

後懸吊扭曲管件之模型驗證與靜剛性分析

王栢村¹、劉旭峯²、戴偉哲³、邱黃正凱⁴

¹國立屏東科技大學 機械工程系 教授

^{2,3}國立屏東科技大學 機械工程系 研究生

⁴金屬工業研究發展中心

E-mail:wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文主要針對後懸吊扭曲管件結構進行理論有限元素分析與實驗模態分析,來進行模型驗證與靜剛性分析,首先利用有限元素分析軟體 ANSYS,求得理論之模態參數,並經由實驗模態分析方法求得頻率響應函數,經由曲線嵌合軟體得到實際結構模態參數,包括自然頻率、模態振型及阻尼比,並與理論模態參數比較使得到與實際結構之等效模型,並依此等效模型進行軸向、側向及扭轉之靜剛性分析,未來仍可應用於其它響應預測分析。

關鍵詞: 懸吊系統, 模型驗證, 靜剛性分析。

1. 前言

車輛是現代生活必備的交通工具,但隨著科技的進步、知識、經濟發展與生活素質的提升,人們對於汽車的運用已不在於只是用來做代步的,對於駕駛之舒適性與操控性能的要求也愈來愈高,因此汽車工業對於研發生產更高效能,操控容易,振動、噪音低,安全且舒適的車輛,已是非常重要的課題了。

車輛懸吊系統主要包括彈簧、連桿機構、避震器、轉向節、煞車碟片與卡鉗等零件組合而成[1],而良好的懸吊系統能使顛簸路面對車體的振動減到最小,也確保車輛在行駛中車胎與路面的相互接觸,而傳統底盤後懸吊扭曲管件因扭轉性能的要求,無法有效降低重量,故本文透過模型驗證得到扭曲管件之結構參數,作為後續探討結構輕量化後對車輛各種性能之影響。因此,如何能設計出具有穩定度安全性及耐久度的懸吊系統更是汽車工業界所追求的重點。而影響駕駛的舒適性與操控性的因素繁多,為了適應各種的路況及駕駛環境的變化,其中懸吊系統(Suspension system)扮演著重要角色。

在大客車車體結構之剛性與應力分析中[2],針對結構剛性結構強度影響車子安全性探討,顯示在不同路面負載條件下,懸吊系統對結構強度之影響,說明懸吊系統補強的重要性,傳統懸吊系統只有單一性[3],無法針對不同路況與操作條件進行相對應的調整,無法兼具操控性與舒適性,因此如何改善車輛之懸吊系統,以達較佳之舒適性是非常重要的課題。

車輛的結構剛性與重量[4],不僅影響乘坐之舒適性,亦會造成結構疲勞與耐久的問題,也述說車輛結構的共振問題,直接影響乘坐的舒適性,因此,盡量使車體結構的共振頻率遠離可能的振動源。所產生的振動,可藉由電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)的方法,而分析模型是否能夠代表實際結構可以採用模型驗證的方法來進行比對驗證。胡等人[5]提出利用有限元素之方

法,透過實驗模態分析來驗證有限元素分析模型,來確認分析之合理性及正確性,藉由此法可以瞭解車體結構振動特性分析,進而改善車體結構強度。胡等人[6]針對汽車車體進行模態分析與實驗分析方法,採用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)技術來建立車體結構,最後再藉由實驗模態分析與有限元素分析結果進行比對,得到足以代表實際結構之等效分析模型,以應用於後續剛性分析與車體輕量化分析上。

王等人[7]對軌道車輪進行模型驗證,利用理論有限元素分析及實驗模態分析方法進行模型驗證,進行模態分析得到理論之模態參數包括自然頻率、阻尼比、模態振型,若是理論之跟實驗參數有所差距,須經由有限元素模型反覆修正、驗證,來模擬出實際結構有限元素模型,來驗證其等效性,以期得到等效於實際結構有限元素模型,經模型驗證後之有限元素模型,可做為結構設計變更之依據。

胡等人[8]探討 SAVRIN 前懸吊轉向節結構,運用逆向工程與電腦輔助工程設計與分析技術,了解不同行駛狀況下轉向節應力分佈情形與變形,並對懸吊系統各零件連接於轉向節上之結構可能發生之外力作說明包括避震器總成、下控制臂、轉向節臂、輪軸承。實驗方面採用實驗模態分析,以使用彈力繩懸吊轉向節模擬自由邊界情況,來獲得實驗之參數,在與理論之模態分析進行模型驗證,以獲得等效於實際結構之模型。

本文主要利用有限元素分析方法求得後懸吊扭曲管件結構理論模態參數,與實驗模態分析方法求得實驗之模態參數,進行後懸吊扭曲管件結構模型驗證,以期獲得等效有限元素模型,未來可作為後續響應預測分析。

得到之等效有限元素模型進行靜剛性分析,主要求得由各方向之負載分別求得管件之麥西斯應力(von Mises stress)及最大主應力(principal stress),以作為後續對各種行駛狀況之負載條件分析。

2. 有限元素分析

本文以有限元素分析方法,對後懸吊扭曲管件結構進行有限元素分析,後懸吊扭曲管件結構之示意圖如圖 1,實際位置示意圖如圖 2,後懸吊扭曲管件之材料楊氏係數為 207GPa,蒲松比 0.29,密度為 7740 (kg/m³),重量 10.9 kg。圖 3 為後懸吊扭曲管件理念有限元素模型,其結構依完整描述之有限元素模型之四項要素說明如下:

1. 元素形式: 因扭曲管件結構符合薄殼結構之特性,一開始採用線性殼元素 Shell63,由於模型驗證結果

不佳，故採用線性立體元素 Solid45 來符合實際結構。

2. 模型分割: 共有 9939 個元素，18407 個節點，為了使元素大小方正採用 mapped mesh 分割可提高分析準確性。
3. 邊界條件: 採全自由邊界，不設任何邊界條件。
4. 負荷條件:
 - 進行模態分析時，不必設定任何之外力負荷條件，討論自然頻率、模態振型與實驗之自然頻率、模態振型比較。
 - 進行簡諧響應分析時，配合實驗模態分析實驗時所設定單位力於衝擊錘施力位置，以求得對應實驗之頻率響應函數，求得之頻率響應函數可以了解激振頻率與自然頻率相近所造成之共振效應。



圖1 後懸吊之扭曲管件結構示意圖



圖2 後懸吊之扭曲管件位置示意圖



圖3 後懸吊之扭曲管件有限元素模型

圖4(a)~(d) 為管件四種靜剛性分析之理念有限元素模型示意圖，其元素形式與模態分析相同，說明如下：

1. 位移限制: 假設管件為懸臂結構，如圖3所示，令管件左端完全固定，亦即所有自由度為零。
2. 負荷條件: 依照不同之靜剛性分別有不同的之負載，施以1單位外力(F_x 、 F_y 、 F_z)或力矩(T_y)，相關設定說明如下：

- 側向剛性($K_x = \frac{F_x}{u_{max}}$): 如圖3(a)所示， $f_x = \frac{F_x}{N}$ ，

其中 N 為自由端所有節點數， f_x 為實際施加於

有限元素模型之節點外力。

- 側向剛性($K_y = \frac{F_y}{v_{max}}$): 如圖3(b)所示， $f_y = \frac{F_y}{N}$ 。
- 側向剛性($K_z = \frac{F_z}{w_{max}}$): 如圖3(c)所示， $f_z = \frac{F_z}{N}$ 。
- 扭轉剛性($K_{\theta_y} = \frac{F_z}{w_{max}}$): 如圖3(d)所示，設定兩個外力 $f_z = \frac{F_z}{d}$ 形成力矩 T_y ，其中 d 為管件直徑。

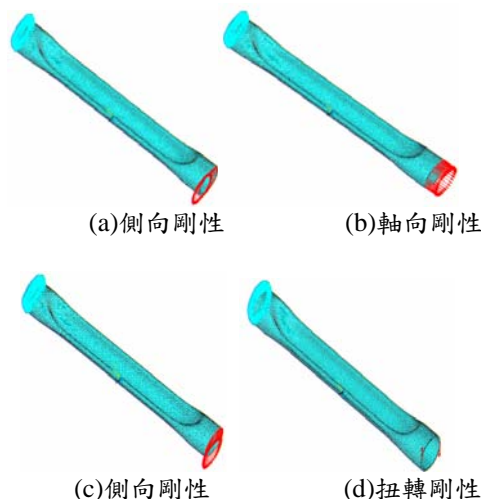


圖4 理念有限元素模型示意圖

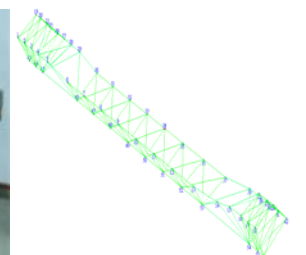
3. 實驗模態分析

圖5(a)為實驗儀器及架構圖，此實驗先利用尼龍線固定後懸吊扭曲管件結構來模擬自由邊界，以衝擊錘敲擊固定點，並移動加速度計為感測器量測規劃的五十六點上的振動訊號如圖5(b)，由於後懸吊扭曲管件為不規則形狀，所以使用三軸向加速度計量測 x 、 y 、 z 三個方向，來進行後懸吊扭曲管件的實驗量測避免其它方向模態遺漏，並敲擊三次取平均，以提高實驗品質。

透過頻譜分析儀 SigLab 擷取輸入訊號與振動響應信號，經由 ME'ScopeVES 軟體做曲線嵌合來獲得實驗之自然頻率、模態振型與阻尼比，再與有限元素分析所得之自然頻率與模態振型進行驗證比對，之後再做理論與實驗模態振型保證比對指標(MAC)，觀察模態振型比對的好壞。如果模態振型比對不如預期，修正有限元素分析模型與材料參數，來提高分析結果的精確性。



(a)實驗儀器及架構圖



(b)量測點規劃示意圖

圖5實驗架構圖及量測點規劃示意圖

4. 結果與討論

本節主要探討後懸吊扭曲管模型驗證之流程、結果比較與靜剛性分析。

4.1 模型驗證

在模型驗證中首先建立有限元素分析模型，分別進行理論模態分析與實驗模態分析，以實驗模態分析作為基準，來求得結構等效分析模型及瞭解後懸吊扭曲管結構動態特性。

比較驗證自由邊界條件下後懸吊扭曲管結構系統之模型驗證的過程，主要將實驗與理論模態振型比對驗證有限元素模型精確性與材料參數來修正自然頻率之差異，以得到較精確的模態參數，以求得後懸吊扭曲管結構系統之等效分析模型，獲得等效分析模型之後，後續即可進行後懸吊扭曲管之響應預測分析進行結構變更，瞭解行駛於不同路面之結構響應。

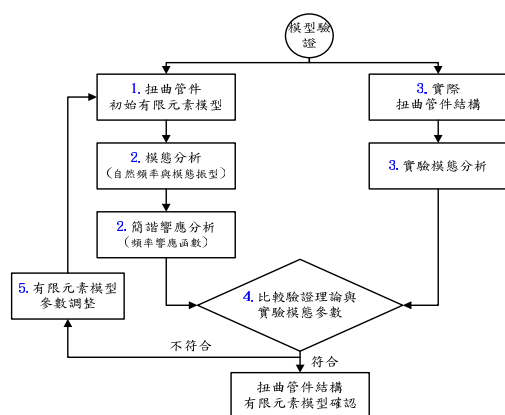


圖6 扭曲管件結構之模型驗證流程圖

圖 6 為本文對後懸吊扭曲管模型驗證之流程圖，主要流程說明如下：

1. 建立自由邊界之後懸吊扭曲管結構初始有限元素模型。
2. 分別進行模態分析簡諧響應分析，求得結構模態參數及頻率響應函數。
3. 對實際後懸吊扭曲管結構進行實驗模態分析，量測求得結構模態參數及頻率響應函數。
4. 將理論與實驗求得之模態參數與頻率響應函數進行比較。
5. 進行有限元素模型參數調整，以確認後懸吊扭曲管結構有限元素模型。

4.2 頻率響應函數與關連性函數探討

圖7為後懸吊扭曲管件實驗模態分析所得之頻率響應函數之Real、imaginary、LogMagnitude重疊圖，此對應之峰值可作為曲線嵌合(Curve fitting)參考資料，可找出結構有17個比較明顯的峰值，將峰值所對應的自然頻率、模態振型與理論有限元素模型出來的模態分析結果做比對。

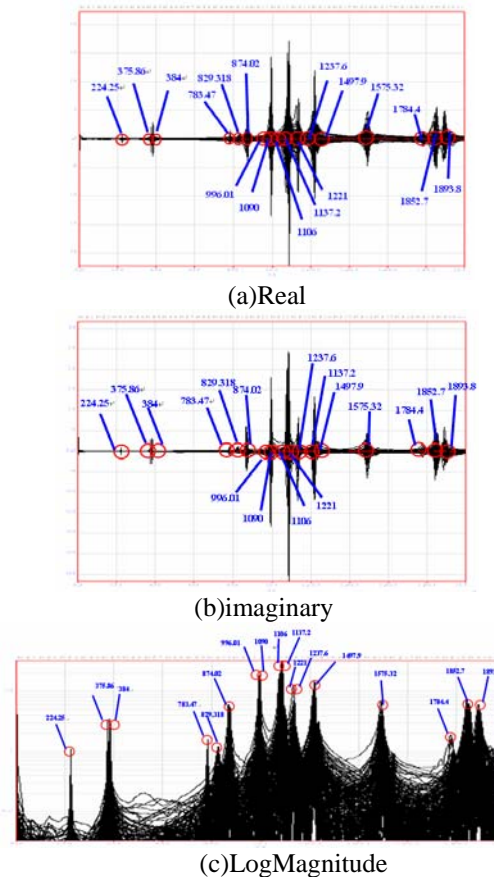


圖7 頻率響應函數重疊圖

圖8與圖9分別為後懸吊扭曲管件之關聯性函數與頻率響應函數圖，包括了實驗(Experimental)、理論(Theoretical)與嵌合(Synthesized)三條曲線，綜合討論如下：

1. 圖8為關聯性函數圖，在對應頻率響應函數之關聯性函數圖形中若其結果愈趨近於1代表頻率響應函數精確性很高，除了對應反共振點處因響應較小而導致關聯性函數偏低之外，其餘部份皆接近於1，代表實驗品質是不错的。
2. 從圖9理論與實驗頻率響應函數同點($i=1, j=1$)與不同點($i=6, j=1$)之共振點與共振點間都有反共振點，符合頻率響應函數基本特性，表示實驗量測之正確性。
3. 觀察圖9嵌合與實驗的頻率響應函數曲線幾乎重疊，表示曲線嵌合是非常成功的，也代表所擷取之實驗模態參數可靠性是足夠的。
4. 由圖9頻率響應函數在0~1000Hz以下理論與實驗幾乎重合，1000Hz以上皆有相同之趨勢，理論與實驗之峰值因自然頻率有少許誤差，此會在表2自然頻率總表做探討。
5. 以圖9頻率響應函數來看1000Hz以下皆有良好的對應性，就實務而言此結果是非常好的依據。

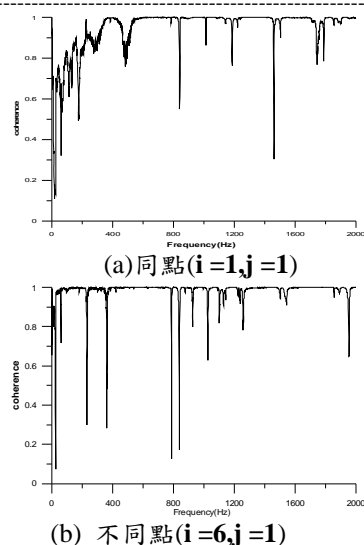


圖8 理論與實驗之關連性函數比較比較

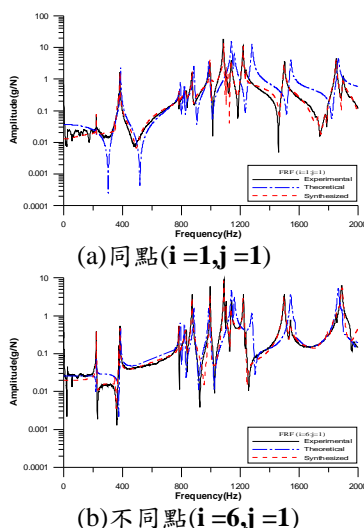


圖9 理論與實驗之頻率響應函數比較

4.3 實驗與理論模態參數之探討

經由實驗模態分析所得之結果經由ME'ScopeVES曲線嵌合軟體，求得實驗模態參數與理論之模態參數做比較驗證，模態參數主要包括自然頻率模態振型及阻尼比三向來探討，表1為實驗與理論模態振型與頻率總表、表2為實驗與理論模態振型保證指標與自然頻率表、表3為阻尼比及其修正值，綜合討論如下：

1. 從表1發現各模態其理論與實驗模態振型與自然頻率都有非常好的對應性，除了模態11、12與13、14其自然頻率非常接近，導致其模態特性有些許差異，其餘模態皆有相對應。
2. 由表2理論與實驗自然頻率比對經模型驗證後，將扭曲管件楊氏係數由原197Gpa調整為207GPa，可以發現1000Hz內之自然頻率皆有明顯降低在 $\pm 1.7\%$ 內，其它的模態誤差皆在 $\pm 5\%$ 以內，平均誤差1.52%，前7模態修正材料參數後平均誤差-0.031%，已達到分析目標。
3. 表2為實驗與理論模態振型保證指標 (Modal Assurance Criterion)其對應模態如表1，而模態11、

14之MAC值偏低不佳原因是11、12、13、14是交叉模態，整體來看MAC值都在0.5以上，代表有限元素模型與實際結構之模型還是有一致性。

4. 經由模型驗證材料參數最佳化後，從表2來看0 ~ 1000Hz前7模態不僅MAC值與自然頻率皆有良好的對應性，也證明了有限元素模型與實際結構等效性。
5. 表3為實驗模態分析經由曲線嵌合所求得之阻尼比，由於實驗量測加了對數加權函數主要是避免訊號發生洩漏，由模態數、自然頻率、實驗阻尼修正阻尼、累計平均阻尼，經過修正來求得實際結構之阻尼比為0.000697，可以應用於後續包括簡諧響應分析、暫態響應分析、頻譜響應分析。

4.4 靜剛性分析

本節主要探討後懸吊扭曲管件結構，進行軸向、側向及扭轉之靜剛性分析，表4是各方向靜剛性分析結果包括變形、靜剛性、最大與最小應力值，綜合討論如下：

1. 表4(a)顯示不同施力方向靜剛性值，在2小節已經詳細說明靜剛性分析定義。
2. 表4(a)在1N外力負荷其軸向靜剛性 $K_y = 4.27 \times 10^4$ (N/mm)最高，兩個側向靜剛性分別為 $K_x = 5.62 \times 10^2$ (N/mm)、 $K_z = 4.65 \times 10^2$ (N/mm)相近， K_x 略大於 K_z 亦屬合理現象，而扭轉靜剛 $K_{\theta} = 0.03361$ (N-mm/Deg)。
3. 瞭解該結構於承受負載之應力最大位置與破壞可能發生之位置，所求得之靜剛性值可作為設計變更之結構強度評估之參考依據，進而提高車輛之安全性。

5. 結論

本研究以有限元素分析方法搭配傳統實驗模態分析驗證自由邊界下的後懸吊扭曲管件結構，得到結構之模態參數，完成了模型驗證，並進行靜剛性分析，綜合討論如下：

1. 以實務應用來觀察0 ~ 1000Hz自然頻率誤差皆在 $\pm 1.7\%$ 以內，而且模態振型物理意義也有良好的對應，表示有限元素模型與實際結構有良好的對應性。
2. 頻率響應函數的比較在0 ~ 1000Hz理論與實驗皆有良好的對應性，代表這分析模型可視為等效分析模型。
3. 由完成模型驗證的等效模型進行了後懸吊扭曲管件靜剛性探討經由計算得到四個方向靜剛性值 K_x 、 K_y 、 K_z 、 K_{θ} ，也同時得到應力與變形最大發生位置，可做為後續設計變更之強度評估。
4. 由以上結論代表模型驗證成功，未來也可進一步做後續響應預測分析，以瞭解結構於不同負載之結構響應。

6. 參考文獻

1. 胡惠文, 陳坤義, 張書源, 王曜呈, 劉進展, 2007, 「SAVRIN前懸吊系統之動態模擬與分析」, 第三十一屆全國力學會議, 高雄, 論文編號:K10。
2. 胡惠文, 王栢村, 楊忠霖, 2006, 「大客車車體結構強度之剛性與應力分析」, 第十一屆車輛工程學術研討會, 彰化, 論文編號:A1-6B。
3. 黃銘湖, 張銘宏, 莊家民, 何世榮, 鄒岱潔, 2006, 「車輛電子控制懸吊系統」, 第十一屆車輛工程學術研討會, 彰化, 論文編號:F1-7B。
4. 胡惠文, 王栢村, 楊忠霖, 吳承柏, 張書源, 2007, 「大客車底盤結構之振動分析與實驗」, 第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 台北, 355-365頁。
5. 胡惠文, 王栢村, 王築民, 2007, 「大客車車體結構之振動分析與實驗」, 第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 台北, 303-315頁。
6. 胡惠文, 王栢村, 楊忠霖, 2007, 「BX212MAT-S45大客車整車模態實驗與分析」, 第十二屆車輛工程學術研討會, 屏東, 論文編號:VB-08。
7. 王栢村, 李英傑, 2004, 「軌道車輪之模型驗證與振動特性分析」, 2004 台灣區ANSYS用戶大會暨論文發表會, 台中, 第83-93 頁。
8. 胡惠文, 張書源, 陳坤義, 謝寶賢, 2007, 「SAVRIN前轉向節之結構強度分析」, 第三十一屆全國力學會議, 高雄, 論文編號:K11。

表1 實驗與理論模態振型與頻率總表(續)

EMA		FEA		Err%
模態數 頻率(Hz)	模態振型	模態數 頻率(Hz)	模態振型	
E-08 1090		F-08 1141.62		4.736
E-09 1106		F-09 1142.54		3.304
E-10 1137.2		F-10 1160.68		2.065
E-11 1221		F-11 1277.34		4.614
E-12 1237.6		F-12 1281.85		3.575
E-13 1497.9		F-13 1544.37		3.102
E-14 1538.3 1893.8		F-14 1575.32 1895.25		2.406
E-15 1784.4		F-15 1810.17		1.444
E-16 1852.7		F-16 1866.24		0.731
E-17 1893.8		F-17 1895.25		0.076

表1 實驗與理論模態振型與頻率總表

EMA		FEA		Err%
模態數 頻率(Hz)	模態振型	模態數 頻率(Hz)	模態振型	
E-01 224.25		F-01 222.91		-0.597
E-02 375.86		F-02 369.14		-1.789
E-03 384		F-03 388.06		1.057
E-04 783.47		F-04 794.32		1.385
E-05 829.31		F-05 821.35		-0.960
E-06 874.02		F-06 886.70		1.451
E-07 996.01		F-07 988.37		-0.767

表2 實驗與理論模態振型保證指標與自然頻率表

實驗量測得到之自然頻率		修改後分析之自然頻率		自然頻率誤差 %	模態振型保證指標			
Mode	EMA	Mode	FEA		X	Y	Z	All
1	224.25	1	222.91	-0.597	0.85	0.55	0.68	0.83
2	375.86	2	369.14	-1.789	0.77	0.74	0.73	0.75
3	384	3	388.06	1.057	0.69	0.73	0.85	0.77
4	783.47	4	794.32	1.385	0.36	0.40	0.60	0.43
5	829.31	5	821.35	-0.960	0.17	0.28	0.78	0.58
6	874.02	6	886.70	1.451	0.59	0.65	0.59	0.57
7	996.01	7	988.37	-0.767	0.60	0.56	0.60	0.56
8	1090	8	1141.62	4.736	0.22	0.31	0.51	0.37
9	1106	9	1142.54	3.304	0.43	0.18	0.09	0.15
10	1137.2	10	1160.68	2.065	0.28	0.46	0.67	0.46
11	1221	11	1277.34	4.614	0.14	0.02	0.05	0.04
12	1237.6	12	1281.85	3.575	0.09	0.44	0.73	0.43
13	1497.9	13	1544.37	3.102	0.06	0.25	0.74	0.30
14	1538.3	14	1575.32	2.406	0.18	0.12	0.01	0.07
15	1784.4	15	1810.17	1.444	0.24	0.61	0.75	0.38
16	1852.7	16	1866.24	0.731	0.32	0.41	0.39	0.26
17	1893.8	17	1895.25	0.076	0.05	0.22	0.48	0.18
平均誤差%				1.520				
1~7模態平均誤差%				-0.031				

表4 各方向靜剛性分析結果

(a)施以1N各方向變形與靜剛性

力	U_{max} (mm)	V_{max} (mm)	W_{max} (mm)	K_x, K_y, K_z (N/mm) K_{θ} (N-mm/Deg)
F_x (N)	1.78×10^{-3}	6.70×10^{-5}	-6.02×10^{-4}	5.62×10^2
F_y (N)	-4.92×10^{-6}	-2.34×10^{-5}	1.22×10^{-4}	4.27×10^4
F_z (N)	-2.76×10^{-5}	-2.70×10^{-4}	2.15×10^{-3}	4.65×10^2
T_y (N)	-1.48×10^{-5}	-2.82×10^{-7}	8.46×10^{-6}	0.03361

(b)施以1N各方向最大與最小應力

力	$\sigma_{eqv,max}$ (MPa)	$\sigma_{eqv,min}$ (MPa)	$\sigma_{1,max}$ (MPa)	$\sigma_{1,min}$ (MPa)
F_x (N)	3.63×10^{-2}	6.60×10^{-5}	3.89×10^{-2}	-8.86×10^{-3}
F_y (N)	3.80×10^{-3}	4.20×10^{-6}	3.89×10^{-3}	-1.38×10^{-4}
F_z (N)	6.03×10^{-2}	5.38×10^{-4}	6.06×10^{-2}	-1.21×10^{-2}
T_y (N)	4.85×10^{-4}	2.37×10^{-6}	5.06×10^{-3}	-4.09×10^{-5}

表3 阻尼比及其修正值

模態數	自然頻率	實驗阻尼%	修正阻尼%	累計平均阻尼%
1	224.25	0.163	0.060862	0.0609
2	375.86	0.10292	0.041981	0.0514
3	384	0.21428	0.1546334	0.0858
4	783.47	0.10608	0.076845	0.0836
5	829.31	0.66492	0.63730	0.1943
6	874.02	0.19398	0.167774	0.1899
7	996.01	0.096461	0.073464	0.0105
8	1090	0.14713	0.12611	0.0249
9	1106	0.095148	0.074438	0.0304
10	1137.2	0.20227	0.182129	0.0456
11	1221	0.17791	0.159136	0.0559
12	1237.6	0.18247	0.163963	0.0649
13	1497.9	0.27	0.254709	0.0196
14	1538.3	0.27315	0.25826	0.0366
15	1784.4	0.259	0.246164	0.0506
16	1852.7	0.19067	0.178307	0.0586
17	1893.8	0.259	0.246905	0.0697