

應用有限元素分析與實驗模態分析之圓柱形薄殼結構模型驗證

林鴻裕 劉思正 王栢村 厲光耀

國立屏東科技大學機械工程系
屏東縣內埔鄉學府路 1 號

摘要

本文主要結合有限元素分析及實驗模態分析之結構模型驗證。模型驗證之目的，主要在於確認理論數學模型之合理性、正確性，以得到能代表實際結構之等效分析模型。本文主要為探討一自由邊界薄殼結構，首先應用有限元素分析，探討不同元素架構之收斂性分析，接著再進行模態及簡諧分析而求得自由邊界之模態參數，即自然頻率、位移振型及頻率響應函數。其次，說明自由邊界殼之實驗架構模擬，以傳統實驗模態分析，在可控制的輸入條件下（衝擊錘激振結構）進行，而以加速度計量測系統輸出響應，將輸入與輸出訊號作快速傅立葉轉換後，得結構頻率響應函數，再經由訊號分析軟體進行曲線嵌合或模態參數擷取，而得到自由邊界殼實驗之模態參數。最後，經由有限元素分析及實驗模態分析之結果相互驗證，而得到模擬自由邊界殼之模態參數與理論之模態參數結果相吻合。因此，本文說明了結合有限元素分析及實驗模態分析方法能做為結構模型驗證理念之應用，並且亦可作為往後其他相關振動有限元素模型之後續修正與研究。

關鍵字：有限元素分析，實驗模態分析，模態參數

一、前言

薄殼振動問題是近代許多工程部件與研究的關鍵，如，圓形環之結構在工業中經常運用且投注大量人力進行研究的元件，諸如：最常見的汽車、機車的輪胎，是由橡膠組成的環形結構；各種轉動機具的軸承結構均有剛性元件的環狀結構；飛機機艙與船艙中各個環形隔艙板撐住以增加機殼強度。探討薄殼結構之動、靜態行為理論分析在許多研究文獻中都有過相當廣泛的分析與討論，且大多以解析模型法或實驗量測法，均耗時及繁瑣，在商用軟體的日漸普及及電腦之快速成長，以及對於工程上之實際複雜結構，在不易以理論方式求解之情形下，有限元素分析（finite element analysis, FEA）之優點逐漸發揮出來。在為求其結果之正確性，大多以有限元素法建構理論振動分析模式時配合實驗模態分析（experimental modal analysis, EMA）之結果來相互驗證，其目的為確認所建立之理論數學模型正確性，以得到足夠代表實際結構之等效分析模型（analytical model）。模型驗證的優點，不僅可大幅降低實際實驗所須的人力及時間，並可縮短產品研發的時程。

有關薄殼結構的自由振動問題，已有許多學者探討其理論解析，求解方法不一，具代表性者有 Arnold 與 Warburton[3]及 Yu[9]之論述，前者是利用能量法求解；後者則是基於多內耳（Donnell）

理論而獲得精確（exact）解，而 Donnell 是基於小變形及彈性範圍下，建立圓柱薄殼之線性微分方程式。Koval 與 Cranch[6]基於圓柱形薄殼徑向運動，求出僅含徑向方向之運動方程式，並得到徑向頻率之近似解。在進行實驗模態分析時，模擬邊界條件狀況是影響實驗數據正確性的重要因素之一。Gibson 與 Wen[5]利用海綿墊與尼龍繩兩種物質來模擬自由邊界情形，並以衝擊錘為驅動器，加速度計為感測器的方式進行傳統實驗模態分析，而結果顯示，尼龍繩懸掛系統比海綿墊系統更能模擬出真正自由邊界之情形。就頻率而言材料性質也是影響的主因，Dascotte 與 Yu[4]是利用有限元素分析與實驗模態分析探討不同的圓筒形薄殼複合材料之動態行為，且闡述量測複合材料的材料特性下，其模態振型的差異。Loy 與 Lam[7]是對圓柱形薄殼在有圓環支撐下的動態響應，利用傳統薄殼理論建立圓柱形薄殼在自由邊界條件下自由振動之運動方程式。經理論研究圓柱形薄殼是隨著圓環放置的位置，其振動頻率也隨之影響。

本文即引用上述文獻之模擬方式為參考，以尼龍繩模擬自由邊界圓柱殼之情形來進行實驗及軟體模擬分析。首先利用有限元素分析，分別求得自然頻率（natural frequency）與模態振型（mode shape），接著利用傳統實驗模態分析，求得實驗模態參數。最後經由實驗模態分析與有限元素分析的結果進行比對，驗證有限元素模型之合理性與正確性。

本文之目的是以說明結合有限元素分析及實驗模態分析之結構模型驗證，探討一自由邊界薄殼結構之振動情形，利用有限元素軟體 ANSYS 進行模擬，並運用傳統實驗模態分析，以衝擊錘為驅動器，加速度計為感測器，對一薄殼結構進行比較，以瞭解實驗結果與理論分析之差異。並對此結構為之整體動態特性進行討論。

二、圓柱形薄殼之模型驗證

2.1 模型驗證之分析流程

模型驗證之流程，如圖 1 所示。在實驗模態分析中，主要是以實際結構進行實驗，因此，驗證時須以實驗模態分析之結果作為比較之基準；在有限元素分析中，必須對元素進行收斂性分析，其主要目的在於確認有限元素模型之正確性。最後，將有限元素分析與實驗模態分析之結果進行比較驗證，若不符合時，則須適當的修正材料特性或邊界條件，因為結構之幾何形狀通常在有限元素分析模型建立時已明確定義，而經由材料特性或邊界條件反覆修正，即可獲得可模擬實際結構之有限元素模型。

2.2 自由邊界薄殼結構之理論分析

所謂「殼」是由兩個曲面所限定的物體，兩個曲面間垂直距離為殼的厚度，離兩個曲面距離相同的點連成的曲面稱為中立面 (middle surface)。而薄殼是指殼體的厚度遠小於中立面尺寸之結構體。本節主要為討論自由邊界薄殼之理論分析，一般對於薄殼之基本假設如下所示[8]：

1. 薄殼之厚度比其他尺寸小。
2. 殼後與殼半徑及長度之比均很小，如此使得 Love 第一近似(1st approximation)及 Donnell 近似法可適用。
3. 薄殼變形前後垂直於中立面的直線仍保持直線與垂直狀態，且其長度不變
4. 橫向正應力與橫向剪應力較其他應力為甚小，故可忽略，因此為一平面應力問題。

邊界條件為浮動狀態 (Free-Free States) 下之圓柱殼的主要撓曲模態之自然頻率通式為：

$$\omega_{mn} = \frac{\lambda_{mn}}{R} \left[\frac{E}{\rho(1-\nu^2)} \right]^{1/2} \quad (1)$$

其中， λ 為頻率係數，如表 1 所示， R 為半徑尺寸， E 為楊氏係數， h 為厚度， ρ 為材料的密度， ν 為浦松比， L 為材料之長

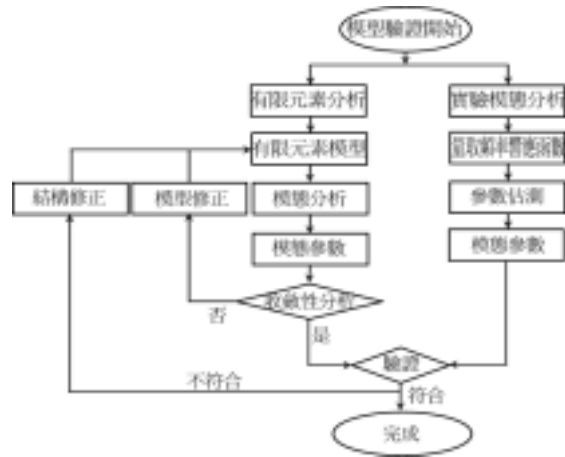


圖 1 模型驗證之流程圖

表 1 自由-自由邊界條件圓柱殼頻率係數 λ

n	$(\alpha L)_m \frac{R}{L}$	$\frac{h}{R}$					
		0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
2	0	0	0.052	0.178	0.360	0.509	0.636
	0.01	0.007	0.053	0.180	0.361	0.510	0.636
	0.05	0.037	0.067	0.192	0.369	0.519	0.651
	0.1	0.078	0.097	0.219	0.389	0.542	0.677
3	0	0	0.024	0.096	0.201	0.323	0.439
	0.01	0.024	0.033	0.098	0.202	0.324	0.440
	0.05	0.109	0.118	0.151	0.232	0.355	0.473
	0.1	0.223	0.225	0.253	0.324	0.441	0.569
4	0	0	0.018	0.056	0.122	0.214	0.301
	0.01	0.042	0.048	0.076	0.132	0.217	0.304
	0.05	0.217	0.219	0.225	0.261	0.328	0.417
	0.1	0.422	0.424	0.433	0.473	0.530	0.621

2.3 有限元素分析

本主要運用 ANSYS 有限元素分析軟體作為求解工具，探討一自由邊界條件之圓柱形薄殼結構，如圖 2 所示，其材料性質如表 2 所示。在完成實體模型之建立後，需進行網格化，主要目的在於定義物件邊界元素的大小與數目。接著，為了解所架構有限元素模型中元素求解結果之合理性與正確性，須對有限元素模型作收斂性分析。首先，比較 SHELL 63、SHELL 93、SOLID 45 與 SOLID 95 四種不同元素之自然頻率的差異性。接著以 SHELL 63 架構圓柱形薄殼之有限元素模型，對結構進行模態分析求得結構之模態參數，即

自然頻率、模態振型；最後經由簡諧分析求得結構之頻率響應函數。

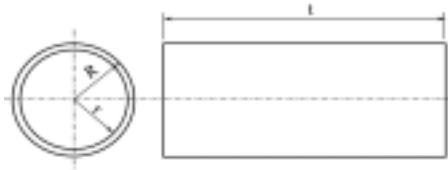


圖 2 圓柱形薄殼結構

表 2 薄殼之材料性質及幾何尺寸

材料	18-8 不銹鋼
外半徑 R	30 mm
內半徑 r	27.5 mm
長度 t	287 mm
密度 ρ	7920 kg / m ³
楊氏係數 E	190 × 10 ⁹ N / m ²
蒲松比 ν	0.3

就材料尺寸可視為薄殼結構問題，故採用線性四邊形殼元素 (SHELL 63) 及線性四邊形立體元素 (SOLID 45)，先進行 h-收斂，再由分析結果採用二次四邊形殼元素 (SHELL 93) 及二次四邊形立體元素 (SOLID 95)，來進行 p-收斂分析。圖 3 為 SHELL 63、SHELL 93、SOLID 45 與 SOLID 95 四種元素之分割情形。分析結果分別如圖 4 及表 3 所示，可看出而對一圓柱殼結構，當元素分割數目達 1024 等分時，分析值已達收斂狀態，而由表 3 可知，薄殼元素之誤差範圍較實體元素小，此外，就分析成本而言，SHELL63 之計算時間較 SHELL93 短。最後，進行自由邊界圓柱殼之模態分析，令外力為零並忽略阻尼效應，即 $f = 0$ 。接著再進行自由邊界圓柱殼之簡諧響應分析，假設此一外力 $f = 1N$ 為簡諧激振點力，施加在與實驗相同位置上。因而可求得結構有限元素分析之自然頻率、位移振型及頻率響應函數。

2.4 實驗模態分析

本實驗所使用之實驗儀器及型號如表 4 所示。以傳統實驗模態分析的方法，即以衝擊錘為驅動器，加速度計為感應器的方式來進行實驗，經由 Siglab 訊號分析儀量測求得結構之頻率響應函數、關聯性函數，再利用 ME'scope VES 作曲線嵌合 (curve-fitting)，所用方法為多自由度法 (MDOF)，而得到結構之模態參數，包括自然頻率、阻尼比及模態振型。最後得到模型確認。



(a) SHELL 63

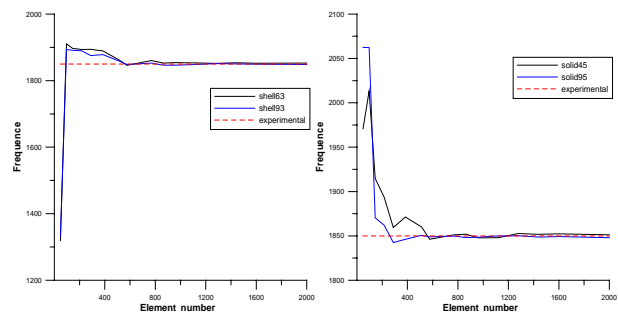
(b) SOLID 45



(c) SHELL 93

(d) SOLID 95

圖 3 圓柱殼之有限元素分割情形



(a) SHELL 元素

(b) SOLID 元素

圖 4 圓柱殼收斂性分析結果比較圖

表 3 四種元素之分析誤差

元素	Shell 63	Solid 45	Shell 93	Solid 95
元素數目	1024	1024	1024	1024
節點數目	1056	2112	2656	7328
總自由度	6336	6336	15936	21984
誤差 (%)	-0.01~0.5	-0.02~0.4	-0.01~0.08	-0.01~0.07

圖 5 為自由邊界薄圓柱之實驗架構情形。是將薄圓柱劃分為 72 等份，並將試件吊掛於橫桿上。使之形成懸浮狀態，儀器部分，是將衝擊錘經由導線接於訊號分析儀之 1 輸入模組上。同樣地，將加速度計由導線經過電荷放大器接於訊號分析儀之 2、3、4 輸入模組上。在訊號分析儀設定方面，使用頻寬為 10KHz，解析條數為 3200 條，透過 SCSI 介面將訊號分析儀與個人電腦相連接，Ch 1 為衝擊錘之設定，Ch 2、Ch 3 及 Ch4 分別為加速度計之設定，因為所使用

之轉換器均為 ICP 介面，所以均選擇 Bias，Label 部分則分別為敲擊第 36 點及依序量測第 1、2 及 3 點。在量測之頻率範圍選擇為 10KHz，選擇解析頻率為 3.125Hz，量測之敲擊過程選擇平均 3 次且避免多次敲擊及衝擊訊號過大之影響，加權函數選擇在 Ch 1 為 Box(不加任何 window)，Ch 2、Ch3 及 Ch 4 分別加了 Exponential 為 0.1 之函數。Trigger 方式為 Every Frame，由 Ch 1 並選擇 18% 進行 Trigger，Delay Time 則為 0 秒。依序完成整體實驗架構。本實驗同樣採取以加速度計作為感測器，並搭配以剛質衝擊錘作為驅動器 (Actuator) 之轉換器組合，並且選擇移動加速度計固定衝擊錘做擷取訊號之方式，對薄圓柱結構進行實驗模態分析。實驗步驟如下：

1. 將薄圓柱殼軸方向外圓周處等份畫出 72 個量測與敲擊點，其示意圖如圖 6 所示。
2. 將圓柱殼結構以尼龍繩懸掛在橫桿上，模擬形成之自由邊界結構，使用封蠟將加速度計黏貼於第 1、2、3 點上，以剛質衝擊錘固定敲擊第 36 點。
3. 將衝擊錘訊號以導線接於頻譜分析儀之輸入模組 1，再將加速度計訊號以導線經過電荷放大器接於訊號分析儀之 2、3、4 輸入模組上，以完成整個硬體架設。如圖 5 所示。
4. 在訊號分析儀設定方面，使用頻寬為 10KHz，解析條數為 3200 條，透過 SCSI 介面將訊號分析儀與個人電腦相連接。加權函數選擇在 Ch1 為 Box，Ch2、Ch3 及 Ch4 分別加了 Exponential 之函數。
5. 以衝擊錘固定敲擊第 36 點上，平均計算次數 3 次激振結構。
6. 利用頻譜分析儀對輸入訊號作快速傅立葉轉換所測得之頻率響應函數，再經由 ME'scope 做多自由度法曲線嵌合。以獲得相關數據。

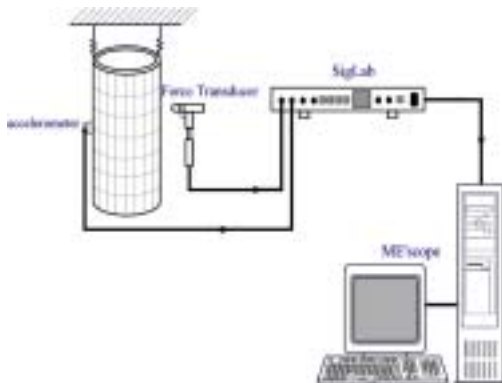


圖 5 實驗架構圖

表 4 實驗儀器及型號

儀器名稱	型號
多通道頻譜分析儀	Siglab 訊號分析儀

衝擊錘	PCB SN10052
加速度計	PCB 352A10
曲線嵌合軟體	ME'scope VES

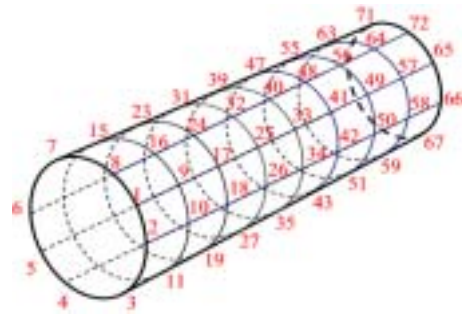


圖 6 圓柱殼之分割及編號情形

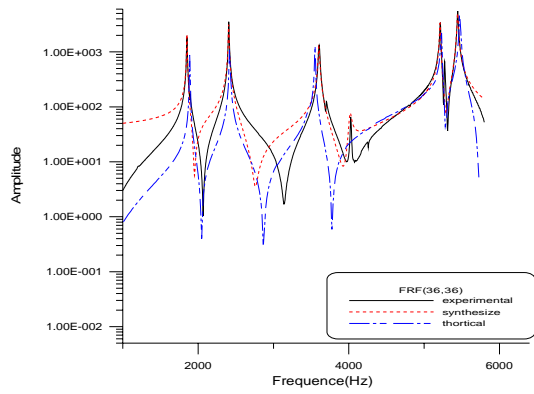
三、結果與討論

本節主要進行模型驗證之結果，包括如頻率響應函數、模態參數及模態保證指標與模態比例因子做比較與說明。

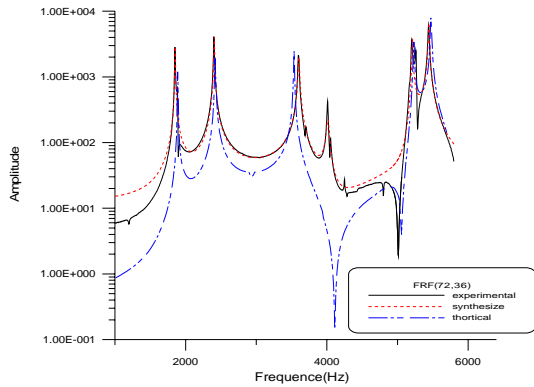
3.1 頻率響應函數之驗證

實驗之頻率響應函數與理論之頻率響應函數比較結果，如圖 7 所示。圖 7(a)中之頻率響應函數稱為同點頻率響應函數(point FRF)；圖 7(b)中之頻率響應函數稱為轉移頻率響應函數(transfer FRF)。圖中 3 條曲線分別為理論(Theoretical)、實驗(Experimental)及實驗合成(Synthesized)之頻率響應函數曲線，其中實驗合成曲線為由曲線嵌合得到之模擬曲線，可看出在每個自然頻率範圍與實驗曲線均有相當程度地吻合，顯示曲線嵌合之正確性；因理論與實驗自然頻率之誤差而有部份峰值出現位置略有偏移。

對應於圖 7 之關聯性函數結果如圖 8 所示，關聯性函數越接近於 1，代表結構之頻率響應函數可信度越高，圖 8(a)中之關聯性函數值大約接近於 1，但在反共振點附近，關聯性函數值偏低，此乃因在反共振點處之響應較小而導致關聯性偏低。圖 8(b)中之關聯性函數也是大約平均接近於 1。就整體而言，大致上均保持為 1，表示實驗之頻率響應函數量測的品質不錯。

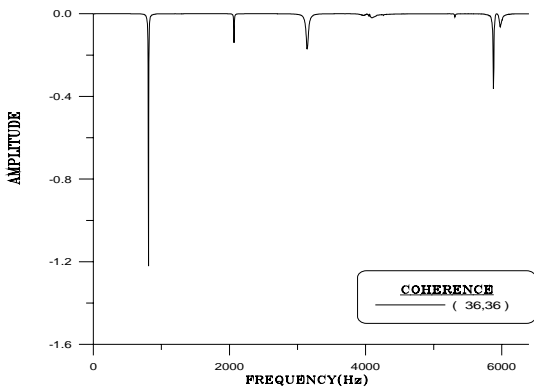


(a) $i=36, j=36$

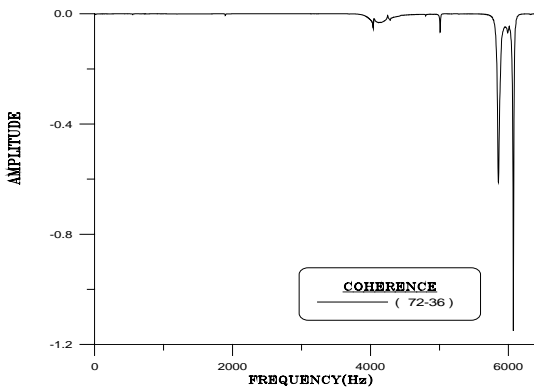


(b) $i=72, j=36$

圖 7 實驗與理論頻率響應函數



(a) $i=36, j=36$



(b) $i=72, j=36$

圖 8 關聯性函數之圖形

3.2 自然頻率之驗證

表 5 為 FEA(SHELL 63)與 EMA 之自然頻率誤差百分比比較表。一為代表此處無對應之實驗解。由表中得知，FEA(SHELL 63)與 EMA 其自然頻率誤差百分比除(1,3)模態為 2.4%較大外，其它模態處則介於在-1.45~2.01%之間。且高頻處，其誤差較小，此外，從表中可看出其自然頻率誤差百分比均在正負之間變動，並沒有完全偏向正或負代表已達到模型驗證的目標。

3.3 阻尼比之驗證

由於理論分析並無法求得阻尼比，因此理論分析中之阻尼比一律假設為 0.01。在實驗模態分析中，則可藉由參數估測的方法來求得阻尼比。在實驗過程中，衝擊錘及位移計量測之響應均加上加權函數，導致曲線嵌合得到之阻尼比偏高，故須對阻尼比進行修正，才可獲得實際之阻尼比。最後修正之結果如表 6 所示。一般而言，結構之阻尼比會隨著模態數增加而減少，且修正之幅度也比會較小，主要是因為模態數越高、阻尼之影響越小。然而由表中看出第三與第四模態之阻尼比反而增加，判斷可能由實驗之誤差所引起，而其它阻尼比均相對很小，就針對整體修正之幅度而言，大致符合模態數越高修正幅度越小之情形。

3.4 振型之驗證

由於本實驗目標主要探討前六個振型，所以實驗上與有限元素僅列出前六個振型來進行比較，表 7 為 FEA 與 EMA 模態振型之比較對照表，由表 5 可得知實驗與理論之各個模態振型之輪廓皆相當吻合。一般模態參數之比較，可分為自然頻率、阻尼比及振型三方面來比較，其中在振型比較方面，可加以探討模態保證指標(MAC)與模態比例因子(MSF)，來判斷理論之振型與實驗之振型兩者之間的相關性。表 8 為實驗振型與理論振型之 MAC 值，表 9 為實驗振型與理論振型之 MSF 值。由表中可看出 MAC 與 MSF 對角線之值相當接近於 1，表示實驗振型與理論振型之間具有良好的相關性，而非對角線之值遠低於 0.05，且相當接近於 0，則表示實驗振型與理論振型之間具有正交性。但在第四個振型中，其值為 0.7621 相對於較小，可能因實驗分割等份數太少，量取點位於節點上，以至於造成結果不佳。另外，由表 6 中第五、第六振型兩者小於 0.9，可能原因是自然頻率值較相近之影響。大體而言，實驗與理論之振型均相當一致。

表 5 圓柱殼理論與實驗自然頻率之誤差百分比

Mode(m,n)	FEA(Hz)	EMA(Hz)	error (%)
(2,0)	1874.1	1850	-1.3
(2,2)	1905.8	—	—
(2,3)	2409.1	2400	-0.38
(1,3)	3513.3	3600	2.4
(2,4)	3979.6	4020	1.0
(0,2)	5278.9	—	—
(3,0)	5285.7	5210	-1.45
(3,2)	5330.2	5440	2.01

表 6 阻尼比之誤差百分比(%)

模態數	實驗值 (%)	修正值 (%)
(2,0)	0.152	0.166
(2,3)	0.17	0.142
(1,3)	0.237	0.218
(2,4)	0.435	0.418
(3,0)	0.109	0.096
(3,2)	0.136	0.124

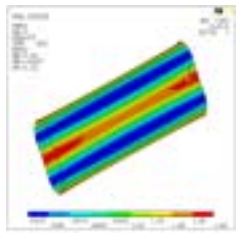
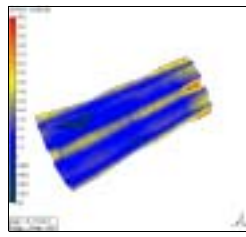
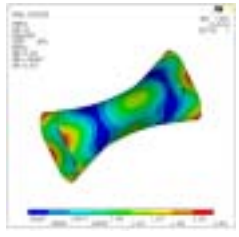
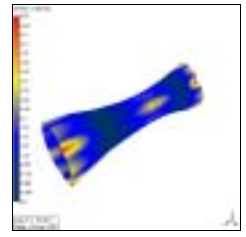
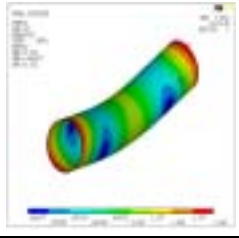
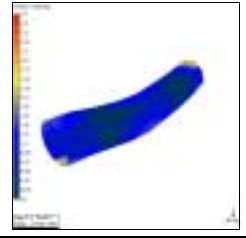
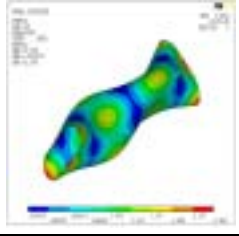
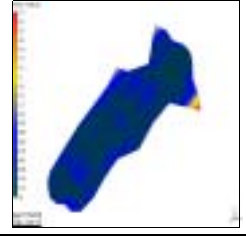
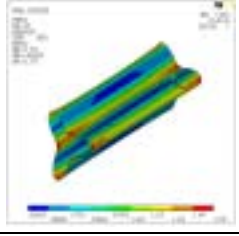
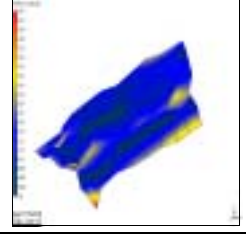
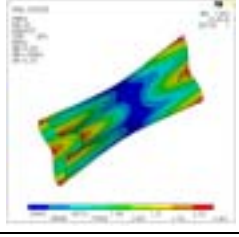
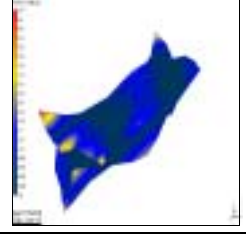
表 8 圓柱殼之實驗振型與理論振型之 MAC

Mode	1	2	3	4	5	6
1	0.8621	0.0019	0.0224	0.0281	0.0052	0.0155
2	0.0014	0.9389	0.0091	0.0005	0.013	0.0266
3	0.0026	0.0036	0.9196	0.0062	0.0002	0.0247
4	0.0075	0.0022	0.0333	0.7621	0.0229	0.0452
5	0.0055	0.0115	0.0441	0.0335	0.8938	0.0331
6	0.0004	0.021	0.0136	0.0168	0.0281	0.8256

表 9 圓柱殼之實驗振型與理論振型之 MSF

Mode	1	2	3	4	5	6
1	0.920+i0.31	-0.033-i0.487	0.0013-i0.214	-0.004-i0.123	-0.002-i0.033	-0.008+i0.56
2	-0.006+i0.41	-0.879-i0.172	0.008+i0.8977	-0.009-i0.102	-0.004-i0.701	0.004+i0.123
3	-0.004-i 0.3	0.018+i0.966	0.949-i0.9483	0.001-i0.965	-0.007-i0.12	-0.003-i0.079
4	0.007+i0.17	-0.006-i0.321	0.001+i0.758	-0.721-i0.169	0.001+i0.197	0.001+i0.126
5	-0.01+i 0.59	0.012-i0.117	0.004+i0.318	-0.002-i0.358	0.901+i0.778	-0.002+i0.06
6	-0.003+i0.008	0.019-i0.386	0.004-i0.003	-0.003-i0.143	-0.005-i0.146	-0.832-i0.059

表 7 FEA 與 EMA 模態振型之比較對照表

mode	FEA	EMA
1		
	1874.1Hz	1850Hz
2		
	2409.1Hz	2400Hz
3		
	3513.3Hz	3600Hz
4		
	3979.6Hz	4020Hz
5		
	5285.7Hz	5210Hz
6		
	5330.2Hz	5440Hz

四、結論

本文主要是以結合有限元素分析及實驗模態分析之結構模型驗證，探討一自由邊界圓柱形薄殼結構之情形，利用有限元素分析比較四種不同元素架構之收斂性分析及振動分析，再以傳統實驗模態分析，以衝擊錘為驅動器，加速度為感測器的方式來進行。最後，由有限元素分析與實驗模態分析結果之模態參數相互比較，以完成模型驗證。本文成功地驗證出應用有限元素分析及實驗模態分析方法做為結構模型驗證理念之運用，亦可作為往後其他相關振動之後續研究。綜合模型驗證結果討論，得到下列幾點結論：

1.在頻率響應函數方面：

由頻率響應函數及關聯性函數圖形可看出，圓柱殼之實驗曲線與實驗合成曲線均有相當近似，大體上理論曲線與實驗曲線大致上相當接近，顯示實驗結果之正確性。然而在部份峰值處略有差異，可能的原因為邊界效應的影響，或是因為衝擊訊號在頻率域 20dB 區間之使用範圍低於 6.4kHz，使得實驗與理論分析比較上造成較大的差異。

2.在關聯性函數方面：

圓柱殼之關聯性函數在反共振點之關聯性近於 0，在共振點附近之關聯性函數都接近於 1，然而在反共振點附近實驗曲線呈現不均勻顫動的現象，其可能原因為感測器的動態範圍(Dynamic Range)不足，而由關聯性函數圖也可看出其對應之關聯性函數值較低，不過在整體趨勢仍有一致性，因此量測品質還不錯。

3.在自然頻率驗證方面：

經由實驗與理論分析的自然頻率比較，其誤差百分比皆在 3% 以內，證明實驗之正確性。

4.在阻尼比驗證方面：

圓柱殼之阻尼比，大致均符合模態數越高修正幅度越小之情形。

5.在模態振型驗證方面：

以實驗與理論所之振型圖可看出有相同之趨勢，各個振型輪廓皆相當吻合，但在實驗部分由於只採單一方向量測，所以對扭轉振型之頻率無法測得。在進行 MAC、MSF 產生數據不佳，可能是因在作理論分析時所選擇擷取點之位移量的誤差所導致，應可由增加實驗及理論分割節點數及資料(訊號)解析數來提高比對點數。

五、參考文獻

1. 王栢村、曹文昌，2002，「應用有限元素分析及實驗模態分析之結構模型驗證」，*中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集*，台北，第 1-7 頁。

2. 林鴻裕、陳永材，1999，「轉動磁碟片的模態分析」，碩士論文，國立屏東科技大學，屏東。
3. Arnold, R. N., and Warburton, G. B., 1953, "The Flexural Vibrations of Thin Cylinders," *Journal and Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, London, pp. 40-52.
4. Dascotte. E., and Yu, 1995, "Material Identification of Composite Structures form the Combined use of Finite Element Analysis and Experimental Modal Analysis," *Proceeding of The 13th International Modal Analysis Conference*, Vol. 2, pp. 1274-1280.
5. Gibson, R. F., and Y. F. Wen, 1993, "Evaluation of Boundary Conditions for a Composite Plate Vibration Test," *Proceeding of the Spring Conference on Experimental Mechanics Conference*, pp. 19-27.
6. Koval, L. R., and Cranch, E. T., 1962, "On the Free Vibrations of Thin Cylindrical Shells Subjected to an Initial Static Torque," *Proc. 4th U. S. National Congress of Applied Mechannics*, ASME, pp. 107-117.
7. Loy, C. T., and Lam, K. Y., 1997, "Vibration of Cylindrical Shells with Ring Support," *Int. J. Mech. Science*, Vol. 39, No. 4, pp. 455-471.
8. Soedel, W., 1981, "Vibration of Shells and Plates," *Marcel Dekker*, New York.
9. Yu, Yi-Yuan, 1955, "Free Vibrations of Thin Cylindrical Shells Having Finite Lengths with Freely Supported and Clamped Edges," *Journa and Applied Mechanics, Trans. ASME*, pp. 547-552.

Application of FEA and EMA to Structural Model Verification of a Cylindrical Shell

H.-Y. Lin, H.-J. Liu, B.-T. Wang and G.-Y. Li

Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology

Abstract

This paper presents the application of the finite element analysis (FEA) and the experimental modal analysis (EMA) to structural model verification. The purpose of model verification is to obtain an accurate and reasonable mathematical model so as to represent the real structure. This paper discusses the circular cylindrical shell. At first, ANSYS6.0 analysis software is used perform modal analysis and harmonic analysis for the cylindrical shell to obtain the structural modal parameters which are natural frequencies, damping ratios, and mode shapes. Next, the cylindrical shell is used as a real structure for study. The conventional EMA is carried out with the use of the impact hammer as the actuator and accelerometer as the sensor to obtain frequency response functions and coherence functions. The modal parameters can then be determined by the curve fitting process. The EMA results as well as FEA solution are compared and verified. The current finite element model that can be used to simulate the real structure is obtained. This work presents the methodology of model verification by integrating the FEA and EMA. The validated model can then be used for other applications.

Keyword : finite element analysis (FEA), experimental modal analysis (EMA), modal parameters.