驗自然頻率(Hz)	分析自然頻率(Hz)				誤差百分比%				
	模態數	D	模態數	A B	模態數	C	(A-D)/D	(B-D)/D	(C-D)/D
E-01	513.3	F-01	509	509.9	F-01	509	-0.8	-0.8	-0.8
E-02	514.9	F-02	510.3	509.7	F-02	509.8	-0.9	-1	-1
E-03	1612.7	F-03	1683.8	1681.4	F-03	1681.4	4.4	4.3	4.3
E-04	1916.4	F-04	1880.6	1879.1	F-04	1879.1	-1.9	-1.9	-1.9
E-05	2109.9	F-05	2398.8	2395.2	F-05	2226.9	13.7	13.5	5.5
E-06	3254.8	F-06	3161.2	3160.1	F-06	3160	-2.9	-2.9	-2.9
E-07	3332.5	F-07	3164.2	3162.1	F-07	3162	-5.1	-5.1	-5.1
E-08	3405.2	F-08	3733.6	3597.1	F-08	3523.7	9.6	5.6	3.5
E-09	3498	F-09	3734.3	3598	F-09	3524.9	6.8	2.9	0.8
E-10	3608.3	F-10	3981.6	3976.9	F-10	3702.7	10.3	10.8	3.2
E-11	4118.3	F-11	4004.4	4004.4	F-13	4268.6	-2.8	-2.8	3.6
E-12	4196.2	F-12	4269	4268.6	F-11	4125.5	1.7	1.7	-1.7
E-13	4303.1	F-13	4380.1	4337.5	F-12	4125.9	1.8	0.8	-4.1
E-14	4451.3	F-14	4589.1	4338.1	F-14	4371.4	3.1	-2.5	-1.8

A：無考量實際焊接模擬  
 B：實際外殼焊接模擬  
 C：實際外殼+擋板焊接模擬  
 D：實驗

圖 13 為過濾瓶模型更新之模態參數比對，為了探討模型更新之結果，是否等效實際結構，透過模型驗證的方式，比對實驗之模態。實驗與分析之自然頻率相近，EMA 與 FEA 的自然頻率對應的模態振型具有相同的物理意義，且 1~12 模態的順序相同，第 13 模態的自然頻率偏高，模態的物理意義是擋板 Y 方向彎曲模態，結構的接觸面積變小，會提高結構之剛性值，造成該處的模態之自然頻率偏高的現象發生。

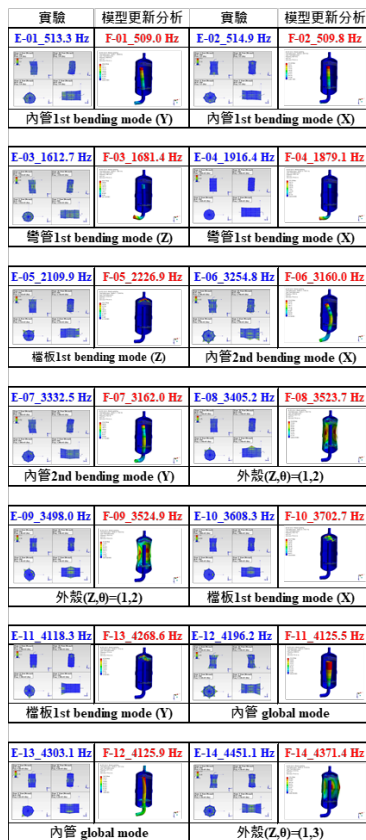


圖 13 過濾瓶模型更新之模態參數比對

## 5. 結論

本文為了探討壓縮機過濾瓶之振動特性，透過模型驗證和模型更新方式，獲得接近實際結構之有限元素模型，綜合研究結果，得出以下結論：

1. 初始的模型驗證比較發現，過濾瓶的模態振型物理意義對應良好，但是，分析的自然頻率有偏高現象，主要是來自外殼與擋板結構的焊接區域效應之影響。
2. 在焊接區域的模擬，透過模型更新之程序，可以有效改善分析自然頻率的誤差，而且模態振型仍具有正確的物理意義，亦即改善了分析模型，因此，模型更新後之有限元素模型，可更接近於實際結構。
3. 本文闡述了模型驗證理念，並透過模型更新作業，成功建立了等效的壓縮機過濾瓶分析模型，並探討其振動特性。特別是改善了焊接接觸的模擬方法，未來可作為焊接區域分析之參考。
4. 本文建立的過濾瓶有限元素模型，未來可應用於過濾瓶之音場分析，以及整體壓縮機之響應預測，有助於振動噪音改善之設計分析。

## 6. 致謝

本文承蒙瑞智精密股份有限公司 109 年度產學合作計畫「壓縮機振動噪音自動化分析程式模組之開發與應用」經費補助，特此致謝。

## 7. 參考文獻

1. L. Li, J. Wu, X. Zhou, and Q. Gao, Noise Reduction of Accumulators for R410A Rotary Compressors, International Compressor Engineering Conference, No.1423, pp. 1-8, 2008
2. M. F. Heidmann, Interim Prediction Method for Fan and Compressor Source Noise, NASA Technical Memorandum, America, pp. 1-66, 1979
3. M. V. Lawson, Theoretical Analysis of Compressor Noise, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.47(1), pp. 371-385, 1968
4. B. S. Zhu, Q. Gao, Z. H. Chen and C. H. Wen, Analysis of Acoustic Characteristics of Accumulator of Rotary Compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue, No.1856, 2008
5. 王栢村、林建敦、周建中、陳金龍，迴轉式壓縮機儲液瓶之模型驗證，中華民國力學學會第三十七屆全國力學會議暨第一屆國際力學會議，新竹、台灣，論文編號：234，2013
6. 王栢村、林聖傑、楊佩宜、張博鈞、林谷樺，結合 CAE 與 EMA 於迴轉式壓縮機之模型驗證，第二十四屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，高雄、台灣，第 159-165 頁，2016
7. 王栢村，產品振動噪音之量測、分析、診斷與對策 MADI for Product Noise and Vibration。振動噪音產學技術聯盟，振動噪音科普專欄，2020 <https://aitanhv.blogspot.com/2020/06/madi-for-product-noise-and-vibration.html>

## Model Verification and Model Updating for Accumulator of Compressor

Bor - Tsuen Wang<sup>1</sup>, Ju - Lin Wen<sup>1</sup>,  
Bing-Shiang Su<sup>1</sup>, Bo - Jun Zhang<sup>2</sup>  
,Ying-Hui Wu<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering,  
National Pingtung University of Science and  
Technology, Pingtung City, Taiwan, R.O.C.

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

<sup>3</sup>Machinery Division, National Nei-Pu  
Senior Agricultural-Industrial Vocational  
School

### Abstract

Rotary compressor's noise and vibration (N&V) are of importance. The accumulator involved structural and cavity resonances is one of the key components and requires much attention for N&V concerns. For examining N&V of the compressor's accumulator, the equivalent numerical model to practical structure is essential. This work presents model verification (MV) of the accumulator. Experimental modal analysis (EMA) is performed on the accumulator to obtain its frequency response functions and modal parameters. The finite element model of the accumulator is also constructed to perform theoretical modal analysis (TMA) via finite element analysis (FEA). System natural frequencies and corresponding mode shapes are compared between EMA and TMA. The primary comparison reveals that the structural mode shapes are well validated; however, the analytical natural frequencies are much higher than the experimental. The main cause comes from the welding regions at the body case and baffle plate. Regarding the welding effect, the simulated FE model is revised accordingly for model updating and effectively improves the errors of natural frequencies. Results show both EMA and FEA result in good agreement in terms of natural frequencies and mode shapes. MV is completed and shown the numerical model for the accumulator equivalent to the real structure. The structural resonance can be predicted for the important reference in design consideration. This work presents the concept of MV and perform model updating to develop the accumulator equivalent model and discuss its vibration characteristics. The model can be applied to cavity resonance analysis and integrated to the whole set of compressor for response prediction and design analysis.

**Keywords** : experimental modal analysis (EMA), finite element analysis (FEA), model verification, model updating