

相同平台於不同振動試驗機之特性比較

Characteristic Comparisons of the Same Auxiliary Table Applied to Different Vibration Testing Machines

王栢村¹ 黃俞憲¹ 李昆達²

Bor-Tsuen Wang¹, Yu-Xian Huang¹, David Lee²

¹屏東科技大學機械工程系

Department of Mechanical Engineering

National Ping Tung University of Science and Technology

²金頓科技股份有限公司

King Design Company

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

國科會計畫編號：NSC-97-2622-E-020-003-CC3

摘要

本文主要探討使用相同之垂直輔助平台（簡稱平台）於不同振動試驗機進行試驗之振動特性，並評估平台之平坦度。首先將此平台鎖固於不同試驗機，進行操作模態分析，以求得平台基座激振輸入與平台頂面響應輸出之加速度傳輸比，對此傳輸比進行曲線嵌合即可求得平台在不同試驗機組合下振動模態特性。同時，也對平台於白噪音頻譜之規範激振條件下，進行平台平坦度之實驗量測，並定義平坦度性能指標，以探討平台於搭配不同試驗機之差異。本文也發展平台平坦度之預測方法，也與實驗量測求得之平坦度做比較驗證，結果顯示平台搭配不同試驗機進行試驗時，平台平坦度之預測相當成功，因此可選用不同之控制感測器位置，進行平台平坦度之預測分析與評估，此相同平台搭配不同試驗機之平坦度性能指標可完全預測及校正平台之適用範圍與特性。本文所發展方法可用於實務上平台搭配不同試驗機之平坦度性能評估，也提供一套有效快速於校驗平台平坦度之方法。

關鍵字：垂直輔助平台、操作模態分析、加速度傳輸比、平坦度

Abstract

This work aims to discuss the use of the same vertical auxiliary table applied to different vibration testing machines and evaluate the table flatness as well as the table vibration characteristics. The same vibration table attached to different vibration testing machines is performed operational modal analysis to obtain the acceleration transmissibility between the base excitation input and the table response output. The vibration modes of the table in conjunction with different machines can also be determined and evaluated as well as the acceleration transmissibility. The experimental measurement of table flatness is also carried out based on the white-noise test specification. The performance indices (PIs) of the table flatness are defined to study the table performances for different machines. A procedure to predict the table flatness performance is then introduced and validated its correctness in comparison to the measured data. Results show the prediction of flatness PIs is successful. Different control sensor locations can then be selected to predict the PIs for different machines. The PIs for the table used in different machines can be characterized. The developed methodology is useful for the practical application of the table to different machines and provides evaluation tool to calibrate the

table performance, especially for different vibration test machines.

Keywords: Vertical Auxiliary Table, Operational Modal Analysis (OMA), Acceleration Transmissibility, Flatness

1. 前言

如今科技已越來越先進，凡事講求精緻與精密，相對的越精密的產品越容易受外在的影響，因此需要進行環境應力篩選。然而，振動測試也是其中相當重要的一環，振動試驗機主要用以模擬測試物長時間處於環境振動情形，可進行水平式與垂直式的測試，由於試驗機可進行垂直式測試之面積較小，故需架設輔助平台用以擴充測試面。但是不同的輔助平台結構都會有不同的振動特性，因此須對輔助平台結構進行振動分析，了解其振動特性，並探討輔助平台在指定之工作規範激振下是否能保持良好的平坦度。本文主要為探討應用相同振動試驗機之垂直輔助平台（簡稱平台）搭配不同振動試驗機之特性比較。

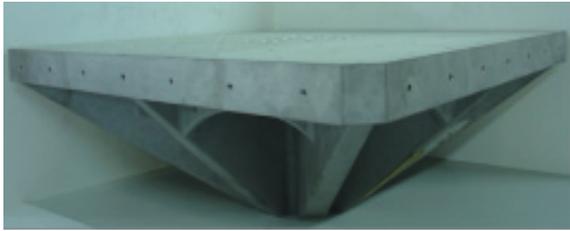
過去對於實驗模態分析（experimental modal analysis, EMA）技術及模型驗證技術已有諸多的探討，實驗模態分析屬於一種振動量測技術，在謝 [1] 介紹了振動量測中所必須使用的感測器種類，並說明整個實驗模態分析進行的步驟，說明每個步驟的涵義及其應用。由王等人 [2] 對振動試驗機激振器音圈結構，應用有限元素分析及實驗模態分析，求得音圈結構之模態參數及頻率響應函數，並完成模型驗證。Wang and Li [3] 以有限元素法（finite element method, FEM）進行數值求解，及 ANSYS 軟體建構船之有限元素模型進行振動分析，並以等比例建造一縮小的實際模型進行實驗模態分析，針對隔振系統進行模型驗證，以得到等效實際結構的有限元素模型。Turek and Ventura [4] 針對一座高速公路橋進行振動測試，使用 SAP2000 分析軟體建構有限元素模型，以 Enhanced frequency domain decomposition (EFDD) 及 Stochastic Subspace Identification (SSI) 兩種實驗方法進行實驗量測，主要為運用實際量測之結果來驗證電腦模型，以設計更好的結構來抵抗地震所造成的破壞。然而一般小結構實驗分析皆是以衝擊錘為驅動

器，在王栢村和王重杰 [5] 應用壓電片為驅動器進行實驗模態分析，並推導樑之理論方程式進行理論振動分析，包含了懸臂樑的自由振動分析及懸臂樑壓電片的強制振動分析，驗證顯示使用壓電片為驅動器，亦可求得懸臂樑之自然頻率、模態振型及阻尼比。陳等人 [6] 由驗證電腦風扇外殼結構的自然頻率及模態振型，了解主要影響風扇外殼振動量的位置，對結構進行幾何變更設計，經由二次分析顯示變更設計後之結果已達到設計目標。Wang et al. [7] 主要結合有限元素分析（finite element analysis, FEA）及實驗模態分析（EMA）進行自由邊界及固定邊界下平台之模型驗證，及理論及實驗的平坦度分析驗證，將以上步驟發展成垂直輔助平台設計變更之作業流程，並以實際範例介紹確認流程之可行性。王等人 [8] 對 750x750 型振動試驗機垂直輔助平台進行 EMA 及操作模態分析（operational modal analysis, OMA）實驗，探討平台於靜態及動態之振動特性並比較之，比對進行兩種實驗所得之平台模態參數，確認以 OMA 結果於進行模型驗證之可行性。

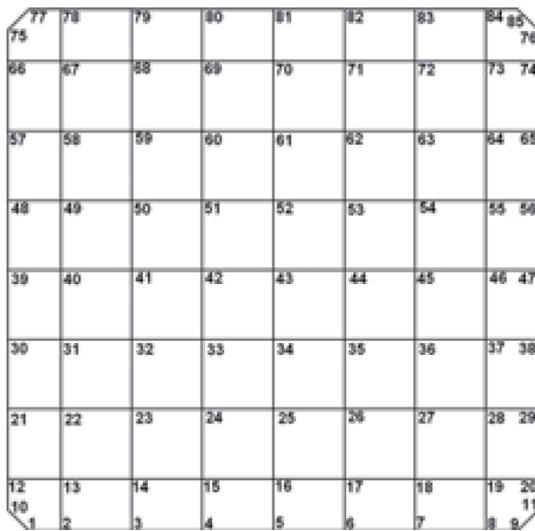
王等人 [9] 發展一套平台平坦度性能指標評估模式，以有限元素分析之結果進行理論平坦度分析，也應用由操作模態分析技術演變而來的平坦度量測技術，量測平台於振動試驗機之實際為實驗平坦度分析，驗證所推導之平坦度性能指標之正確性。王等人 [10] 對垂直輔助平台進行 FEA、EMA 及 OMA，由 3 種分析相互驗證，分別了解平台於靜態及動態的振動特性，最後並將結果進一步進行平坦度分析。Wang et al. [11] 探討對 750x750 型垂直輔助平台進行幾何模型變更設計，對新設計平台進行理論之模態分析及頻率響應分析，求得新設計平台之模態參數與頻率響應函數，平台並進行平坦度預測分析，再與原始設計平台進行比對了解其差異性。Richard 與 Champoux [12] 應用傳統模態分析、操作模態分析（OMA）及操作變型振型（operational deflection shape, ODS）對腳踏車進行騎乘舒適性探討，分別求得腳踏車之自然頻率及模態振型並比較之，發現腳踏車之前輪結構為主要影響騎乘之舒適度。

表 1 振動試驗機型號與代號說明表

代號	振動試驗機型號
A	KD-9363EM-600F2K
B	KD-9363EM-600F2K
C	KD-9363EM-1000F2K



(a) 750x750 型垂直輔助平台 [8]



(b) 實驗量測規劃點 [8]

圖 1 平台實際結構與實驗量測點規劃示意圖

本文目的為應用相同平台於不同振動試驗機進行 OMA 實驗，並探討平台振動特性，且進行單點控制點之實際平坦度量測實驗，也進行平坦度分析，最後驗證平坦度預測方法之正確性，並探討平台於不同試驗機時所呈現之平坦度，有助瞭解相同平台於不同試驗機之性能比較。

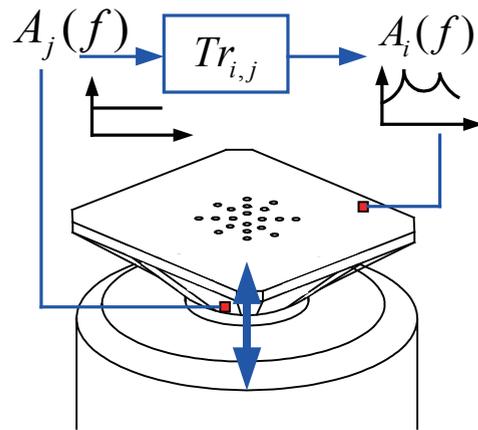
2. 操作模態分析 (OMA) 實驗分析

本文所探討之垂直輔助平台，鎖固於振動試驗機音圈上進行操作模態分析，本節將說明操作模態分析之理念與實驗方法，並將平台搭配不同型號之振動試

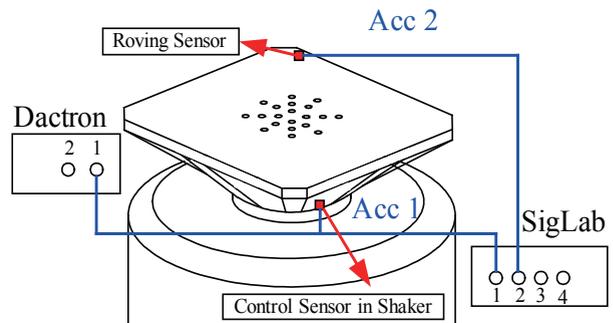
驗機進行實驗量測，且探討其結果。表 1 為振動試驗機型號，A、B 兩部振動試驗機是同型號之不同試驗機，試驗機推力均為 600 kgf，使用頻寬 1-2000 Hz，且可進行水平式及垂直式方向振動試驗，C 試驗機推力為 1000 kgf，使用頻寬 1-2000 Hz，只能進行垂直式振動試驗。本文所使用之垂直輔助平台為 750x750 型垂直輔助平台 [8] 如圖 1(a) 所示，本節將探討平台搭配不同試驗機之 OMA 實驗量測方法及平台之振動特性。

2.1 OMA 實驗架構與方法

圖 2(a) OMA 實驗系統架構與訊號方塊圖，由控制點加速度計 $A_j(f)$ 之訊號回授控制振動試驗機產生白噪音 (White Noise) 隨機激振訊號，對平台進行基座激振，再以加速度計 $A_i(f)$ 於平台頂面進行如圖 1(b)85 點量測規劃點 [8] 之響應量測。



(a) OMA 實驗系統架構與訊號方塊圖



(b) OMA 實驗儀器架設示意圖

圖 2 OMA 實驗系統架構說明與儀器架設圖

圖 2(b) 為 OMA 實驗儀器架設示意圖，將振動平台鎖固於振動試驗機上，以振動試驗機之激振器產生白噪音之隨機訊號作為輸入，以 1 個加速度計於激振音圈上做為控制輸入點 $A_i(f)$ ，振動試驗機頻寬取 20-500 Hz，測試時間為 2 分鐘，輸入振動位準為 $0.0005 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ，解析條數 100 條；頻譜分析儀則設定頻寬 0-500 Hz，解析條數 2048 條，量測平均 50 次，加以 Hanning 視窗解析頻率，以加速度計量測平台頂面各點的加速度，以求得頻率響應函數 (frequency response function, FRF)，其物理意義為加速度輸出與加速度輸入之頻率響應函數，稱為加速度傳輸比 (acceleration transmissibility)，單位為 g/g。

2.2 不同振動試驗機之 OMA 之結果與討論

經由 OMA 完成後可得到平台上各個量測點的 FRF，也稱為加速度傳輸比 $Tr_{i,j}$ ，將各量測點之 FRF 排列顯示如圖 3 所示，為平台於不同振動試驗機之 FRF 瀑布圖，由圖 3 中的峰值可確認平台之模態自然頻率發生處，可發現在同一頻率下各個量測點的峰值有其規律性排列。

將所得之平台系統參數 $Tr_{i,j}^A$ 、 $Tr_{i,j}^B$ 、 $Tr_{i,j}^C$ ，使用 ME'scopeVES 軟體進行曲線嵌合，可得到平台之模態參數，包括自然頻率 f_n 及模態振型 ϕ_n ，表 2 為平台於不同振動試驗機之自然頻率與模態振型，表 2 所呈現之模態振型皆為旋轉的剛體模態，比對圖 3 與表 2，發現在圖 3 瀑布圖中， $Tr_{i,j}^A$ 較為明顯的峰值為 450 Hz 左右， $Tr_{i,j}^B$ 為 120 Hz、160 Hz 及 500 Hz， $Tr_{i,j}^C$ 則是 330 Hz 與 390 Hz 左右，與表 2 之自然頻率相對應。

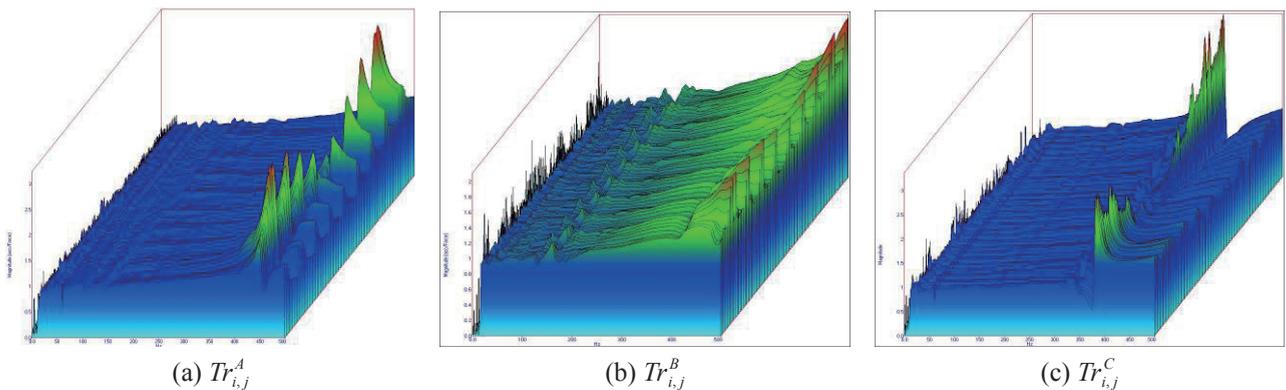


圖 3 平台於不同振動試驗機之平台 FRF 瀑布圖

由表 2 可知，相同平台於 A、B 兩部同機型試驗機，其基本模態特性相同，唯有自然頻率略有不同。當平台搭配推力較大的 C 試驗機時，因為試驗機的移動件音圈質量較大，故平台各模態頻率會相對較低，但模態特性仍相似。

3. 平坦度實驗量測與分析

對相同平台於不同振動試驗機進行實際平坦度實驗量測，其量測動作原理與 OMA 實驗相同，差別於控制點位置不同，皆為得到平台之加速度傳輸比，以下將探討平坦度實驗量測架構與定義平坦度性能指標，並探討其平坦度結果。

3.1 平坦度實驗量測架構

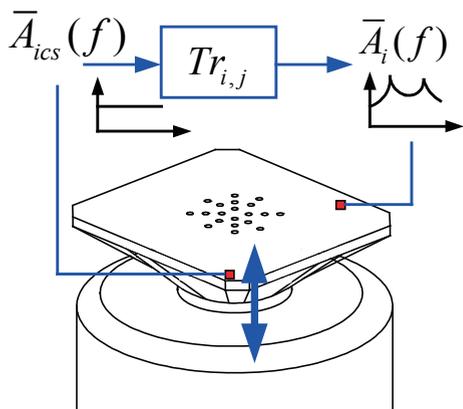
平坦度實驗量測架構與 OMA 實驗理念相同，圖 4 為平坦度實驗量測系統架構與儀器架設示意圖，是將加速度計控制點輸入放置於平台上，在此設定於平台之角落點，移動另一加速度計量測平台上每個量測規劃點的響應輸出如所示，進而得到控制點輸入 $\bar{A}_{ics}(f)$ 與響應輸出 $\bar{A}_i(f)$ 之加速度傳輸比。

3.2 定義平坦度性能指標

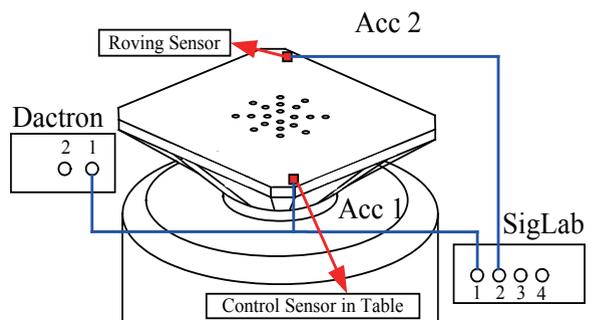
在此引用王等人 [8] 所發展之平坦度評估模式，首先假設平台有 N_s 個量測點，有 N_f 個解析頻率，量測各個量測點的激振輸入 $\bar{A}_{ics}(f)$ 與響應輸出 $\bar{A}_i(f)$ ，即可定義平台測試面的平坦度 $\epsilon_i(f_k)$ ：

表 2 平台於不同振動試驗機之自然頻率與模態振型表

模態數 / 自然頻率	A 試驗機	模態數 / 自然頻率	B 試驗機	模態數 / 自然頻率	C 試驗機
A-1/ 100Hz		B-1/ 96.9 Hz		—	—
A-2/ 145 Hz		B-2/ 167 Hz		C-1/ 150 Hz	
A-3/ 447 Hz		B-3 418 Hz		C-2/ 344 Hz	
A-4/ 453 Hz		B-4 500 Hz		C-3/ 382 Hz	



(a) PI 實驗系統架構與訊號方塊圖



(b) PI 實驗儀器架設示意圖

圖 4 PI 實驗系統架構說明與儀器架設圖

$$\begin{aligned}\varepsilon_i(f_k) &= \frac{\bar{A}_i(f_k) - \bar{A}_{ics}(f_k)}{\bar{A}_{ics}(f_k)} \\ &= \frac{\bar{A}_i(f_k) - A_{input}}{A_{input}}\end{aligned}\quad (1)$$

即在 f_k 頻率，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。而 $\varepsilon_{i,avg}^f$ 為將第 i 個量測位置，對所有 N_f 個解析頻率加速度振幅誤差百分比取總和的平均值，可表示如下：

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

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

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

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：

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

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

其中， ε_{max} 及 ε_{min} 分別為 ε_i^f 最大值及最小值。 ε_i^f 如式 (2) 為在第 i 個量測位置，所有 N_f 個解析頻率加速度振幅誤差百分比之總和。

圖 5 為平坦度性能指標示意圖表示，圖中所示的圖形為平坦度圖， PI_{avg} 為平台響應誤差之平均值，而 PI_{diff} 為 ε_i^f 最大值 ε_{max} 與最小值 ε_{min} 之差異量， PI_{avg} 越接近零，表示越接近所定義之控制輸入頻譜， PI_{avg} 越小表示誤差變異越小。因此可以以此兩個平坦度性能指標，以量化方式評估平台於振動試驗機時的振動品質。

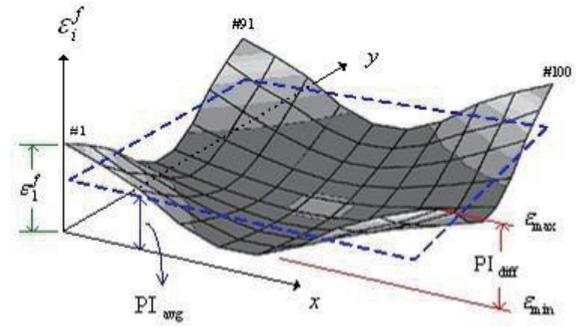


圖 5 平坦度性能指標示意圖 [8]

3.3 平坦度實驗量測結果與討論

完成實際平坦度實驗量測，可得到平台上控制點輸入與響應輸出之加速度傳輸比，藉由王等人 [8] 發展之平坦度性能指標可得到該控制點下之平台平坦度，圖 6 為平台於不同振動試驗機試驗時，當控制點在第 1 點時，進行平坦度實驗量測所得之 ε_i^f 平坦度圖，圖中以粗線標示處為 $PI_{avg}=0$ ，表示在此處平台能有有效的傳達振動試驗機產生的激振訊號。圖 6(a) 為 A 試驗機之 ε_i^f 平坦度分佈圖，零點處較傾向於四角對稱，但是並無完全對稱，圖 6(b) 為 B 試驗機，其零點處較無規則，但偏向於左下角，圖 6(c) 則為 C 試驗機，其零點處則是圍繞著中心，3 部試驗機皆沒有呈現對稱，且都傾斜於在控制點處。

表 2 為平台於不同振動試驗機平坦度實驗量測之平坦度值，由 PI_{avg} 來看為 C 試驗機最趨近於零，結果較好，但 PI_{diff} 皆在 13-16% 左右，表示平台應用於不同振動試驗機時，其平坦度的差異性並不大。

4. 平坦度預測分析

經由 OMA 實驗獲得平台之系統參數 $Tr_{i,j}$ 將結合平坦度實驗量測之平坦度分析理念，進行實驗平坦度預測，並將預測結果與平台實際量測而得之平坦度驗證。

4.1 平坦度預測方法

平坦度預測方法為延伸平坦度實驗量測的理念，首先，定義控制點 ics 有 1-81 點（將 85 點量測規劃點去除 4 個角落點），假設 $A_{ics}(f)$ 為白噪音的激振

訊號輸出，藉由 OMA 所得之平台系統參數 $Tr_{i,j}(f)$ ，反推求得輸入之激振訊號 $Z_{ics}(f)$ 如圖 7(a) 定義新激振訊號輸入之訊號方塊圖，也可表示成：

$$Z_{ics}(f) = \frac{A_{ics}(f)}{Tr_{i,j}(f)} \quad (6)$$

再以 $Z_{ics}(f)$ 為激振訊號輸入，得到平台頂面 81 點的響應輸出 $\hat{A}_i(f)$ 如圖 7(b) 定義新響應輸出之訊號方塊圖，最後進行平坦度預測分析，可寫成：

$$\hat{A}_i(f) = Z_{ics}(f) \cdot Tr_{i,j}(f) \quad (7)$$

表 3 平台於不同振動試驗機平坦度實驗量測之平坦度值

控制點號碼	PI _{avg} (%)	PI _{diff} (%)	ε _{max} (%)	ε _{min} (%)
A-PI (#1)	-3.7812	15.342	5.2411	-10.101
B-PI (#1)	1.1518	13.33	9.0369	-4.2927
C-PI (#1)	0.63462	15.838	10.276	-5.5616

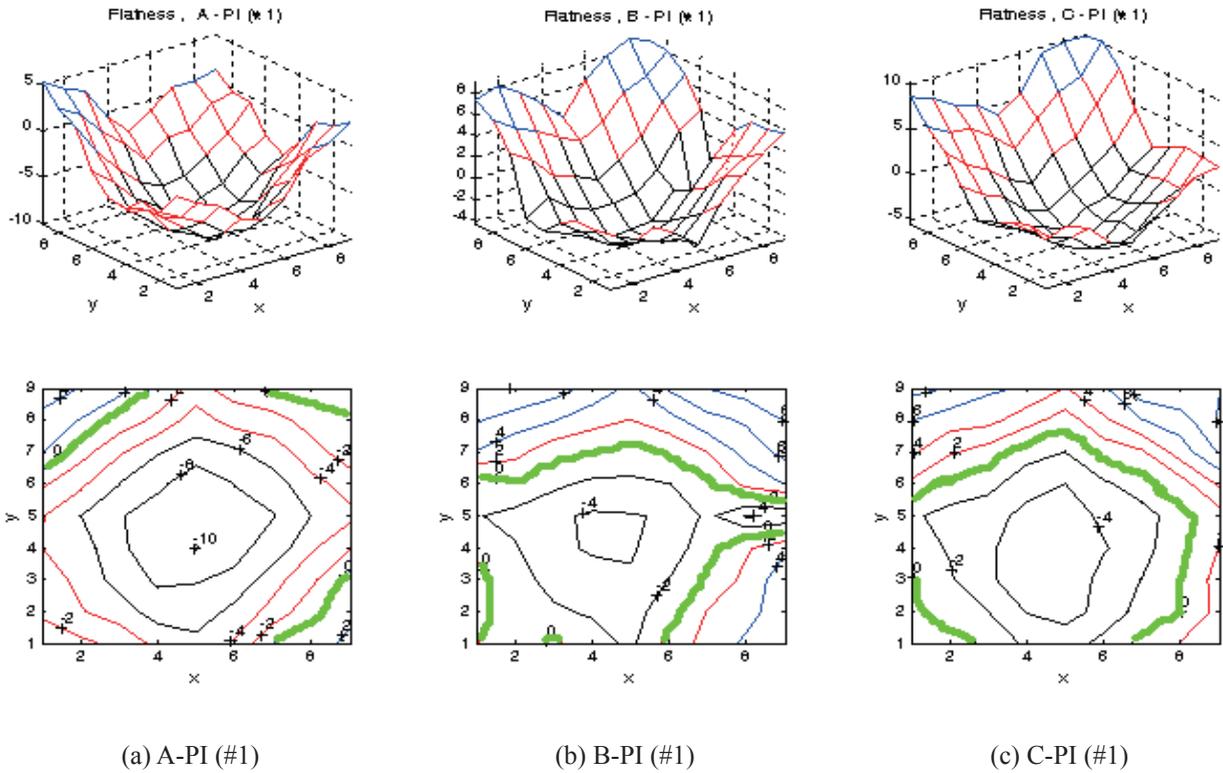


圖 6 平台於不同振動試驗機平坦度實驗量測之平坦度圖

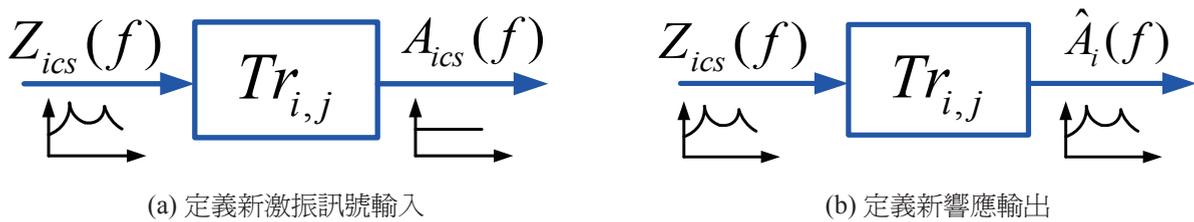


圖 7 平坦度預測分析之訊號方塊圖

由式 (6)(7) 即可模擬控制點 ics 的實驗數據，進而執行平坦度預測分析。

4.2 平坦度預測結果驗證

將實際平坦度量測結果與平坦度預測結果進行比較驗證，由圖 8 所示為控制點於第 1 點之實際平坦度量測與實驗平坦度預測之平坦度圖，分別兩兩比對 (a) A-PI (#1) 與 (d) A-OMA (#1)，(b) B-PI (#1) 與 (e) B-OMA (#1)，(c) C-PI (#1) 與 (f) C-OMA (#1)，由平台於 A 試驗機之實際平坦度與預測平台度結果相當吻合，於試驗機 B 時，則有些許差異，其平坦度分佈趨勢對應也相當良好，在 C 試驗機時，平坦度預測有局部性的差異，可能原因為所求得之 Tr_{ij}^C 有些許誤差而導致的。

再由表 3 實際平坦度量測與實驗平坦度預測之平坦度值做比較， PI_{avg} 與 PI_{diff} 預測皆與實際之結果相近，因此由平坦度圖與平坦度值的比對驗證，可確認實驗的平坦度預測是可靠有效的。

4.3 平坦度預測

經由驗證確認平坦度預測分析之有效性，亦可模擬不同控制點 ics 之平坦度預測及整體平坦度評估預測，圖 9 為控制點 ics 於第 50 點（平台中心點）之實驗平坦度預測之平坦度分佈圖，由平坦度圖可發現當控制點於第 50 點時，平台搭配於振動試驗機 B 進行激振下，平台呈現平坦部分較廣。再由表 4 的平坦度值發現， PI_{diff} 不論是在第 1 點或第 50 點大約都在 14-

表 4 控制點 (#1) 實際平坦度量測與實驗平坦度預測之平坦度值

控制點號碼	$PI_{avg}(\%)$	$PI_{diff}(\%)$	$\epsilon_{max}(\%)$	$\epsilon_{min}(\%)$
A-PI (#1)	-3.7812	15.342	5.2411	-10.101
A-OMA (#1)	-1.83	14.778	6.8165	-7.9619
B-PI (#1)	1.1518	13.33	9.0369	-4.2927
B-OMA (#1)	1.058	13.977	9.2852	-4.6914
C-PI (#1)	0.63462	15.838	10.276	-5.5616
C-OMA (#1)	-0.74938	16.839	9.0344	-7.8045

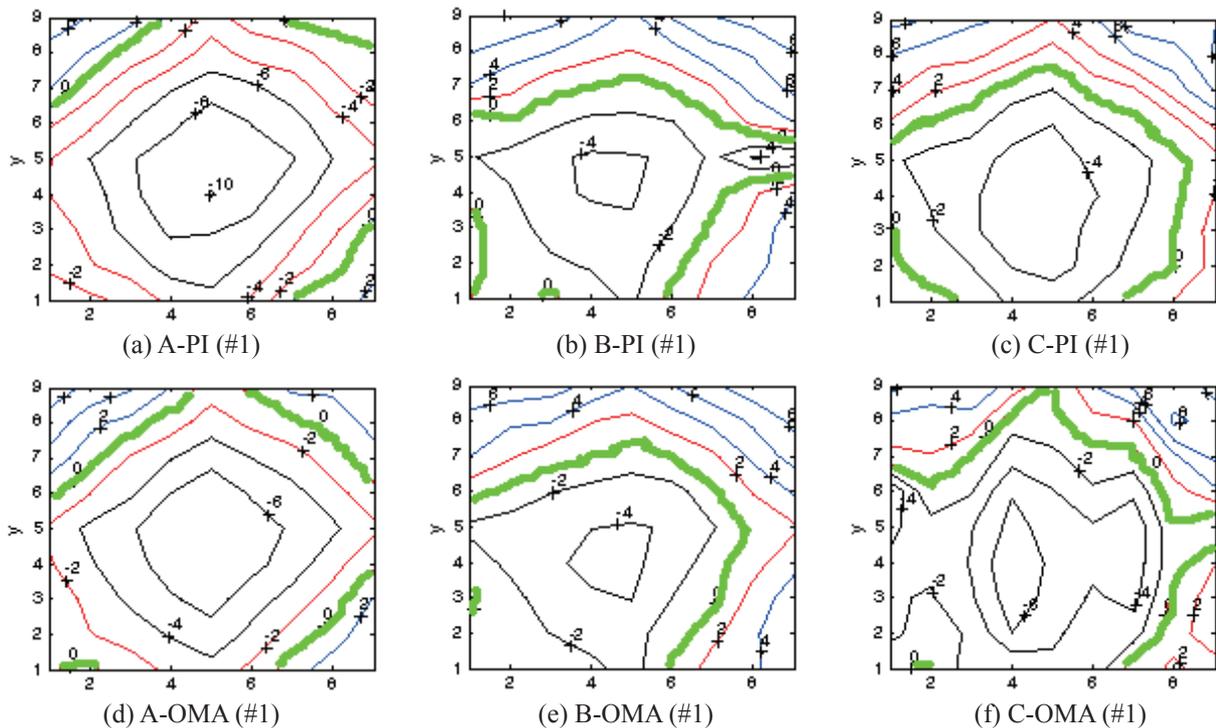


圖 8 控制點 (#1) 實際平坦度量測與實驗平坦度預測之平坦度圖

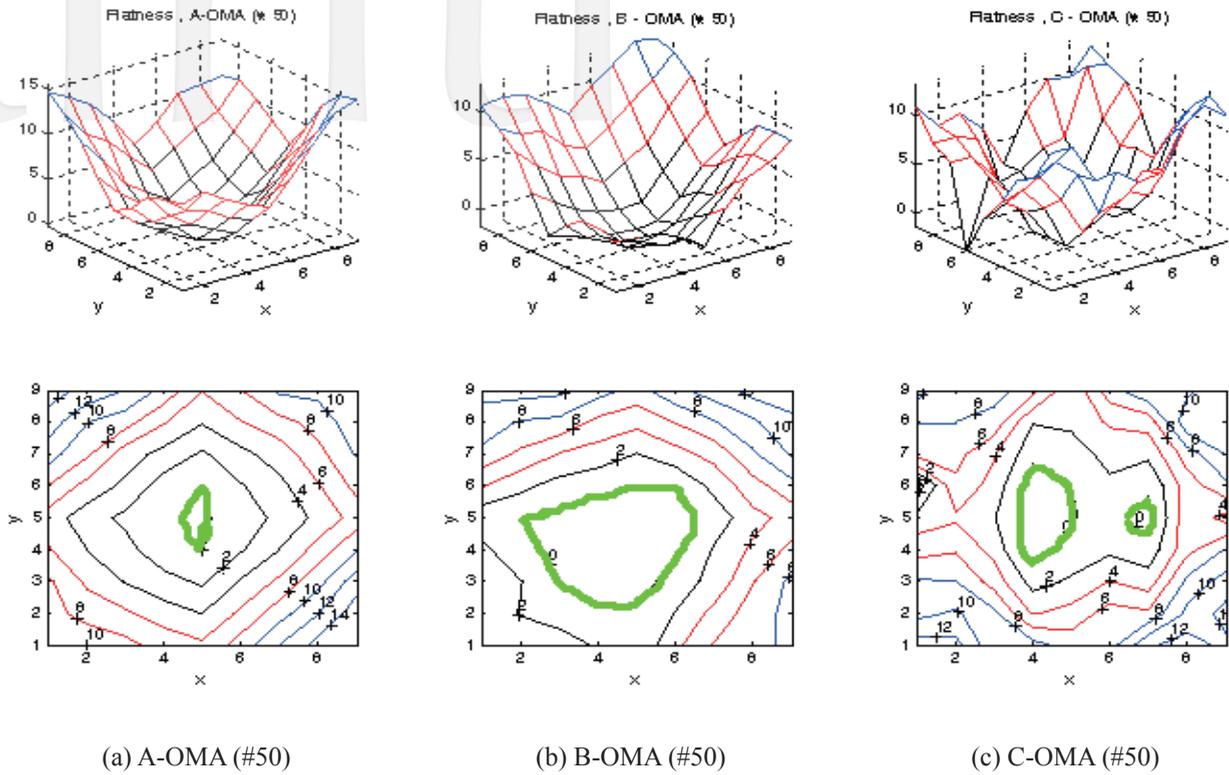


圖 9 控制點於第 50 點實驗平坦度預測之平坦度圖

表 5 控制點於第 50 點實驗平坦度預測之平坦度值

控制點號碼	$PI_{avg}(\%)$	$PI_{diff}(\%)$	$\epsilon_{max}(\%)$	$\epsilon_{min}(\%)$
A-OMA (#50)	7.049	15.819	15.524	-0.29502
B-OMA (#50)	4.3955	14.441	12.737	-1.7047
C-OMA (#50)	5.9349	14.484	13.104	-1.3792

16% 左右，就振動試驗之需求而言， PI_{avg} 與 PI_{diff} 值若能越接近 0%，則呈現平坦的部分將會越廣，將越有利於振動試驗。

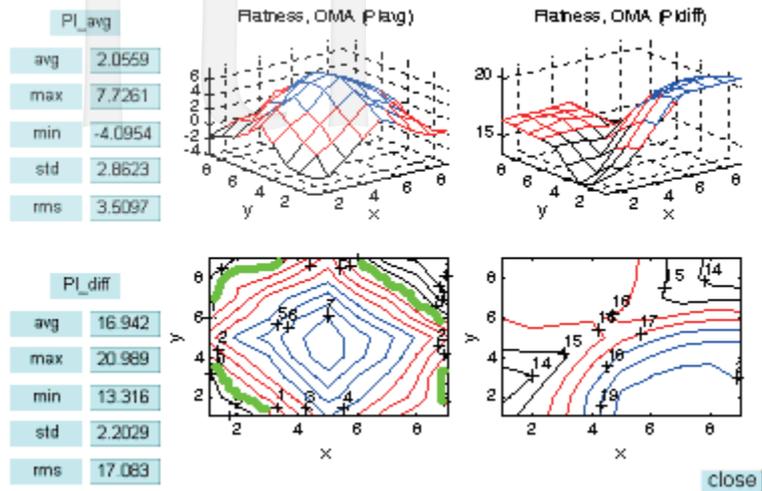
當控制點 $ics=50$ 時，為接近平台中心位置，若以平坦度為 2% 以內的誤差量來探討，平台具有良好平坦度部分，涵蓋了整個中心面，與控制點於角落時只呈現某些特定位置有良好平坦度相較下，可確認當控制點接近中心時，對平台平坦度特性較佳。

完成單點量測控點預測驗證後，也可進行平台在不同控制點位置之整體平坦度評估，圖 10(a) 為平台於 A 試驗機之整體平坦度，左圖為 PI_{avg} 分佈圖，平均值為零以粗線表示，也就是基於平坦度指標的較佳控制點選擇位置，右圖為 PI_{diff} 分佈圖，呈現斜方向對稱形式，在 14-20% 之間。圖 10(b) 為平台於 B 試

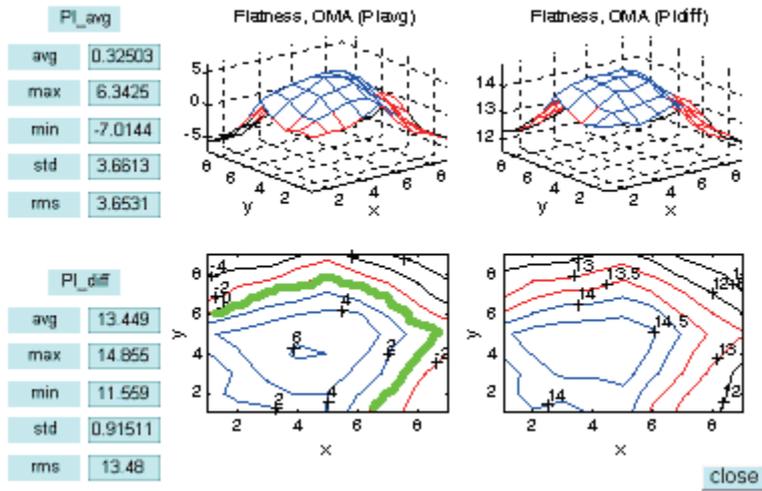
驗機時， PI_{avg} 分佈圖與 A 試驗機相似，但是 PI_{diff} 則不相同，控制點在中心位置時， PI_{diff} 值最低約 14%。圖 10(c) 則為平台於 C 試驗機時，特性探討同前，但在 C 試驗機時， PI_{avg} 與 PI_{diff} 有些部份成不穩現象，應為實驗量測不穩定之影響。綜合而言，若以平坦度指標 PI 數值判斷，則是平台於 B 試驗機時，總體平坦度較佳。

5. 結論

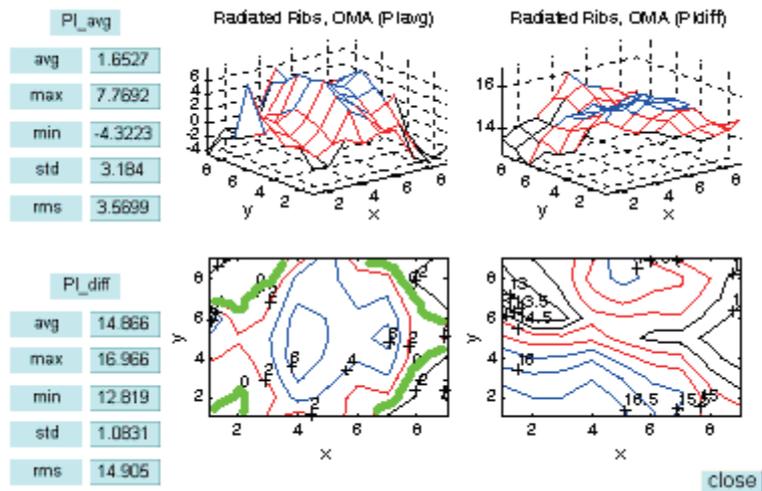
本文探討相同平台於不同振動試驗機搭配進行振動試驗時，平台平坦度性能比較，經由平台之 OMA 實驗、實際平坦度量測及平坦度預測分析與驗證，綜合結論如下：



(a) 平台於試驗機 A



(b) 平台於試驗機 B



(c) 平台於試驗機 C

圖 10 平台於不同試驗機之整體平坦度評估

- (1) 對相同平台搭配不同振動試驗機進行 OMA 實驗，分別可以得到平台的系統參數，由 FRF 瀑布圖與模態參數比較，平台於不同振動試驗機上所呈現的模態特性是相同的，唯有自然頻率發生處會有不同。
- (2) 進行單點控制的實際平坦度量測實驗，並進行平坦度分析，可得到實際平台的平坦度，即使相同平台搭配於型號相同的兩部振動試驗機上，所得之平坦度結果卻不相同，但平坦度是有相同趨勢的。
- (3) 由實驗平坦度預測與實際平坦度量測結果進行驗證，確認了實驗平坦度預測是可靠有效的，故可應用於預測當控制點於不同位置之平台平坦度，也發現當控制點接近平台中心時，平坦度呈現平坦的範圍會相對較大，有利於振動試驗。
- (4) 由以上幾點結論，可確認本文所發展之實驗測試整體流程之正確性，往後可應用於快速評估新設計平台之平坦度評估，以及新平台搭配於不同振動試驗機之平坦度預測。

6. 致謝

本研究承蒙國科會計畫與金頓科技股份有限公司經費支助，特以致謝，國科會產學合作計畫編號 NSC-97-2622-E-020-003-CC3。

7. 參考文獻

- [1] 謝華棣。振動量測技術及其應用。機械月刊，1994，20 卷 12 期，229-236 頁。
- [2] 王栢村、林政淦、李昆達。激振器音圈結構之實驗模態分析與模型驗證。機械工程學會第 20 屆全國學術研討會，臺北市。2004；529-536 頁。
- [3] Wang G, Li L. Finite element analysis and experimental research on the reduction of vibration and structural noise in ship. in 8th International Congress on Sound and Vibration. Hong Kong, 2001; 1373-1380.
- [4] Turek M, Ventura C E. Vibration testing of the deltaport way bridge. in the IMAC-XXIII Conference, Orlando, FL, 2005; 205-311.
- [5] 王栢村、王重杰。應用壓電驅動器於懸臂樑之實驗模態分析。技術學刊，1997，12 卷 3 期，419-425 頁。
- [6] 陳永樹、張楯成、王慶順。風扇外殼結構動態分析與設計。第 26 屆全國力學會議，虎尾。2002；D030。
- [7] Wang B T, Zhuang F R, Lee D. Development of design process for auxiliary table of vibration testing machine. in 5th Conference on Sound and Vibration. Taipei, 2007; A-11.
- [8] 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 3 屆學術交流研討會，北京。2008；MB0809。
- [9] 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。機械工程學會第 22 屆全國學術研討會，中壢。2005；C3-026。
- [10] 王栢村、莊豐榮、李昆達。肋補強垂直輔助平台平坦度性能指標之分析與驗證，機械工程學會第 23 屆全國學術研討會，臺南市。2006；C3-028。
- [11] Wang B T, Huang Y X, Lee D. Different design of vertical auxiliary tables and flatness evaluation. in 15th International Congress on Sound and Vibration. Daejeon, 2008; F0606.
- [12] Richard S, Champoux Y. Evaluation of road bike comfort using classical and operational modal Analysis. in the IMAC-XXIII Conference. Orlando, FL, 2005; 205-213.