

振動平台含激振器動態效應之模型更新與響應預測

王栢村¹、李坤鴻²、李昆達³

¹ 國立屏東科技大學 機械工程系 教授

² 國立屏東科技大學 機械工程系 研究生

³ 金頓科技股份有限公司 研發處 處長

Email: wangnt@mail.npust.edu.tw

摘要

振動平台或稱為垂直輔助平台為振動試驗機重要組件，主要功能在擴大測試面積。本文應用有限元素分析(finite element analysis, FEA)與實驗模態分析(experimental modal analysis, EMA)技術，進行振動平台包含激振器動態效應的模型更新，經由比較理論與實驗獲得的模態參數，以確認驗證振動平台之更新模型，結果顯示 FEA 與 EMA 兩者所得之結構模態特性相當吻合，激振器質量效應以及以彈簧元素模擬邊界狀況，能夠合理有效的模擬振動平台於實際振動試驗下的動態特性。本文也定義振動平台平坦度，作為評估振動平台於傳遞動態激振到測試物的有效性，應用振動平台更新模型可成功地預測平台平坦度，振動平台表面的平坦度分佈能有效預測，並與實驗量測結果比對良好。本文應用模型更新技術發展一個更精準的振動平台有限元素模型，並能應用於振動平台的平坦度響應預測，完整建立了理論解析方法以及實驗驗證程序，未來能進一步應用於不同振動試驗機之振動平台的創新設計分析。

關鍵字：有限元素分析、實驗模態分析、模型更新、振動平台

1. 前言

振動試驗機可分垂直式及水平式方向的振動測試，利用振動試驗機長時間對待測物進行激振，由於垂直式的振動測試面積較小，一般而言，若欲進行垂直式振動測試，則需在振動試驗機激振器上加裝垂直輔助平台擴大測試面積，由於激振器之性能參數，如最大推力、最大加速度或行程極限皆為固定，為達到有效之振動試驗，振動平台之選用及設計就相當重要。

Wang and Li[1]應用有限元素法(finite element method, FEM)進行數值求解，利用 ANSYS 軟體建立船之有限元素模型進行振動分析，實驗方面則以建造等比例縮小之實際模型進行 EMA，並以隔振系統進行模型驗證，得到符合於實際結構之有限元素模型。Richard and Champoux[2]應用傳統模態分析及

OMA 對腳踏車進行騎乘舒適性進行探討，求得腳踏車之實驗模態參數並比較驗證，發現腳踏車的前輪結構是主要影響騎乘之舒適度。Feldmaier et al.[3]針對一汽車後懸吊系統(automobile rear suspension)進行模態分析測試(modal analysis tests)，預測 FE-model 與實驗所求得之 FRF 與 mode shapes 進行比較，確認此後懸吊系統之有限元素模型預測結果之準確性。Hyde et al.[4]針對四面體形之機床結構，進行 FEA 與 EMA 並比較驗證。經由模型驗證，確定了有限元素分析模型的正確性。Walther et al.[5]探討了使用線性模型來模擬螺栓接合介面之實際情況，並建立模型及實際量測並進行模型驗證。

過去探討過許多實驗模態分析及有限元素分析技術，由王等人 [6,7]應用有限元素分析(finite element analysis, FEA)與實驗模態分析(experimental modal analysis, EMA)對振動試驗機之激振器音圈結構進行模型驗證探討其振動特性。在王和陳[8,9]對 450 型垂直輔助平台進行自由邊界與夾持邊界之模型驗證，分別應用 EMA 與 FEA 得到結構之振動特性，進行模態參數比對驗證，確認所建構之有限元素模型等效於實際結構。由王等人[10]建立一套平坦度評估模式，定義測試面平坦度性能指標，經由性能指標可以快速了解平台在激振頻率下的平坦度是否良好。王等人[11]將 600 型振動平台進行模型更新，分為 4 種分析模型，並與實驗量測比較，發現 4 種分析模型中以 Model D 最符合實際結構。王等人[12]對 600 型垂直輔助平台進行 EMA、操作模態分析(operatal modal analysis, OMA)及 FEA 進行模型驗證，並與 450 型垂直輔助平台之平坦度進行比較。Wang et al. [13]引用王等人[10]所建立的平坦度評估模式，並將其應用於平台設計的性能指標，且建立一套新型垂直輔助平台之設計流程，可快速得知新型平台之平坦度的優劣，並以實際範例介紹確認流程之可行性。王等人[14,15]對 750 型垂直輔助平台應用 EMA 及 OMA 結合 FEA 進行模型驗證，結果顯示 EMA 及 OMA 均可得知實際平台結構之振動模態特性，故 EMA 實驗有其可靠性，而 OMA 則較能符合實際運作之情形。王等人[16]建立了比原始分析模型更符合實際結構之更新模型(音圈結構與平台)，並分別對音圈結構與平台含音圈

結構模型進行模型驗證，得到更等效實際結構之分析模型。

本文主要分別針對激振器與振動平台含激振器結構進行模型更新，並應用 FEA 與 EMA 及 OMA 實驗進行模型驗證及平坦度驗證，評估振動平台含激振器結構更新模型之可靠度，得到比原始的振動平台含激振器結構分析模型更等效於實際結構。

2. 模型驗證之理念

本文主要探討振動平台模型更新 (Model Updating) 之理念，為了建立等效有限元素分析模型，必須將分析模型進行模型驗證，才能使建立的有限元素模型等效於實際結構，進而運用此模型進行模型更新。圖 1(a) 振動試驗機與組成的元件，圖 1(b) 振動試驗機實體，圖 1(c) 振動試驗機內部激振器與板片彈簧結合之情形，圖 1(d) 為實際激振器結構，由以上圖說可略知振動試驗機激振器結構與振動平台結合之情形，有助於後續數學模型化假設及建立有限元素模型。

圖 2 為模型驗證之流程圖，分為理論分析與實驗兩部分，首先利用有限元素分析軟體建構有限元素模型，進行模態分析求得模態參數，模態參數包含：自然頻率、模態振型。實驗部分以 EMA 為主，量測其頻率響應函數，再利用模態參數擷取方法求得結構模態參數，實驗模態參數包含：自然頻率、模態振型、阻尼比。最後以 EMA 所得之模態參數為基準，藉由材料參數的修改，使得有限元素分析模型等效於實際結構。

圖 3 為設計變更驗證流程。藉由經過模型驗證之分析模型進行響應預測，利用分析之響應預測結果是否符合規範，如果產品能通過規範，則產品就能順利上市。如果響應預測未能通過規範，則必須進行模型修整或是模型更新的流程，經由模型修整後的模型再一次進行響應預測，看產品是否能通過規範或是達到設計時的要求。當修整或更新後之模型則必須再次進行模型驗證，表示此分析模型是等效於實際結構。

在過去所探討之原始固定邊界平台如圖 4(a) 夾持邊界模型[9]。但此模型不包含激振器結構之效應，只針對平台與激振器結構之螺栓鎖固及接觸面設定不同之彈簧常數值。由於王和陳[9]夾持邊界平台之模型驗證未帶入模型更新理念中，為了再次驗證模型更新理念之可行性，故將對王和陳[9]夾持邊界平台進行模型更新，圖 4(b) 為激振器簡易數學模型示意圖與振動平台加入激振器之數學模型示意圖。將激振器加入振動平台之更新模型，需先確認圖 4(b) 激振器結構模型之正確性。確認完後，才能將平台含激振器結構效應模型之假設套入理論振動分析，並進行 EMA 完成更新模型之模型驗證。圖 4(c) 即為振動平台加入激振器效應之更新模型數學模型示意圖。主要加入了激振器的邊界效應。本文將藉由此更新模型假設做為分析之數學模型。

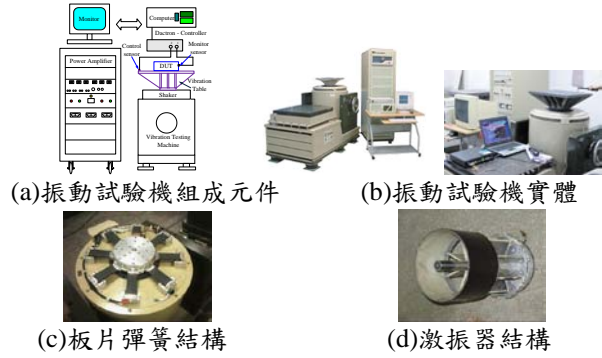


圖 1 振動試驗機各部位組成結構實體

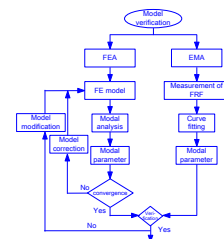


圖 2 模型驗證流程圖

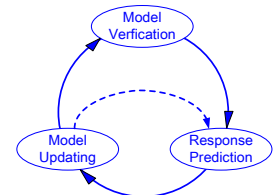


圖 3 設計變更流程圖

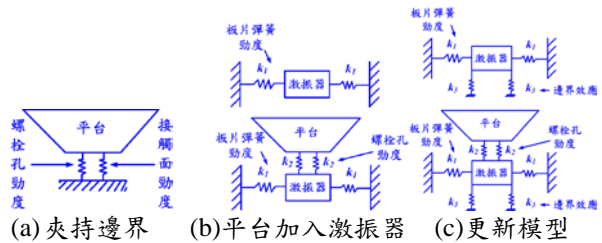


圖 4 振動平台結構模型及更新模型

3. 振動平台模型更新

本節主要探討振動平台更新模型之模型驗證。在此引用第 2 節圖 4(c) 振動平台含激振器結構之更新模型，進行理論預測之平坦度與實驗預測之平坦度驗證。對振動平台更新模型進行基座激振之簡諧響應分析，求得振動平台理論之頻率響應函數，藉由振動平台實驗之頻率響應函數，利用此理論及實驗之頻率響應函數進行理論預測與實驗預測之平坦度，確認理論預測平坦度與實驗預測平坦度吻合度是否相同。

3.1 有限元素分析

使用已完成之更新模型如圖 4(c)，進行模態分析以及模擬基座激振之簡諧響應分析，求得自然頻率、模態振型及振動平台理論之頻率響應函數，圖 5(a) 為激振器有限元素模型，圖 5(b) 為更新模型後之有限元素模型。模型採用線性立方體元素 (solid45)，並使用彈簧元素 (comdin14) 設定彈簧常數 (k1) 於模擬板片彈簧之彈簧常數及彈簧常數 (k3) 於模擬垂直方向邊界效應以及螺栓鎖固 (k2) 值，彈簧元素皆設定 UZ、UX、UY 方向之自由度。材料參數設定，揚氏系數 7×10^{10} (N/m²)、蒲松比 0.29 及密度 2650 (kg/m³)。有

限元素分割採用將對螺栓鎖固之孔徑大小及其它元素大小皆設定為5，採free-mesh，總共分割了101751個節點，及456381個元素。在模態分析時不設定任何負荷與邊界條件。在進行模擬基座激振之簡諧響應分析時，對平台底部模擬螺栓孔的部分施給彈簧元素上一個同k值大小的力，令此振動平台產生一單位之位移量，達到基座激振的效果。並在板片彈簧自由末端及模擬垂直方向邊界效應之彈簧自由末端，設定所有自由度為0。

表 1 原始夾持邊界模型、EMA 實驗及更新模型之模態振型比對表

原始夾持邊界模型[7]		EMA 實驗		更新模型(New)		MAC/ 頻率 誤差 (%)
模態數/ 自然頻率	模態振型	模態數/ 自然頻率	模態振型	模態數/ 自然頻率	模態振型	
O-01		E-02 113.52		N-02		0.959 /108. 43
558				236.61		
O-02				N-01		
564		E-03		236.39		0.001 /108. 23
				N-03		
				321.17		
		E-05				0.006 /30.8 0
				245.54		
				576.72		
O-03		E-07		N-04		0.593 /-4.8 5
1354				1511		
O-06		E-08		N-05		0.853 /0.16
2100				2027		
		E-09		N-06		0.679 /0.01
				2045		
				N-07		
		E-10				0.268 /0.01
				2045		
O-09		E-10		N-08		0.91 8/- 6 93
2396				2066		
O-10		E-11		N-09		0.08 5/1. 27
2548				2647		
O-11				N-10		
2554		E-12		2652		0.79 4/1. 46
				N-11		
		E-13				0.76 0/- 0. 75
				2759		
O-13		E-13		N-12		0.80 2/- 0. 41
2768				2879		

3.2 實驗模態分析

本實驗主要針對振動試驗機之垂直輔助平台進行 EMA，圖 5(a)所示為 EMA 的儀器架設圖。首先對平台進行量測點規劃，如圖 5(b)所規劃之 81 點。為瞭解平台結構垂直方向的動態特性，將振動平台鎖固於振動試驗機上，在測試面上進行量測點數規劃，取每等分長 56.25mm 將平台每邊劃分為八等分總共 81 點。以單軸向加速度計固定於第 7 點，並移動衝擊錘來進行實驗，每點敲擊 3 次取其平均，總共可獲得 81 個頻率響應函數。

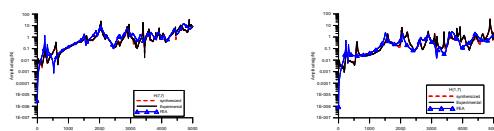
圖 6(a)及圖 6(b)分別為同點 $H_{07,07}$ 及不同點 $H_{01,07}$ 之頻率響應函數及關聯性函數，可看到實驗的 FRF，除了低頻的實驗及 FEA 之峰值無法完全對應到之外，高頻區域對應良好，然而合成曲線與實驗則是完全吻合。



(a) 激振器有限元素模型 (b) 更新有限元素模型
圖 5 有限元素模型更新圖



(a) 實驗儀器架設圖 (b) 量測規劃點
圖 6 振動平台實驗量測規劃



(a) 同點 $H_{07,07}$ FRF (b) 不同點 $H_{01,07}$ FRF
圖 7 同點及不同點頻率響應函數 FRF

3.3 模型驗證結果與討論

此小節之重點為量測規劃點 81 點之 EMA 與激振器結合平台更新模型的模型驗證結果與討論，表 1 是原始夾持邊界模型、EMA 實驗以及激振器結合平台更新模型之模態振型比較表，編號 N 為激振器結合平台更新模型，編號 I 為原始夾持邊界模型，編號 E 為 EMA 實驗。

先從激振器結合平台更新模型與 EMA 實驗之振型對應來看，激振器結合平台更新模型有 3 個模態振型未出現，而 N-07 之模態振型未有 EMA 實驗之模態振型相對應，此 N-07 之模態振型可能是激振器耦合振動平台情況下獨有的產物，而其它模態振型對應則相當良好。反觀再從原始夾持邊界模型與 EMA 實驗比原始夾持邊界模型、EMA 實驗及更新模型比較來看，

表 2 自然頻率總表

原始夾持 邊界模型[9]			EMA 實驗		激振器結合平台 更新模型之 FEA			
模態 數	自然 頻率 (Hz)	自然頻率 誤差 (%)	模態 數	自然 頻率 (Hz)	模態 數	自然 頻率 (Hz)	MAC	自然 頻率 誤差 (%)
-	-	-	E-01	113.52	N-04	91.45	0.34	-19.4
-	-	-	E-02	245.54	N-05	248.11	0.17	1.05
-	-	N-06			248.43	0.81	1.18	
-	-	-	-	-	N-07	343.04	-	-
I-05	564	-2.21	E-03	576.72	N-08	587.69	0.71	1.90
I-04	558	-6.60	E-04	597.44	N-09	587.89	0.71	-1.59
-	-	-	E-05	1389.5	-	-	-	-
I-06	1354	-14.77	E-06	1588.6	N-10	1501	0.86	-5.51
I-08	2000	-1.17	E-07	2023.6	N-14	2033.9	0.87	0.51
I-09	2100	2.70	E-08	2044.7	N-15	2051.3	0.71	0.32
-	-	-			N-16	2052	0.25	0.36
I-12	2396	7.95	E-09	2219.6	N-17	2057	0.92	-7.33
I-13	2548	-2.52	E-10	2613.8	N-18	2645.6	0.18	1.22
I-14	2554	-2.29			N-19	2646.8	0.73	1.26

原始夾持邊界模型有 11 個模態振型未能與 EMA 實驗相對應，結果表示激振器結合平台更新模型比原始夾持邊界模型較符合於實際振動平台之情況。

表 2 為原始夾持邊界模型、EMA 實驗及激振器結合平台更新模型之自然頻率總表，先觀察激振器結合平台更新模型與 EMA 實驗，可發現，除了前段述說的某些模態振型無法對應以及 N-04、N-10、N-17 自然頻率誤差較大之外，激振器結合平台更新模型只有 4 個自然頻率誤差較大之外，其餘皆在 3% 以內，可得知激振器結合平台更新模型確實比原始夾持邊界模型之模型更好，且更符合於實際振動平台之情況。

由 MAC 的量化顯示看來，表 1 中的振動平台含激振器結構更新模型與 EMA 實驗之比對，MAC 達 0.7 以上的有 19 個，由此可得知，振動平台含激振器結構更新模型確實比振動平台含激振器結構較佳且較符合於實際結構。

4. 振動平台之響應預測與平坦度性能指標

為了擴大測試面積，故在激振器上面加裝垂直輔助平台，但要如何將振動試驗機之激振訊號均勻傳遞至平台進行振動測試，平坦度就顯得格外重要。而過去研究表示，平坦度性能指標已經作為平台性能優劣之參考依據。

4.1 振動平台平坦度性能指標

本文引用王等人[17]所建立之平坦度評估模式，首先，假設平台有 N_s 個量測點，以及在感興趣的頻率範圍有 N_f 個解析頻率，測試面各個量測點的激振輸入 $\bar{A}_{ics}(f)$ 與響應輸出 $\bar{A}_i(f)$ ，即可定義平台測試面的平坦度 $\varepsilon_i(f_k)$ ：

$$\varepsilon_i(f_k) = \frac{\bar{A}_i(f_k) - \bar{A}_{ics}(f_k)}{\bar{A}_{ics}(f_k)} \quad (1)$$

$$= \frac{\bar{A}_i(f_k) - A_{input}}{A_{input}}$$

式(1)表示在 f_k 頻率時，平台測試面各量測點 i 的響應輸出對加速度計控制點 ics 相對加速度振幅的誤差百分比。然而 $\varepsilon_{i,avg}^f(f_k)$ 為將某個量測位置的 N_f 個解析頻率加速度振幅誤差百分比總和的平均值，可表示成：

$$\varepsilon_{i,avg}^f = \frac{\sum_{k=1}^{N_f} \varepsilon_i(f_k)}{N_f} = \frac{\varepsilon_i^f}{N_f} \quad (2)$$

同樣的，令 $\varepsilon_{avg}^f(f_k)$ 為某一解析頻率度下的所有個量測點的加速度振幅誤差百分比總和的平均值，可寫成：

$$\varepsilon_{avg}^f(f_k) = \frac{\sum_{k=1}^{N_s} \varepsilon_i(f_k)}{N_s} = \frac{\varepsilon(f_k)}{N_s} \quad (3)$$

綜合式(2)及(3)，即可定義平坦度性能指標 PI_{avg} 及 PI_{diff} ，可寫成：

$$PI_{avg} = \varepsilon_{avg,ics} = \frac{\sum_{k=1}^{N_f} \sum_{i=1}^{N_s} [\varepsilon_i(f_k)]}{N_f \cdot N_s} \quad (4)$$

$$PI_{diff} = |\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}| \quad (5)$$

圖 8 為平坦度性能指標示意圖表示，圖中顯示為平坦度圖， PI_{avg} 為振動平台響應誤差平均值，而 PI_{diff} 則為 ε_i^f 的最大值 ε_{max} 及最小值 ε_{min} 之差異量， PI_{avg} 若是趨近於零，表示所量測到的響應輸出頻譜會越接近所定義之控制輸入頻譜，而 PI_{avg} 越小則表示誤差變異越小。因此，藉由此兩平坦度性能指標，以量化的方式評估振動平台於試驗機時的振動品質。

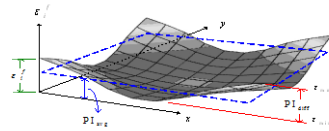


圖 8 平坦度指標示意圖

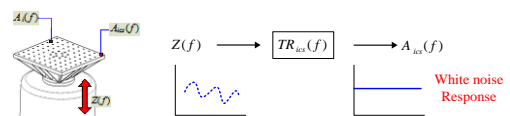
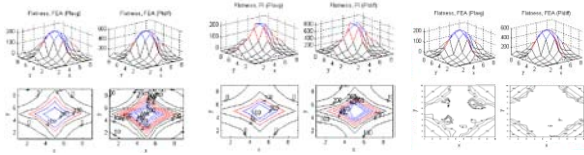


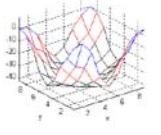
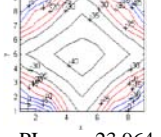
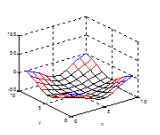
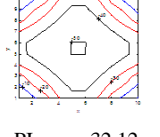
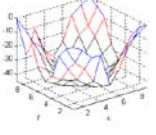
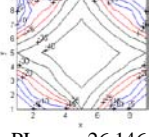
圖 9 平坦度實驗示意圖



(a)更新模型 (b)實驗預測 (c)原始分析[9]

圖 10 實驗預測與理論預測之整體平坦度性能評估

表 3 控制點於同點位置點位置#1 之平坦度分佈圖

Experiment	Original FE Model [10]	Updated FE Model
  $PI_{avg} = -23.964$ $PI_{diff} = 50.645$	  $PI_{avg} = -32.12$ $PI_{diff} = 51.13$	  $PI_{avg} = -26.146$ $PI_{diff} = 44.604$

4.2 振動平台平坦度性能指標與響應預測

圖 9 為 OMA 實驗儀器架設圖，實驗方法是先將振動平台實際鎖固在振動試驗機上，並以一個加速度計置於平台底部(激振器頂面)做為控制點，令振動試驗機之控制系統產生一個白噪音(White noise)的隨機訊號(Random)，振動試驗機頻寬範圍取 0~2000Hz，測試時間 2 分鐘，解析條數 450 條；而頻譜分析儀的頻寬範圍設定為 0~2000Hz，解析條數 8192(dF=0.625Hz)，量測平均次數為 50 次，並加以 Hanning 視窗解析頻率，利用加速度計量測平台頂部所有量測點之頻率響應函數，其頻率響應函數可套入平坦度評估進行實驗預測之平坦度。

由表 3 夾持邊界模型(I-FEA)、OMA 實驗及振動平台含激振器結構模型(U-FEA)以及振動平台含激振器結構更新模型(N-FEA)可看出控制點在#01 時平坦度分佈情況，#01、#81 都是振動平台測試面的角落位置，可發現兩者平坦度都有四周高中心較低的現象，經由 OMA 實驗與#01_N-FEA 及#01_U-FEA 以及#01_I-FEA[10]之 PI_{avg} 及 PI_{diff} 的比較，明顯可看出#01_N-FEA 及#01_U-FEA 皆比#01_I-FEA[10]之 PI_{avg} 及 PI_{diff} 降低很多。

由圖 10(b) OMA 實驗預測與圖 10(a)更新模型整體平坦度分佈圖看出，更新模型整體平坦度與 OMA 實驗之平坦度也相當吻合，且 PI_{avg} 及 PI_{diff} 更接近 OMA 實驗之平坦度，代表更新模型比原始夾持邊界模型更能等效實際振動平台結構。

最後由圖 10(b)OMA 實驗與圖 10(c)夾持邊界下整

體平坦度分佈圖可看出，OMA 實驗(100個量測點)與 OMA 實驗(81個量測點)的平坦度趨勢相近，代表不同的量測點數規劃皆可呈現實際平坦度之特性。而夾持邊界整體平坦度分佈圖看來，夾持邊界之模型較不能符合 OMA 實驗之情況，猜測可能是夾持邊界模型較不能等效於實際結果所導致。

5. 結論

本文依循王等人[12]的750型垂直輔助平台之分析模型更新的理念，套用在450型垂直輔助平台進行探討，再將激振器結構之分析模型更新後結合振動平台進行模型驗證，以及探討振動平台之EMA、OMA 實驗重現性，最後以振動平台之FEA、EMA及OMA 所得到之模態參數及頻率響應函數相互比較，以下有幾點結論說明：

1. 本文主要說明振動平台的模型更新的方法，特別是更新後的振動平台含激振器結構更新模型確實比振動平台含激振器結構較佳且較符合於實際結構。在動態模擬的結果比原先的振動平台含激振器模型更好。
2. 由更新後的振動平台含激振器結構的模型驗證結果顯示，更新後的模型已足夠等效於實際結構做為動態的振動的模擬。
3. 根據平坦度性能指標評估振動平台的性能，由更新的模型模擬與實驗的比較顯示，模型更新後的模型模擬響應已與實驗的響應相同。
4. 由本文更新模型理論預測與實驗平坦度相當吻合的結果。表示未來可將此更新模型應用在新設計之振動平台，探討新設計之振動平台其振動特性及平坦度之響應預測。

6. 參考文獻

1. Wang, G., Li, L., "Finite Element Analysis and Experimental Research on the Reduction of Vibration and Structural Noise in Ship," The 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, pp. 1373-1380, 2001.
2. Richard, S., and Champoux, Y., "Evaluation of Road Bike Comfort Using Classical and Operational Modal Analyses," Proceedings of the IMAC-XXIII, Orlando, Florida, pp. 205-213, 2005.
3. Feldmaier, D. A., Sung, S. H., Nefske, D. J., and Doggett, S. J., "Modal Analysis Tests for Correlating an Automobile Rear Suspension Model," Proceeding of the 22th International Modal Analysis Conference, Dearborn, Michigan, Paper No.s08p03, 2004.
4. Hyde, L. J., Jackson, M. J., Vasantharao, B., Pardue, S. J., and Peddieson, J., "Modal Analysis of a Tetrahedral Machining Structure," Proceeding of the 22th International Modal Analysis Conference, Dearborn, Michigan, Paper No.s20p04, 2004.

5. Walther, H., and Kmetyk, L., "Bolted Joints : Model Uncertainty vs. Test Variability," Proceeding of the 22th International Modal Analysis Conference, Dearborn, Michigan, Paper No.s16p03, 2004.
6. 王栢村, 林政煌, 李昆達, 激振器音圈結構之實驗模態分析與模型驗證, 中國機械工程學會第二十屆全國學術研討會, 第529-536 頁, 台北, 台灣, 2004。
7. 王栢村, 林政煌, 李昆達, 不同激振器音圈結構之振動特性探討, 中華民國振動與噪音工程學會第十二屆學術研討會論文集, A1-1, 台北, 台灣, 2004。
8. 王栢村, 陳志成, 振動試驗機垂直輔助平台之模型驗證, 中國機械工程學會第二十一屆全國學術研討會, C0300666, 高雄, 台灣, 2004。
9. 王栢村, 陳志成, 夾持邊界下垂直輔助平台之模型驗證, 2004 中國航太學會/中華民國航學會聯合學術研討會, 13-1, 台中, 台灣, 2004。
10. 王栢村, 陳志成, 李昆達, 振動試驗機垂直輔助平台之性能評估, 中國機械工程學會第二十二屆全國學術研討會, C3-026, 中壢, 台灣, 2005。
11. 王栢村, 李沛緯, 陳郁伶, 振動試驗機垂直輔助平台之模型更新, 2005 Taiwan ANSYS Users Conference, 第4-27~4-34頁, 花蓮, 台灣, 2005。
12. 王栢村, 莊豐榮, 李昆達, 助補強垂直輔助平台平坦度性能指標之分析與驗證, 中國機械工程學會第二十三屆全國學術研討會, C3-028, 台南, 台灣, 2006。
13. Wang, B.,T., Zhuang, F., R., and Lee, D., "Development of Design Process for Auxiliary Table of Vibration Testing Machine," *The 15th National Conference on Sound and Vibration*, Taipei, No. A-11, 2007.
14. 王栢村, 黃俞憲, 李昆達, 振動試驗機平台EMA與OMA之比較分析, 2008『屏東科技大學』暨『北京科技大學』第三屆學術交流研討會, MB0809, 北京, 2008。
15. 王栢村, 黃俞憲, 李昆達, 應用實驗模態分析與操作模態分析於平台模型驗證之探討, 2009機械技師學刊, 第32-37頁, 第2卷, 第1期, 2009。
16. 王栢村, 黃俞憲, 李昆達, 振動平台之更新模型與平坦度驗證, 第二十六屆中國機械工程學會CSME全國學術研討會, B10-021, 台南, 台灣, 2009。

Model Updating and Flatness Response Prediction of Vibration Table with Shaker Dynamic Effect

B. T. Wang¹, K. H. Lee² and David. Lee³
^{1,2} Department of Mechanical Engineering National
Pingtung University of Science and Technology
³ Director, King-Design Company
Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

Abstract

The vibration table or so called the vertical auxiliary table is attached to the shaker for expanding test area in vibration test machines. This work applies finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) to perform model updating on the vibration table including the shaker dynamic effect. The updated FE model for the vibration table is validated by the comparison of theoretical and experimental modal parameters. Results show the obtained modal properties from FEA and EMA reveal very good match. The shaker mass effect as well as boundary conditions simulated by spring elements can practically emulate the dynamic characteristics of vibration table during vibration test. The flatness of vibration table is defined and used to evaluate the effectiveness of vibration table in transmitting proper dynamic excitation to the device under test (DUT). The use of the updated model for the vibration table in predicting the flatness is successful. The flatness distribution over the vibration table surface is predicted and compared with those obtained from experiments with very good agreement. This work presents the model updating technique and establishes a refined FE model for the vibration table useful for dynamic response prediction. The analytical approach as well as the validation procedure are well established and can be adopted for further innovative design of vibration table in conjunction with different vibration test machines.

Keywords: finite element analysis, experimental modal analysis, model updating, vibration table, vibration test machine