

組合結構之有限元素模擬技術與模型驗證

Finite Element Modeling Techniques for Assembly Structures and Model Verification

王栢村¹ 謝宗廷¹ 陳正陽² 周芳俊²Bor-Tsuen Wang¹, Tsung-Ting Hsieh¹, Cheng-Yang Chen², Fang-Chun Chou²¹ 國立屏東科技大學機械工程學系

Department of Mechanical Engineering

National Pingtung University of Science and Technology

² 協鴻工業股份有限公司

She Hong Industrial Co., Ltd

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

摘要

有限元素分析已為工業界廣泛採用於產品設計，而有限元素模型之驗證與認證則是一個重要的課題，本文應用實驗模態分析於包含 7 個零組件的組合結構，進行模型驗證，說明執行模型驗證的原理與步驟。首先對每一個零組件進行驗證，透過實驗模態分析與有限元素分析所求得之模態參數相互驗證，然後再對螺栓接合之次組合結構建立有限元素模型，並驗證其等效性，最後對整體組件結構，包含螺栓接合狀態及斜楔緊裝配，進行整體結構之驗證分析。結果顯示在不同層次的組合結構有限元素模型能有效模擬典型的工具機組合結構，如螺栓組合及斜楔緊裝配。本文闡述模型驗證的理念，並探討一個複雜多組件結構的模型驗證之分析技術及實驗方法，可有效應用於其它工程結構之設計分析。

關鍵字：有限元素分析、實驗模態分析、模型驗證、螺栓接合結構、斜楔緊裝配、驗證與認證

Abstract

Finite element analysis (FEA) has been widely adopted for product design in industrial applications. The verification and validation (V & V) of FE model is a crucial and important issue. This work applies experimental modal analysis (EMA) to perform model

verification on the assembly structures that consists of seven individual components. The principle and procedure in carrying out model verification is presented. Firstly, each component is validated by examining modal parameters obtained from both EMA and FEA. The bolt-jointed sub-assembly structure is then constructed and validated for the effectiveness of FE model. The final assembly structure that composes oblique blocks for tight fits and bolted conditions is considered. Results show the finite element models of the assembly structures in different assembly stages for simulating the bolted joints and tight fits with oblique blocks can be well validated. The finite element modeling techniques are effective in simulating the typical assembly structure for a machine tool. This work lays out the model verification concept and provides the case study on a complex assembly structure with multiple components. The analytical techniques as well as the experimental approaches can be useful and applied to other industrial applications.

Keywords: Finite Element Analysis (FEA), Experimental Modal Analysis (EMA), Model Verification, Bolt-Jointed Structure, Oblique Block Tight Fit, Verification and Validation (V & V)

1. 前言

近年來工業技術發展迅速，高品質、高效率及低功耗已成新世代產品的必備條件，在傳統產品設計開發，每一個新的設計變動，都需要透過實際結構生產，並進行實際測試才能知道產品是否符合規範、是否需要重新設計，既花費時間也耗費生產成本，造成開發週期過長，產品失去競爭力，錯過最佳上市時機，也常為了防止結構破壞，而有過設計的情況發生。電腦輔助工程分析（computer aided engineering, CAE）則是能取代產品開發階段，實際結構生產與測試以縮短開發時間的方法。圖 1(a) 及 (b) 分別為未導入及導入電腦輔助工程分析的工具機產品開發流程 [1, 2]，在傳統實際生產工具機零組件或整機產品結構前，加入了電腦輔助工程分析（CAE），先進行虛擬測試（virtual testing）直到設計出符合規範的產品，再進行實際結構的生產與實際測試，相較於傳統設計流程，可以有更多的想法套用到產品設計，且不需耗費大量金錢於實際結構的生產測試，亦能有效的縮短開發週期，亦能在設計時發現產品的缺陷，實現設計端不只是設計，還有驗證與認證（verification and validation, V & V）分析，更能發現產品可能的潛在問題。

王、曹 [3] 與林等人 [4]，應用實驗模態分析的手法，分別對平板結構以及圓柱形薄殼結構之有限元素模型，進行模型驗證，說明進行驗證的步驟以及實驗

方式與架構，最後比對模態參數之等效性，完成模型驗證。

Lucas et al. [5] 應用實驗的方法對直升機飛彈發射臺有限元素模型進行確認，文獻中詳細說明該有限元素模型的發展技巧。胡與黃 [6] 應用模型驗證的手法於汽車煞車卡鉗，驗證內含面對面接觸元素之有限元素模型，再將已驗證之模型，施加車輛煞車時所受之力量，進行虛擬測試，最後確定該卡鉗之強度足以承受車輛煞車時，加諸於卡鉗上之外力。McCann et al. [7] 利用實驗的方法求得大客車座椅之模態參數，透過有限元素法進行設計變更，並應用有限元素法探討設計變更後之可行性。最後使得座椅壽命延長，解決座椅於使用年限之前損壞的情況發生。

Wang [8] 應用虛擬測試進行打擊樂器設計，指出進行虛擬測試的步驟為：(1) 模型驗證（model verification），(2) 響應預測（response prediction），(3) 模型變更（model modification）或設計變更。將響應預測的結果作為模型變更的依據，最後達到設計目標。Wang et al. [9] 應用模型驗證於多功能車（utility vehicle, UV）車架，並探討車架彎曲剛性及扭轉剛性之響應預測，進行 UV 車架結構輕量化設計，最後獲得彎曲及扭轉剛性提升，且整體車架重量減輕之新型 UV 車架。

Jose and Jeffrey [10] 以有限元素分析法，探討中心小孔之圓盤結構受側向負荷壓力結構之應力集中處，由分析結構得知主要應力集中區位於圓盤圓孔內

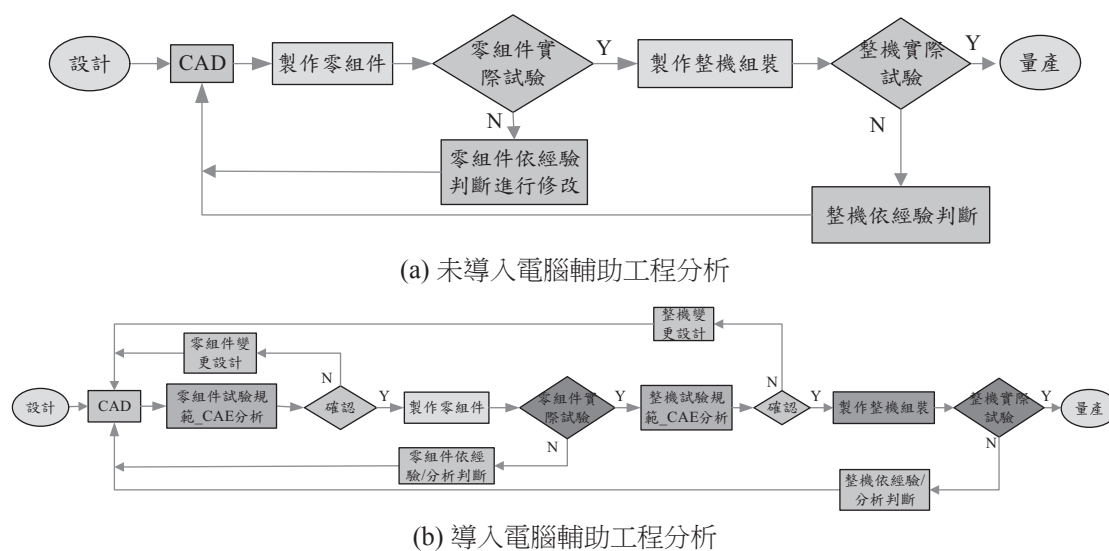


圖 1 工具機產品開發流程 [1]

部邊緣部分。Kim et al. [11] 以簡易螺栓鎖固之搭接平板為實體結構，以實驗模態分析的結果為目標，探討不同螺栓鎖固有限元素模型的正確性，最後得知，欲模擬螺栓鎖固效應，以螺栓實體模型進行模擬最能接近實際情況，但若使用樑元素施加初始應變以模擬，則可節省 62% 計算時間，及 21% 的記憶體使用量，仍可達到模擬螺栓鎖固效應。Roman and Joakim [12] 探討螺栓數目與結構疲勞破壞之間的關係，由分析結果顯示銜接處之疲勞壽命與螺栓數目呈現線性比例，因此可推算出結構受疲勞破壞之壽命。

王等人 [13] 應用樑元素施加初始應變的方法，建立工具機螺栓接合結構之有限元素模型，並在接觸面選用無厚度面對面接觸元素，最後透過實驗模態分析的驗證，獲得輸出響應等效於實際結構的螺栓鎖固結構有限元素模型。

圖 2 為模型驗證流程圖，此圖是以振動的實驗手法，亦即實驗模態分析 (experimental modal analysis, EMA)，驗證有限元素模型的流程圖。進行模型驗證時，會先以 FEA 進行模態分析 (modal analysis)，透過理論的運算了解結構的模態參數 (modal parameter) 包括：模態振型以及自然頻率，可參考理論模態振型以規劃實驗模態分析的實驗量測點數，進行實驗。量測頻率響應函數 (frequency response function, FRF)，再進行曲線嵌合 (curve

fitting)，求得實際結構的模態參數，包括：自然頻率、模態振型及阻尼比，並以此實驗所得模態參數為依據，修正有限元素模型，使得有限元素模型之系統響應能同等於實際結構所測得之響應，以完成模型驗證。模型驗證的目的在確認有限元素模型的等效性，唯有確認模型與實際結構的等效性，進行後續的分析才能代表實際結構，也就是確認有限元素模型參數的設定是否正確。

圖 3 為本文中多組合件的組裝流程圖，此多組合件由滑件、背板、基座以及二個斜楔所組成，其中滑件與背板透過螺栓鎖固接合，為成一階段組合，再利用斜楔將基座和滑件與背板組合件進行緊配合組裝。

圖 4 為本文探討之多組合件結構模型驗證流程圖，如圖所示首先要先將個別的零組件進行模型驗證，接著再將滑件與背板接合，加入接觸元素以及模擬螺栓鎖固效應之樑元素之後再次進行模型驗證，待驗證完後再組合基座以及二斜楔，在此處亦加入接觸元素，並加入單位位移在斜楔上以模擬斜楔的緊配合效應，再次進行模型驗證，以獲得等效於實際結構的有限元素模型。

模型驗證為一個驗證虛擬分析模型的手法，其價值在於後續的應用。圖 5 為設計變更流程圖，將已驗證的有限元素模型進行響應預測，以了解結構能否合乎要求標準，若不能則進行設計變更。此流程圖雖然與傳統設計變更流程相同，但若以虛擬測試手法進行，將可省去開發階段實際結構生產時間，以及實驗規劃與後續數據整理解析時間，能有效的縮減產品的開發週期。

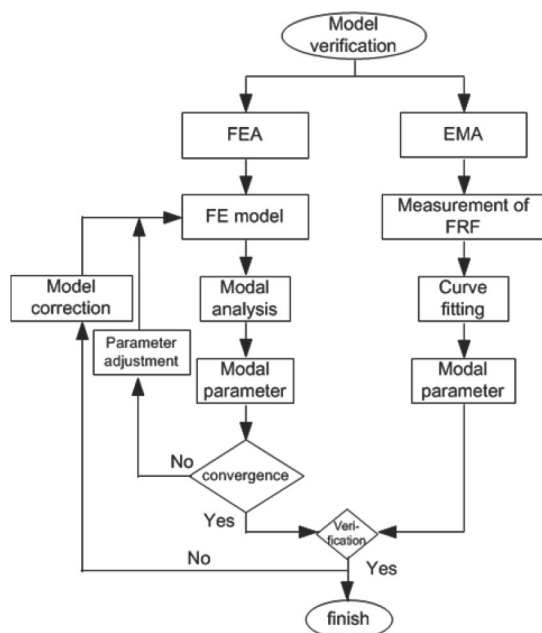


圖 2 模型驗證流程圖

2. 滑件與背板組合件模型驗證

本節將說明工具機多組合件模型驗證流程，包含有限元素模型建立及實驗模態分析方法，此多組合件為背板透過螺栓與滑件固定接合，將已驗證過之零組件進行組合，加入樑元素施加初始應變模擬螺栓鎖固效應，再搭配實驗模態分析，完成多組合件第一階段組合模型驗證。

2.1 滑件與背板組合件有限元素模型

多組合件組合流程圖如圖 3，此結構主要由滑件、背板、基座以及斜楔所組合而成，在滑件與背板

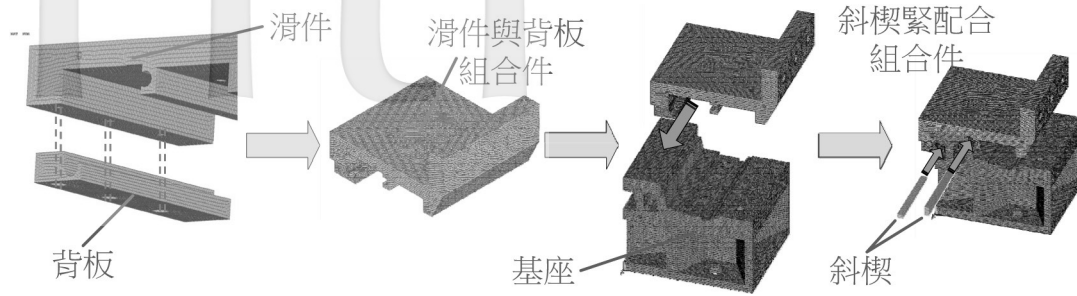


圖 3 多組零件組合流程圖

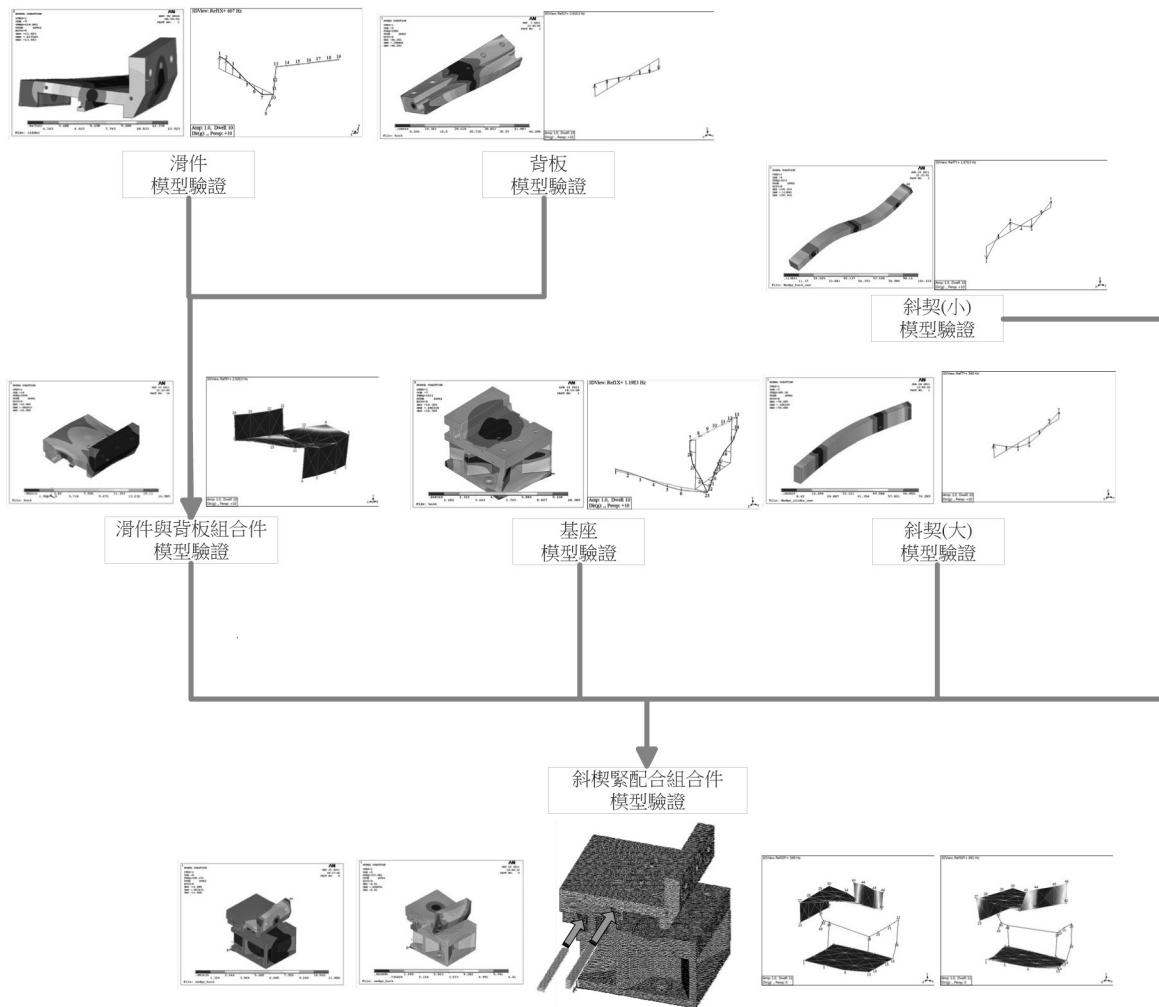


圖 4 多組零件結構之模型驗證流程

使用三根螺栓 (M15-1.5P-50L) 固定，再透過斜楔將滑件與背板組零件與基座接合，因此先針對滑件與背板組零件進行模型驗證，接著再進行斜楔配合之模型驗證。

圖 6 為滑件與背板組零件之有限元素模型，其螺栓的建構，利用三維樑元素附加初始應變，以模擬螺

栓鎖固時的鎖緊力，每個螺栓使用六根樑元素模擬，以減少應力集中的現象產生。

螺栓的初始應變 ϵ_0 的計算方式如下：

$$\epsilon_0 = \frac{\delta}{L} \tag{1}$$

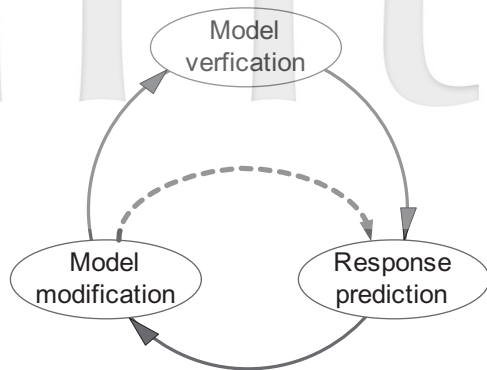


圖 5 設計變更流程圖

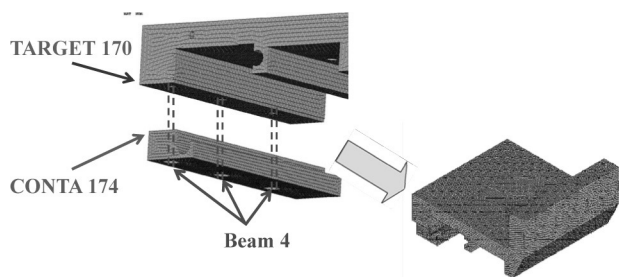


圖 6 滑件與背板組件之有限元素模型

螺栓鎖固後之變形 δ 可得如下：

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (2)$$

其中， P 為螺栓鎖固後所承受之拉力； L 為螺栓的長度； A 為螺栓的截面積； E 為螺栓的楊氏係數。

螺栓鎖固後所承受之拉力 P 之計算方式，可由鎖固之扭矩及螺紋的規格求得 [14]：

$$P = \frac{T}{[r_i \tan(\rho + \alpha) + r_c \mu_2]} \quad (3)$$

其中， T 為螺栓鎖緊之扭矩； r_i 為螺栓之節圓半徑； r_c 為螺栓頭半徑； α 為螺紋之螺旋角； ρ 為螺紋面摩擦角， μ_2 為螺栓頭與工件表面之摩擦係數。

螺紋面摩擦角可由以下方程式求得：

$$\rho = \tan^{-1}\left(\frac{\mu_1}{\cos \theta_n}\right) \quad (4)$$

其中， μ_1 為螺紋面之摩擦係數； θ_n 為假設螺旋之合力為一單力時之螺紋角。

假設螺旋之合力為一單力時之螺紋角 θ_n ，計算方式如下：

$$\theta_n = \tan^{-1}(\tan \theta \cos \alpha) \quad (5)$$

其中， θ 為原始螺栓之螺紋角； α 為螺栓之螺旋角。

螺栓之螺旋角 α ，計算方程式如下：

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{P_i \times n}{\pi D}\right) \quad (6)$$

其中， P_i 為螺距； n 為螺栓線數； D 為螺栓之節圓直徑。其假設螺旋之合力為一單力時，其角度位置如圖 7。鎖固用之螺栓規格為 M15-1.5P-50L 材質為中碳鋼 (S45C) 將其規格帶入方程式，計算以 1,200 kg-cm 扭力鎖固時其面壓力，接著換算變形量以及初始應變。其換算結果如表 1 所示，最後求得其螺栓之初始應變 $\epsilon_0 = 2.391 \times 10^{-3}$ 。將其值帶入樑元素的初始應變，

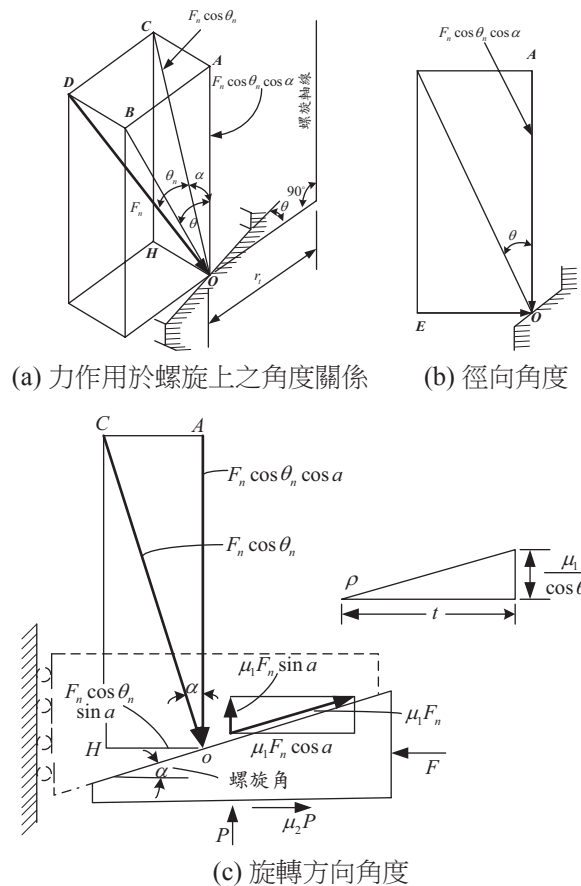


圖 7 假設螺旋之合力為一單力時之角度圖 [15]

表 1 螺栓受扭力鎖固時初始應變參數

項目	數值	備註
螺旋角 α	2.456°	由式 (6) 帶入螺距 $P_t = 1.5 \text{ mm}$ 、螺栓線數 $n = 1$ 以及節徑 $D = 11.13 \text{ mm}$ 得之
合力為一單力時螺紋角 θ_n	29.977°	由式 (5) 帶入原始螺紋角 $\theta = 30^\circ$ 、螺旋角 $\alpha = 2.456^\circ$ 得之
摩擦角 ρ	7.887°	由式 (4) 帶入螺紋面摩擦力 $\mu_1 = 0.12$ 、合力為一單力時螺紋角 $\theta_n = 29.977^\circ$ 度得之
拉力 P	46,558.74 N	由式 (3) 帶入螺栓節圓半徑 $r_t = 5.565 \text{ mm}$ 、螺栓頭半徑 $r_c = 12.6 \text{ mm}$ 、工件表面之摩擦係數 $\mu_2 = 0.12$ 及螺栓鎖緊扭矩 $T = 1,200 \text{ kg-cm} = 117,684 \text{ N-mm}$
變形量 δ	0.1195 mm	由式 (2) 帶入螺栓長度 $L = 50 \text{ mm}$ 、螺栓截面積 $A = 97.36 \text{ mm}^2$ 及螺栓的楊氏係數 $E = 200,000 \text{ MPa}$ 得之
應變量 ϵ_0	2.391×10^{-3}	由式 (1) 得之

並先執行計算初始應變的靜力求解，再進行計算具預應力 (prestress) 的模態分析，求得理論模態參數。

2.2 滑件與背板組合作實驗模態分析

本文以衝擊錘為驅動器 (PCB 086C03)，加速度計 (MEGGITT 27AM1-10) 為感測器，透過頻譜分析儀 SigLAB (model 20-42) 量取驅動器及感測器之訊號，經運算後得到結構之頻率響應函數及關連性函數，再將所測得之頻率響應函數匯入曲線嵌合軟體 ME' scopeVES，進行曲線嵌合，以求得結構之實際模態參數。圖 8(a) 為滑件與背板組合作之實驗點數規劃圖，實驗點數的規畫會參考有限元素分析所得之模態振型，以確保所規劃之實驗點數能測到目標頻率內之所有振型，而實驗點數的多寡將會影響實驗後所求得之模態振型解析度，過少時影響模態振型的判斷，過多時則增加實驗時間。

依照有限元素分析所得之模態振型，在滑件與背板組合作中總共規劃 24 個點，其中點 1 到 8 及點 17 到 24 為 X 方向敲擊實驗，而點 5 到 20 為 Y 方向敲擊實驗，因此總共可求得 32 筆頻率響應函數。

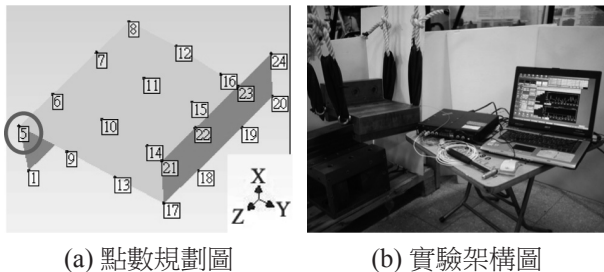


圖 8 滑件與背板組合作

圖 8(b) 為滑件與背板組合作之實驗架構圖，實際結構以彈性線懸掛以模擬自由邊界，實驗採用固定加速度計於點 5 如圖 8(a)，移動衝擊錘的方式進行。頻譜分析儀設定，頻寬採用 5,000 Hz，解析條數使用 8,192 條，解析頻率 3.125 Hz，觸發方式以衝擊力正斜率大於原始電壓 18% 以觸發，以每個點敲擊 3 次取平均。

2.3 滑件與背板組合作結果討論

表 2 為滑件與背板組合作之有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率誤差、實驗阻尼比及模態保證指標總表，由表可看出理論分析與實驗所得之自然頻率值對應良好，以實驗所得為基準對理論自然頻率進行誤差比較，其自然頻率誤差皆在 7.5% 以內。圖 9 顯示此組合作之三個理論與實驗模態振型，可看出合理一致的對應，又由表 1 模態保證指標 (modal assurance criterion, MAC) 幾乎高於 0.8 得知，二者間模態振型對應性完全一致，僅有第 12 模態時 Y 方向模態保證指標為 0.12，

主要原因是該模態為 X 方向之振動模態，Y 方向幾乎沒有振幅所致，可由圖 9(e) 及圖 9(f) 滑件與背板組合作理論與實驗模態振型中看出。滑件背板組合作之最大阻尼比在第一模態為 0.648%，而累計平均阻尼比為 0.103%，累計平均阻尼比是以第 1、2 模態相加後取平均，再把 1、2 模態之累計平均阻尼與第 3 模態相加後取平均，以此類推第 4、5 之後之模態，視實驗所得之模態數取得其累計平均阻尼比，此累計平均阻尼比是後續簡譜分析時所被需要的常數阻尼

表 2 滑件與背板組件之有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率誤差、實驗阻尼比及模態保證指標總表

模態	FEA (z)	模態	EMA (Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	累計平均阻尼比 (%)	MAC	
							Y	X
F-1	584.2	E-1	546.0	6.99	0.648	0.648	0.77	0.95
F-2	618.7	E-2	583.8	5.97	0.083	0.366	0.98	0.94
F-3	1,164.7	E-3	1,093.5	6.51	0.230	0.298	0.99	0.85
F-4	1,566.8	E-4	1,529.7	2.43	0.306	0.302	0.97	0.87
F-5	1,977.9	E-5	1,927.3	2.63	0.140	0.221	0.98	0.70
F-6	2,422.1	E-6	2,253.9	7.46	0.137	0.179	0.98	0.55
F-7	2,723.2	E-7	2,553.7	6.64	0.135	0.157	0.96	0.56
F-8	2,993.9	E-8	2,922.3	2.45	0.228	0.192	0.94	0.98
F-9	3,522.3	E-9	3,508.0	0.41	0.050	0.121	0.87	0.78
F-10	3,675.1	E-10	3,588.1	2.42	0.069	0.095	0.96	0.57
F-11	3,875.9	E-11	3,784.7	2.41	0.113	0.104	0.86	0.81
F-12	4,055.2	E-12	3,886.7	4.34	0.101	0.103	0.12	0.80

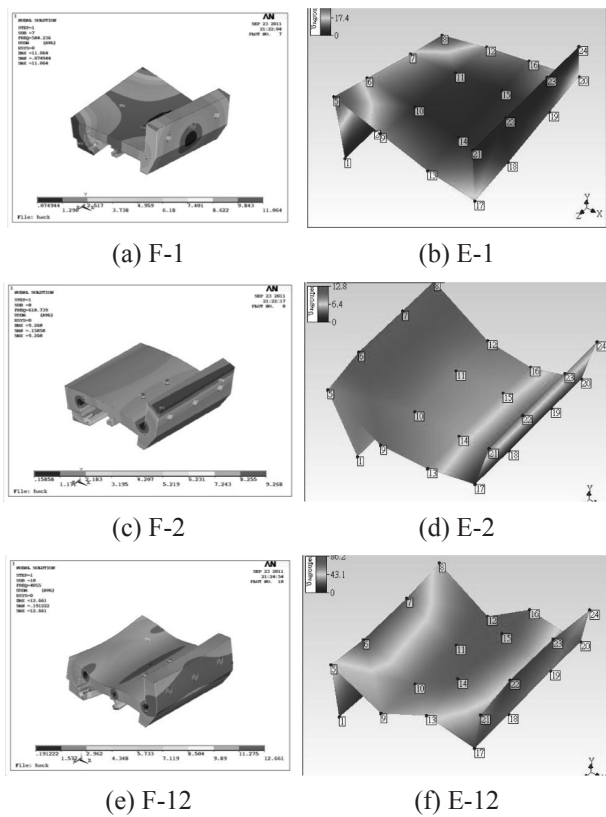


圖 9 滑件與背板組件理論與實驗模態振型

(constant damping) 參數。

圖 10 為滑件與背板組件之頻率響應函數圖，其中圖 10(a) 為 Y 方向同點之頻率響應函數；圖 10(b) 為 Y 方向轉移頻率響應函數，圖中之實線為實

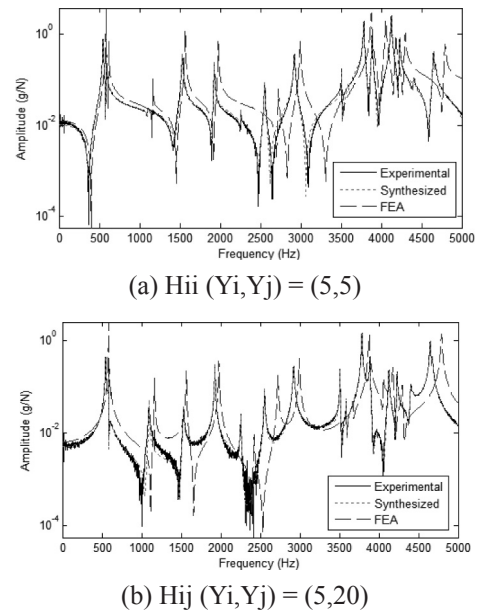
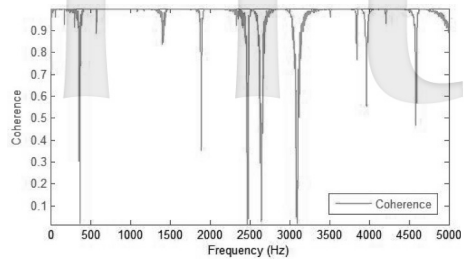


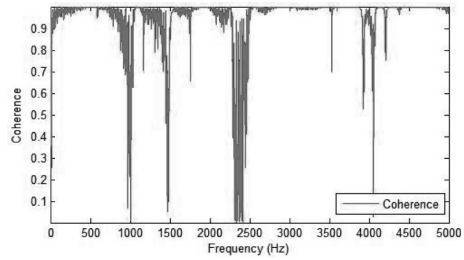
圖 10 滑件與背板組件之頻率響應函數圖

驗曲線，短虛線曲線為合成曲線而長虛線為理論曲線，由圖 10 可看出實驗曲線與理論曲線幾乎重疊，代表曲線嵌合的成功，而理論曲線除了少部分峰值的偏移外，大致上與合成曲線重疊，代表著分析模型與實際結構的等效響應。

圖 11 為滑件與背板組件實驗所得之關聯性函數 (coherence function)，其中圖 11(a) 為 Y 方向同點之關聯性函數；圖 11(b) 為 Y 方向轉移點關聯性函



(a) $\gamma_{ii}(Y_i, Y_j) = (5, 5)$



(b) $\gamma_{ij}(Y_i, Y_j) = (5, 20)$

圖 11 滑件與背板組套件之關聯性函數圖

數，在 Y 方向之關聯性函數除了在反共振點處不接近 1 外，其餘相當接近 1，代表實驗的可靠性是足夠的。但在 X 方向之關聯性函數在 1,500 Hz 以前卻不接近 1，有掉落的趨勢，推測原因可能是懸吊的方式所致。

綜合以上探討，由頻率響應函數及模態參數之比較分析，滑件與背板組套件已達模型驗證目的。

3. 斜楔緊裝配組套件模型驗證

本節將已完成模型驗證之滑件與背板組套件再與斜楔與基座組套件，透過位移限制模擬斜楔緊裝配之情形，搭配實驗模態分析進行模型驗證。

3.1 斜楔緊裝配組套件有限元素模型

斜楔緊裝配組套件之實際結構如圖 12，其構成順序為滑件與背板組套件套入基座，接著置入斜楔以迫緊固定滑件與背板組套件於基座上，圖 13 為斜楔緊裝配組套件之有限元素模型架構流程圖，與實際結構的構成方法相同，先將滑件與背板組套件組合，接著套入基座再以二斜楔迫緊以固定。在斜楔的部分利用設定位移限制以模擬實際迫緊狀況，如圖 13 中間圖所示，施加 Z 方向 -2 個單位的位移，以模擬斜楔的迫緊狀況。接觸面元素的設定，共分成 3 接觸

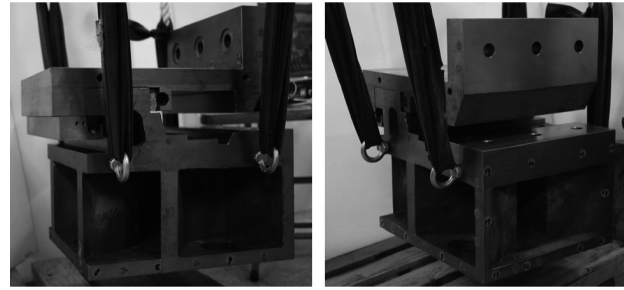


圖 12 斜楔緊裝配組套件之實際結構圖

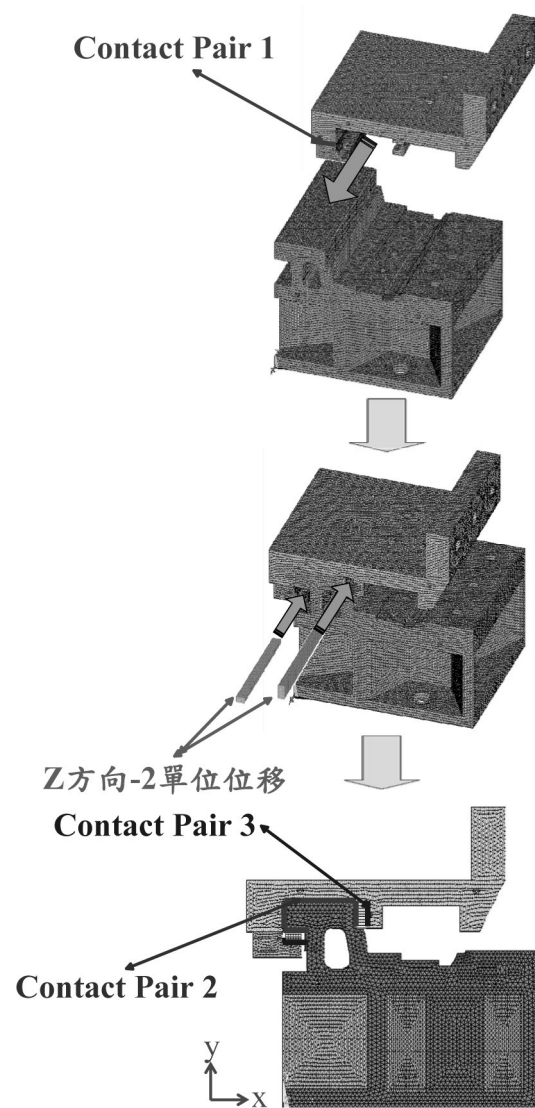


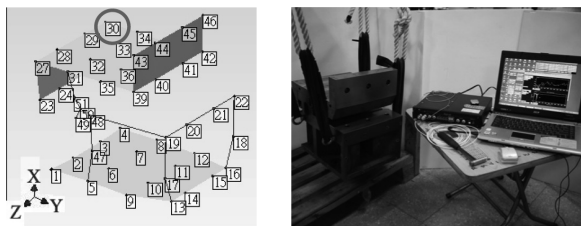
圖 13 斜楔緊裝配組套件之有限元素模型架構流程

對，Contact Pair 1 是滑件與背板組套件螺接觸面的設定，而 Contact Pair 2 是滑件與背板對與基座、斜楔與基座接合特凱片的接觸面，Contact Pair 3 則是斜楔與背板及滑件的接觸面。其接觸面的運算法則皆為

penalty method，不同處在於滑件與背板組零件選用 bonded (always) 的接觸面狀態，而 Contact Pair 2 特凱片的接觸面摩擦係數為 0.1 [16]。

3.2 斜楔緊裝配組零件實驗模態分析

圖 14(a) 為斜楔緊裝配組零件之實驗點數規劃圖，其規劃理念與 2.2 節相同，在此共規劃 52 個點，其中點 1 到點 16、點 19 到點 22 及點 27 到點 42 為 Y 方向敲擊，點 13 節點 22、點 23 到點 30 及點 39 點 46 為 X 方向敲擊，點 1、5、3、13、17、19、23、27、31、35、39、41 及點 47 到點 52 為 Z 方向敲擊，以利獲得較完整之模態振型。圖 14(b) 為實驗架構圖，實驗方法同 2.3 節，採用固定加速度計於點 30，以移動衝擊錘的方式進行實驗。頻譜分析儀設定與 2.2 節相同。



(a) 點數規劃圖

(b) 實驗架構圖

圖 14 斜楔緊裝配組零件

3.3 斜楔緊裝配組零件結果討論

由表 3 為斜楔緊裝配組零件之有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率誤差、實驗阻尼比及模態保證指標 (MAC) 總表得知，斜楔緊裝配組零件之理論與實驗之自然頻率誤差，僅有模態 F-5 對模態 E-4 為 10.53%，其餘皆在 8% 以內。典型之模態振型比較圖如圖 15 為斜楔緊裝配組零件理論與實驗模態振型。模態振型對應性可由表 3 模態保證指標 (MAC) 看出，理論與實驗模態振型對應一致，圖 15(c) 模態 F-2 為剛體模態，因而實驗未獲得；圖 15(d) 及圖 15(e) 是模態 F-9 及 F-10 為對稱模態，對應圖 15(f) 模態 E-8。斜楔緊裝配組零件之最大阻尼比出現在實驗第 7 模態為 1.342%，累計平均阻尼比為 0.997%。

圖 16 為斜楔緊裝配組零件之頻率響應函數圖，其中圖 16(a) 為 Y 方向同點之頻率響應函數圖、圖 16(b) 為 Y 方向轉移頻率響應函數圖，圖中實線為實驗曲線、短虛線為合成曲線而長虛線為理論曲線，由圖可看出不管是在 X 或 Y 方向 2,500 Hz 以前三條曲線相當接近，除了部分峰值因模態阻尼比的效應而有落差，可看出理論與合成曲線的等效性。但在所有的頻率響應函數曲線圖約在 100 Hz 及 450 Hz 處理論曲線出現了峰值，可能是實驗之懸吊方式，影響了剛體模態之頻率，就彈性模態而言，均已良好之對應性。

圖 17 為斜楔緊裝配組零件之關聯性函數，其中圖 17(a) 為 Y 方向同點之關聯性函數；圖 17(b) 為 Y

表 3 斜楔緊裝配組零件之有限元素分析與實驗模態分析之自然頻率誤差及實驗阻尼比總表

模態	FEA (Hz)	模態	EMA (Hz)	誤差 (%)	阻尼比 (%)	累計平均阻尼比 (%)	MAC	
							Y	X
F-1	254.0	E-1	250.1	1.59	0.793	0.793	0.91	0.99
F-2	430.9	--	--	--	--	--	--	--
F-3	590.3	E-2	549.3	7.47	0.931	0.862	0.86	0.97
F-4	727.0	E-3	691.4	5.14	1.016	0.939	0.99	0.97
F-5	1,067.3	E-4	965.6	10.53	1.041	0.990	0.96	0.97
F-6	1,138.8	E5	1,118.3	1.83	0.717	0.854	0.99	0.95
F-7	1,170.1	E-6	1,217.5	-3.89	0.999	0.926	0.97	0.98
F-8	1,816.1	E-7	1,795.6	1.14	1.342	1.134	0.91	0.22
F-9	1,879.1			0.77			0.86	0.92
F-10	1,894.1	E-8	1,864.8	1.57	0.581	0.858	0.83	0.81
F-11	2,080.3	E-9	2,048.3	-7.53	1.137	0.997	0.12	0.90

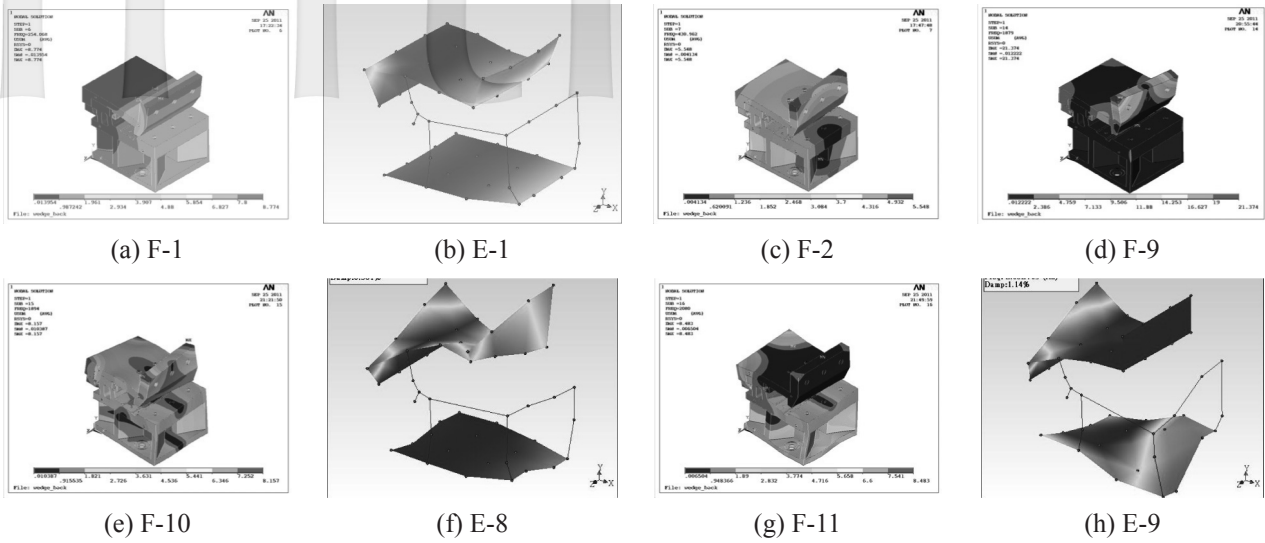


圖 15 斜楔緊裝配組零件理論與實驗模態振型

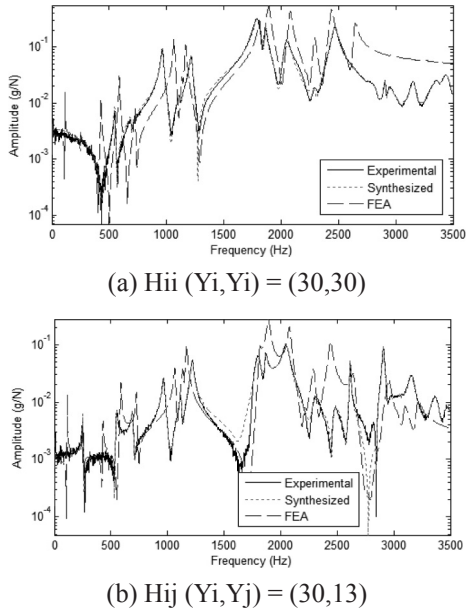


圖 16 斜楔緊裝配組零件之頻率響應函數圖

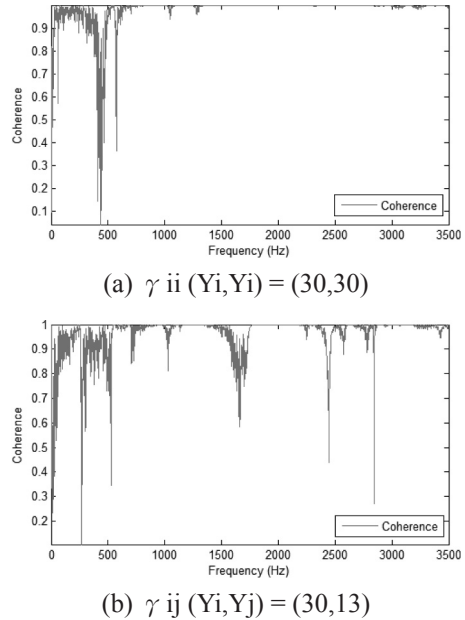


圖 17 斜楔緊裝配組零件之關聯性函數圖

方向轉移點關聯性函數，在所有的有關聯性函數除了在反共振點的地方，其餘大致上接近 1，代表此實驗品質良好。

綜合以上斜楔緊裝配組零件結果討論，確認組零件虛擬模型於 2,500 Hz 以前之響應與實際結構相吻合，完成斜楔緊裝配組零件之模型驗證。

4. 結論

本文建立了工具機結構之模擬分析技術，包括：螺栓鎖固及斜楔緊配合效應，並以實驗模態分析所得之模態參數作為有限元素模型驗證之比較依據，同時也驗證了結構頻率響應函數的等效性。透過單一組件、次組零件以及整體組零件的層層驗證，可以確認多組零件的分析模型可靠性，未來可應用此模擬分析技術建構實際組合組構之虛擬模型，以進行剛性及刀

削振動等響應預測分析。本文之技術可以拓展至不同螺栓個數及不同螺栓直徑之分析模型建立，斜面接合、不同接合面狀態之模擬，因此欲建立螺栓接合之多組零件或兩兩組件間接合面之分析模型皆可參考文中之方法，以建構及確認分析模型與實際結構間之等效性。本文闡述了結合有限元素分析及實驗模態分析之虛擬測試技術，未來可應用於工業界各種產品結構之設計分析。

5. 參考文獻

- [1] 王栢村。應用 CAE 與 EMA 技術於自行車虛擬測試之設計分析開發流程。2010 自行車產學研發論壇暨全國休閒自行車創意競賽頒獎典禮專題演講簡報，屏東。2010。
- [2] Huizinga A T M J M, Van Ostaijen M A A, Van Oosten Slingeland G L. A practical approach to virtual testing in automotive engineering. *Journal of Engineering Design*, 2002; 13: 33-47.
- [3] 王栢村、曹文昌。應用有限元素分析與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，臺北。2002；131-138 頁。
- [4] 林鴻裕、劉思正、王栢村、厲光耀。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。第十一屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，基隆。2003；198-205 頁。
- [5] Lucas L D, Garner R, Birdsong B. Helicopter missile launcher dynamics prediction with model updating and correlation. in the IMAC-XXII Conference. Dearborn, MI. 2004; s14p01.
- [6] 胡惠文、黃子瑄。煞車卡鉗之結構輕量化設計分析。中國機械工程學會第 26 屆全國學術研討會，臺南。2009；X00-001。
- [7] McCann D M, Weaver B T, Smith S J, Meacham E M. Modal testing diagnosis of bus seat failures. in IMAC-XXII Conference. Dearborn, MI. 2004; s20p07.
- [8] Wang B T. Integration of FEA and EMA techniques for percussion instrument design analysis. in Proceedings of 2011 International Conference on System Science and Engineering. Macau, China, 2011; 11-16.
- [9] Wang B T, Chen Y C, Huang H H, Chen Y C. Model verification and structural stiffness evaluation for utility vehicle frame structure. in The 25th World Battery Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exhibition. Shenzhen, China, 2010; K57HGP01.
- [10] Jose M M, Jeffrey V. Plate with holes under lateral load pressure. *Engineering Failure Analysis*, 1998; 5: 299-315.
- [11] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling*, 2007; 31: 895-911.
- [12] Roman S, Joakim S. Experimental study on fatigue resistance of composite joints with protruding-head bolts. *Composite Structure*, 2002; 55: 1-11.
- [13] 王栢村、謝宗廷、陳正陽、周芳俊。工具機螺栓接合面之模型驗證。第十九屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，彰化。2011；D-09。
- [14] 黃建綸、洪瑞斌、賴元隆。具耐磨襯墊滑動滑軌與定位平臺之摩擦與阻尼特性研究，中國機械工程學會第 27 屆全國學術研討會，臺北。2010；CC05-010。
- [15] 賀俊（譯）。機械元件設計。臺南：大行出版社，1981。
- [16] 蔡國忠。ANSYS Workbench 有限元素分析及工程應用。臺北：加樺國際圖書，2008。

附錄：符號總表

符號	單位	備註
A	mm ²	螺栓截面積
D	mm	螺栓節徑
E	MPa	螺栓楊氏係數
L	mm	螺栓長度
n		螺栓線數
P	N	螺栓鎖固後承受之拉力
P_i	mm	螺栓之螺距
r_c	mm	螺栓頭半徑
r_t	mm	螺栓節圓半徑
T	N-mm	扭矩
α	degree	螺旋角
δ	mm	螺栓鎖固後變形量
ϵ_0		螺栓鎖固之初始應變
θ	degree	螺紋角
θ_n	degree	設合力為單一力時之螺紋角
μ_1		螺紋面摩擦係數
μ_2		工件表面摩擦係數
ρ	degree	摩擦角